

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ESTUDO NUMÉRICO DO NÚMERO DE NUSSELT ASSOCIADO À TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CONVECÇÃO NATURAL EM CILINDROS HORIZONTAIS

Luiz Guilherme Vieira Meira de Souza, lguiherme_souza@hotmail.com¹
Sandi Itamar Schafer de Souza, sandi@ufrnet.br¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário Lagoa Nova, CEP 59078-970, Natal/RN

Resumo: Em projetos de engenharia que envolvem processos de transferência de calor por convecção natural é necessária a utilização de correlações analíticas e experimentais para o cálculo do número de Nusselt médio. A bibliografia apresenta inúmeras correlações, porém existem erros consideráveis associados à utilização delas, chegando a 20% nos casos mais extremos, e isto causa incertezas no momento de selecionar qual deve ser adotada. Com o objetivo de diminuir essas incertezas, utilizou-se de um pacote comercial de dinâmica dos fluidos computacional para a análise numérica de um modelo tridimensional em regime permanente que consiste no processo de transferência de calor em convecção natural entre um cilindro horizontal isotérmico e o ar que o circunda. Foram estudadas três temperaturas de parede e três temperaturas do ar, em um total de 9 casos. Para a análise proposta, foram obtidos os valores médios de números de Nusselt via simulação numérica e estes foram comparados com os resultados obtidos a partir da utilização de diferentes correlações analíticas e experimentais encontradas na literatura. Pôde-se determinar que 8 das 19 correlações utilizadas apresentaram erros relativos superiores a 10%, entretanto algumas retornaram valores bem satisfatórios, com erros relativos da ordem de 1% em relação ao valor numérico. Como objetivo secundário, realizou-se uma análise do número de Nusselt local e tornando possível provar que a hipótese inicial de que não havia transição para escoamento turbulento dentro da camada-limite térmica estava correta, já que identificou-se um decaimento uniforme do Nusselt local ao longo da circunferência do cilindro. Além disso, os campos de temperatura de cada um dos casos avaliados foram obtidos e analisados, o que permitiu a identificação de uma pluma descendente ao redor do cilindro, provocada pela variação de massa específica experimentada pelo ar ao perder calor para o cilindro.

Palavras-chave: Convecção natural, Cilindro horizontal, Número de Nusselt, Correlações, Simulação numérica

1. INTRODUÇÃO

Este artigo trata do fenômeno da transferência de calor por convecção natural entre um cilindro horizontal e o ar. Estas situações ocorrem em numerosas aplicações de engenharia, já que em muitos casos é necessária a transferência de calor e a movimentação entre dois pontos, como por exemplo, em refinarias de petróleo e em sistemas de refrigeração. Esses fluidos são transportados através de tubulações e este processo de transferência de energia pode ser analisado através de diferentes métodos.

Segundo Boetcher (2014), as pesquisas mais antigas, realizadas até meados da década de 1970, focaram em métodos analíticos e experimentais para analisar esses casos e resultaram em uma grande quantidade de correlações para o cálculo do número de Nusselt. Porém, de acordo com Morgan (1975) há uma grande dispersão nos dados experimentais devido às perdas por condução axial de calor para as estruturas suporte do cilindro, à localização das medições de temperatura e à utilização de câmaras pequenas demais para os experimentos. É por isso que existem erros consideráveis associados à utilização dessas correlações, chegando a 20% nos casos mais extremos, e isto causa incertezas no momento da seleção de qual deve ser adotada. Devido a isso, com o advento dos métodos numéricos os pesquisadores passaram a conduzir seus estudos com o auxílio da técnica de dinâmica dos fluidos computacional para prever as características do escoamento e as interações do mesmo com suas fronteiras.

Com o objetivo de diminuir as incertezas relacionadas ao processo de seleção da correlação mais adequada, esta análise focou no levantamento de dados a respeito do número de Nusselt médio e na comparação desses resultados com os fornecidos pelas correlações disponíveis na literatura, resultando em um parecer acerca da confiabilidade e precisão delas. Para tal, utilizou-se um pacote comercial de dinâmica dos fluidos computacional para a análise numérica de um

modelo tridimensional em regime permanente que consiste na transferência de calor em convecção natural entre um cilindro horizontal com diferentes temperaturas de parede externa e da massa de ar que o circunda. Como objetivos secundários, realizou-se uma análise do número de Nusselt local e os campos de temperatura de cada um dos casos avaliados foram obtidos e analisados.

2. MODELO FÍSICO

2.1. Equações

A fim de atingir os objetivos propostos, inicialmente estudaram-se quais fenômenos têm relevância para o caso em questão. Como o escoamento de ar conta com transferência de massa, de quantidade de movimento e de calor, foi necessária a utilização das equações da continuidade, da quantidade de movimento e da energia. De acordo com o Solver Theory Guide do Ansys CFX (2009) a equação da continuidade pode ser expressa pela Eq. (1), a da conservação da quantidade de movimento (descrita pelas equações de Navier-Stokes) pode ser expressa pela Eq. (2) e a da energia pela Eq. (3), todas em notação indicial e para o regime de escoamento laminar.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho V_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho V_i V_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] + SM \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho V_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

Nas equações acima, ρ é a densidade, x é a coordenada, V é o vetor velocidade, os subíndices i, j e k indicam as componentes escalares do vetor velocidade, p representa a pressão, SM é o somatório das forças de campo, λ é o coeficiente difusivo, T é a temperatura e c_p é o calor específico a pressão constante. Para este estudo foi assumida a hipótese de escoamento laminar, portanto os termos turbulentos das equações anteriores foram omitidos.

2.2. Número de Nusselt

Çengel (2012) afirma que o Número de Nusselt é uma grandeza bastante utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção baseada em análise dimensional, a qual é utilizada para determinar parâmetros através de relações de similaridade. Tipicamente, para o caso de convecção natural, o número de Nusselt é expresso em função de outros dois números adimensionais: o número de Rayleigh e o número de Prandtl. Considerando-se um escoamento externo a uma geometria cilíndrica, como é o caso estudado, o número de Nusselt médio pode ser determinado através da Eq. (4).

$$Nu_D = \frac{hD}{k_f} \quad (4)$$

h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, D é o diâmetro externo do cilindro e k_f é o coeficiente de transferência de calor por condução do fluido.

De acordo com Çengel (2012), quando se trata da transferência de calor entre uma superfície e um fluido, o Número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor convectiva e a condutiva. Neste contexto, a convecção inclui tanto a advecção quanto a difusão. A componente condutiva da transferência de calor é medida sob as mesmas condições que a convectiva, porém com um fluido hipoteticamente estático. Um número de Nusselt próximo da unidade, ou seja, convecção e condução com magnitudes similares, é característico de escoamento laminar. Valores maiores correspondem a uma convecção mais ativa e predominante. Pode-se concluir, então, que os valores de Nu para casos com convecção natural são menores que os valores encontrados para a convecção forçada (Çengel, 2012).

2.3. Número de Rayleigh

As camadas limite térmicas relativas ao processo de convecção natural não são restritas ao escoamento laminar. Assim como na convecção forçada, instabilidades fluidodinâmicas podem aparecer. Isto é, distúrbios no escoamento podem ser amplificados, levando à transição de escoamento laminar para turbulento.

A transição na camada limite térmica depende da magnitude das forças de empuxo e das forças viscosas desenvolvidas no fluido. De acordo com Bejan (1984), em problemas de convecção natural pura, o número de Rayleigh indica a força relativa do escoamento induzido pela flutuabilidade.

Este número é definido como o produto do número de Grashof, que descreve a relação entre a flutuabilidade e a viscosidade dentro de um fluido, e o número de Prandtl, que descreve a relação entre a difusividade dinâmica e a difusividade térmica. Assim, o número de Rayleigh também pode ser visto como a razão de forças de flutuabilidade e viscosidade multiplicadas pela razão das difusividades térmica e dinâmica.

A Eq. 5 traz a equação do número de Rayleigh para um cilindro. Nesta, g é a aceleração local da gravidade, β é o coeficiente de expansão térmica, T_s é a temperatura da superfície (temperatura da parede), T_∞ é temperatura quiescente (temperatura do fluido distante da superfície do objeto), D é o diâmetro do cilindro, ν é a viscosidade cinemática e α é a difusividade térmica. As propriedades do fluido devem ser avaliadas a partir do valor da temperatura de película, que é igual à média entre T_s e T_∞ .

$$Ra_D = Gr_D Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (5)$$

De acordo com Incropera et al. (2008), assim como na convecção forçada, a transição para o regime turbulento tem um grande efeito sobre a transferência de calor. Dessa forma, as equações para o cálculo do número de Nusselt deduzidas a partir de estudos analíticos são aplicáveis somente o número de Rayleigh for menor ou igual ao valor crítico, que é o valor que define o início do regime de transição. Para o caso de cilindros, o valor crítico é da ordem de 10^9 (Çengel, 2012; Incropera et al., 2008). Para obter correlações apropriadas para o escoamento turbulento, a ênfase deve-se voltar para resultados experimentais.

2.4. Estudos em Convecção Natural em Cilindros Horizontais

Uma profunda revisão bibliográfica acerca dos estudos realizados ao longo dos anos a respeito da convecção natural em cilindros em contato com o ar foi realizada por Boetcher (2014). A autora dividiu este campo de pesquisa em dois períodos de tempo principais: as investigações mais antigas e os desenvolvimentos modernos. Enquanto as investigações mais antigas focavam em técnicas analíticas e experimentais, as investigações modernas têm focado no uso da dinâmica dos fluidos computacional. Diversas correlações para números de Nusselt médio ao longo de toda a circunferência de um cilindro isotérmico foram apresentadas e as que se aplicam ao caso estudado neste artigo (devido à faixa de valores utilizada para o número de Rayleigh) estão contidas na Tab. 1.

Conforme mostrado na Fig. (1), para um cilindro aquecido, os números de Nusselt locais são influenciados pelo desenvolvimento da camada-limite, que começa em $\theta = 0$ e termina em $\theta < \pi$ com a formação de uma pluma ascendente a partir do cilindro. Se o escoamento permanecer laminar ao longo de toda a superfície, a distribuição dos números de Nusselt locais com θ é caracterizada por um máximo em 0 e um decaimento com o aumento de θ (Incropera et al, 2008). Esta diminuição seria interrompida em números de Rayleigh suficientemente grandes ($Ra_D > 10^9$) para permitir a transição para o regime turbulento no interior da camada limite. Se o cilindro for resfriado em relação ao fluido ambiente, como é o caso do estudo atual, o desenvolvimento da camada limite se inicia em $\theta = \pi$, o número de Nusselt local tem um valor máximo nessa posição e a pluma é formada para baixo.

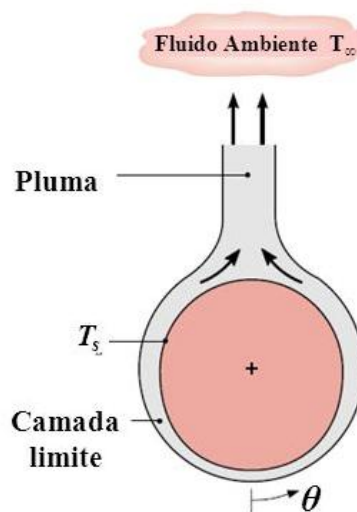


Figura 1. Desenvolvimento da camada-limite e distribuição de números de Nusselt sobre um cilindro horizontal aquecido.

Tabela 1. Correlações aplicáveis ao presente estudo reunidas por Boetcher (2014).

Pesquisador	Estudo	Correlação
Petavel (1901)	Experimental	$Nu_D = 0,562(Gr_D Pr)^{0,25}$
Davis (1922)	Experimental	$Nu_D = 0,47(Gr_D Pr)^{0,25}$
Rice (1923)	Experimental	$Nu_D = 0,97(Gr_D Pr)^{0,203}$
Rice (1924)	Experimental	$Nu_D = \frac{2}{\ln(1 + 2 / 0,47(Gr_D Pr)^{1/4})}$
Koch (1927)	Experimental	$Nu_D = 0,412(Gr_D Pr)^{0,25}$
Schurig e Frick (1930)	Analítico	$Nu_D = 0,57(Gr_D Pr)^{0,24}$
King (1932)	Analítico	$Nu_D = 0,53(Gr_D Pr)^{0,25}$
Lander (1942)	Experimental	$Nu_D = 0,49(Gr_D Pr)^{0,25}$
Kyte et al (1953)	Experimental	$Nu_D = \frac{2}{\ln(1 + 5,01 / (Gr_D Pr)^{0,26})}$
van Der Hegge Zijnen (1956)	Analítico	$Nu_D = 0,35 + 0,25(Gr_D Pr)^{1/8} + 0,45(Gr_D Pr)^{1/4}$
Rebrov (1961)	Experimental	$Nu_D = [0,98 - 0,01(\log Gr_D Pr)^2] Gr_D Pr^{0,14} [0,14 + 0,015 \log(Gr_D Pr)]$
Saville e Churchill (1967)	Analítico	$Nu_D = 0,548(Gr_D Pr)^{0,25}$
Weder (1968)	Experimental	$Nu_D = 0,858(Gr_D Pr)^{0,22}$
Churchill e Chu (1975)	Analítico	$Nu_D = 0,60 + 0,387 \left(\frac{Gr_D Pr}{[1 + (0,559 / Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right)^{1/6}$
Morgan (1975)	Analítico	$Nu_D = 0,85(Gr_D Pr)^{0,188}$
Kuehn e Goldstein (1976)	Analítico	$\frac{2}{Nu_D} = \ln 1 + \frac{2}{\left[\left\{ 0,518 Ra_D^{1/4} \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{3/5} \right]^{-5/12} \right\}^{15} + \left(0,1 Ra_D^{1/3} \right)^{1/5} \right]^{1/15}}$
Fand et al (1977)	Experimental	$Nu_D = 0,474 Ra_D^{0,25} Pr^{0,047}$
Fujii et al (1979)	Numérico	$\frac{2}{Nu_D} = \ln \left[1 + \frac{4,065}{C(Pr) Ra_D^m} \right]; m = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 4 Ra_D^{1/8}}; C(Pr) = \frac{0,671}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{4/9}}$
Fujii et al (1982)	Analítico e Experimental	$\frac{2}{Nu_D} = \ln \left[1 + \frac{3,3}{C(Pr) Ra_D^m} \right]; m = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5 Ra_D^{0,175}}; C(Pr) = \frac{0,671}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{4/9}}$

3. METODOLOGIA

Como já foi dito, o estudo será realizado sobre um cilindro horizontal (com temperatura prescrita na parede) circundado por ar. As temperaturas do ar e do cilindro foram variadas de forma a estudar o comportamento dos campos de temperatura e a variação do número de Nusselt médio e local. Os valores adotados para essas duas condições de contorno estão presentes na Tab. 2 e resultam em um total de 9 casos estudados. Esses valores de temperatura foram selecionados de forma a atender aos requisitos de um estudo sobre o coeficiente convectivo a ser selecionado para o cálculo da transferência de calor em aletas, que foi feito em paralelo a este estudo.

Tabela 2. Valores selecionados para as condições de contorno do problema.

Caso	Temperatura do Cilindro [°C]	Temperatura do Ar [°]
1	8	22
2	12	22
3	15	22
4	8	27
5	12	27
6	15	27
7	8	33
8	12	33
9	15	33

A metodologia necessária para a obtenção da solução do problema segue os passos requeridos pelo ANSYS CFX 13.0, o pacote comercial de simulação numérica selecionado. O primeiro passo é criar a geometria do problema. Como esse estudo não focou no comportamento térmico do cilindro em si, apenas do ar ao seu redor, o mesmo não foi modelado. Portanto, utilizou-se o ANSYS DesignModeler® para criar uma geometria tridimensional correspondente a um domínio fluido (o ar), com largura de 190 mm, altura de 152 mm e profundidade de 100 mm, com um furo passante no centro (correspondente ao espaço teoricamente ocupado pelo cilindro horizontal) de 19 mm de diâmetro.

O passo seguinte à geração da geometria de cada um dos casos é a discretização do domínio computacional em um conjunto de pequenos elementos que vão compor a malha computacional. Para tal, gera-se uma malha computacional sobre a geometria previamente obtida através do ANSYS Meshing®.

Sabe-se que quanto mais refinada uma malha os resultados tendem a uma maior precisão, se aproximando do experimental, desde que seja utilizado um modelo que descreva bem os fenômenos envolvidos na problemática abordada. Porém quanto maior este refino mais esforço computacional e tempo são requeridos para que se chegue à solução numérica do problema. Por isso é necessário que se dê atenção aos parâmetros de interesse na malha, já que nem sempre é necessário realizar um refino por igual.

Sendo assim, o passo inicial para se gerar a malha, é um conhecimento prévio de algumas características do escoamento, como qual a direção de escoamento, quais as condições de turbulência, onde ocorrem os fenômenos de interesse, etc. Sabe-se que, neste caso, o fluido se desloca preferencialmente na direção descendente (eixo y) e que os efeitos térmicos de interesse para este estudo ocorrem nas proximidades do cilindro. Portanto, o refino maior será dado na região da malha que representa a interface ar-cilindro. Para tal, foi dado um efeito de inflação, diminuindo bastante o tamanho e altura dos elementos nesta região de modo a capturar com precisão os efeitos de interesse. A malha resultante é mostrada na Fig. (2), na qual se pode ver que a região que representa a interface cilindro-ar apresenta cor mais escura, o que indica uma maior densidade de elementos.

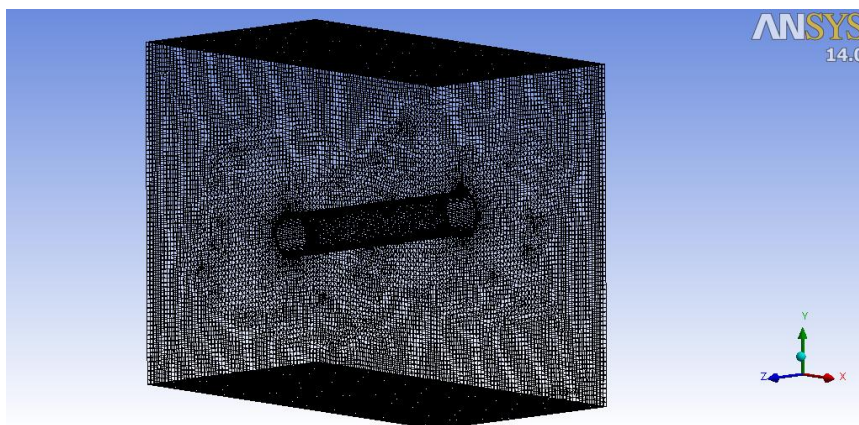


Figura 2. Malha resultante para o estudo em questão.

O passo seguinte é importar a malha gerada para o Ansys CFX Pre[®] e prepará-la para ser simulada, impondo a ela as condições iniciais e de contorno referentes ao caso em estudo. Às duas paredes perpendiculares ao eixo y da malha foi dada a condição de abertura, ou seja, caberá ao software determinar e mostrar como resultado se aquela condição corresponderá a uma entrada ou uma saída de fluido. Isso foi feito para que seja possível considerar a recirculação de fluido nessas regiões. A temperatura da abertura varia conforme a temperatura do ar adotada em cada um dos casos apresentados na Tab. 1 e a pressão relativa adotada foi de 0 Pa, indicando a condição de pressão atmosférica.

Às duas paredes perpendiculares ao eixo x da malha foi dada a condição de parede adiabática e sem deslizamento e às duas paredes perpendiculares ao eixo z foi dada a condição de simetria. Isto foi feito considerando-se que o escoamento não varia na direção z, sendo, portanto, necessário resolver o problema apenas em uma porção do domínio e expandir os resultados para o restante do mesmo. Por fim, na interface cilindro-ar foi imposta a condição de parede com temperatura prescrita, que são as temperaturas do cilindro em cada um dos casos apresentados na Tab. 1.

Após esta fase, o domínio default foi especificado. O material adotado foi ar gás ideal, o fluido foi assumido como contínuo e a pressão de referência foi de 1 atm (pressão atmosférica). Como se trata de um caso envolvendo convecção natural, a flutuabilidade (*Buoyancy*), que é a força que impulsiona o movimento do ar devido à diferença de densidade entre o ar aquecido e o não-aquecido, é ativada. Definiu-se o vetor gravidade igual a $-g$ na direção y e a densidade de referência para a flutuabilidade foi definida separadamente para cada caso, já que a densidade do ar é função da temperatura dele.

O modelo de transferência de calor adotado foi o Thermal Energy. Como ele traz consigo as equações de entalpia e temperatura, mas não inclui efeitos de compressibilidade nem os provocados por dissipação viscosa, ele é indicado para modelos térmicos de baixa velocidade. O estudo para determinar o modelo de turbulência mais aplicado incluiu uma avaliação preliminar da transição na camada limite térmica associada ao processo. O número de Rayleigh foi calculado analiticamente para os 9 casos e seu valor foi menor que o valor crítico (10^9) para todos eles. Portanto, adotou-se a hipótese de que esse processo de transferência de calor ocorre sem transição da camada limite térmica para o regime turbulento. Assim, desprezam-se os efeitos de turbulência e considera-se que o escoamento de ar seja laminar.

O tipo de análise foi definido como regime permanente, já que não há a necessidade de capturar os efeitos transitórios que precedem a estabilização da transferência de massa, quantidade de movimento e de energia. Por fim, o critério de convergência adotado foi de resíduo RMS igual a $1e-6$ e assim, cada caso estava pronto para ser resolvido no ANSYS CFX Solver[®]. Como exemplo, o caso 1 no ANSYS CFX Pre[®] pode ser visualizado na Fig. (3).

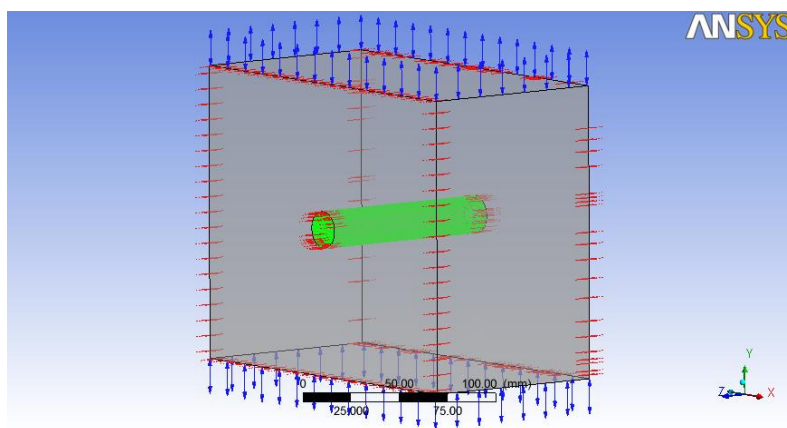


Figura 3. Caso configurado no ANSYS CFX Pre[®] com a região da interface cilindro-ar destacada em verde.

4. RESULTADOS

Após o término de cada uma das nove simulações, o software retorna algumas variáveis relacionadas às fronteiras do domínio, como forças e momentos viscosos e de pressão nas paredes, e relacionadas ao escoamento em si, como momentos em x, y e z, vazão mássica, transferência de calor, etc. A etapa seguinte é tratar os dados de forma adequada para a análise, a fim de produzir uma representação física da solução através de visualizações do domínio, plotagens vetoriais e de contornos das variáveis da solução e operações algébricas e analíticas com as variáveis.

4.1. Número de Nusselt Médio

O objetivo principal desta pesquisa foi a comparação do valor obtido numericamente para o número de Nusselt médio com os valores obtidos a partir das correlações apresentadas na Tab. 1 e a elaboração de um parecer acerca da seleção da correlação mais adequada. Sendo assim, o primeiro passo foi o cálculo do número de Nusselt médio numérico a partir da Eq. (4) e da informação de fluxo de calor obtida através do Ansys CFD-Post. Em seguida foi feito o cálculo dos valores de Nusselt médio através das correlações. Estes cálculos foram realizados para cada um dos casos simulados e foram construídos 3 gráficos para mostrar a dispersão entre os valores obtidos a partir dos dois métodos. Os gráficos para as temperaturas do cilindro correspondentes a 8, 12 e 15°C estão nas Figs. (4), (5) e (6) respectivamente.

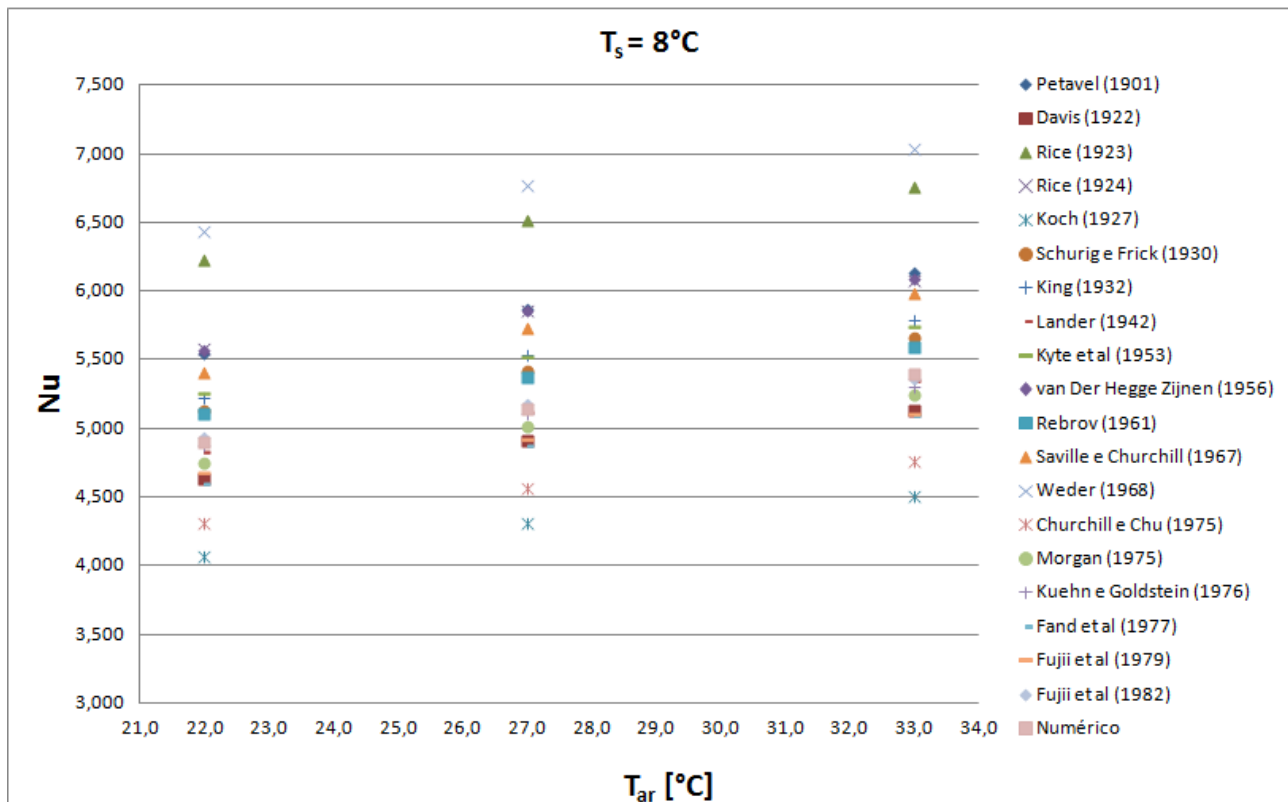


Figura 4. Gráfico que mostra os valores dos números de Nusselt médio para a temperatura do cilindro de 8°C .

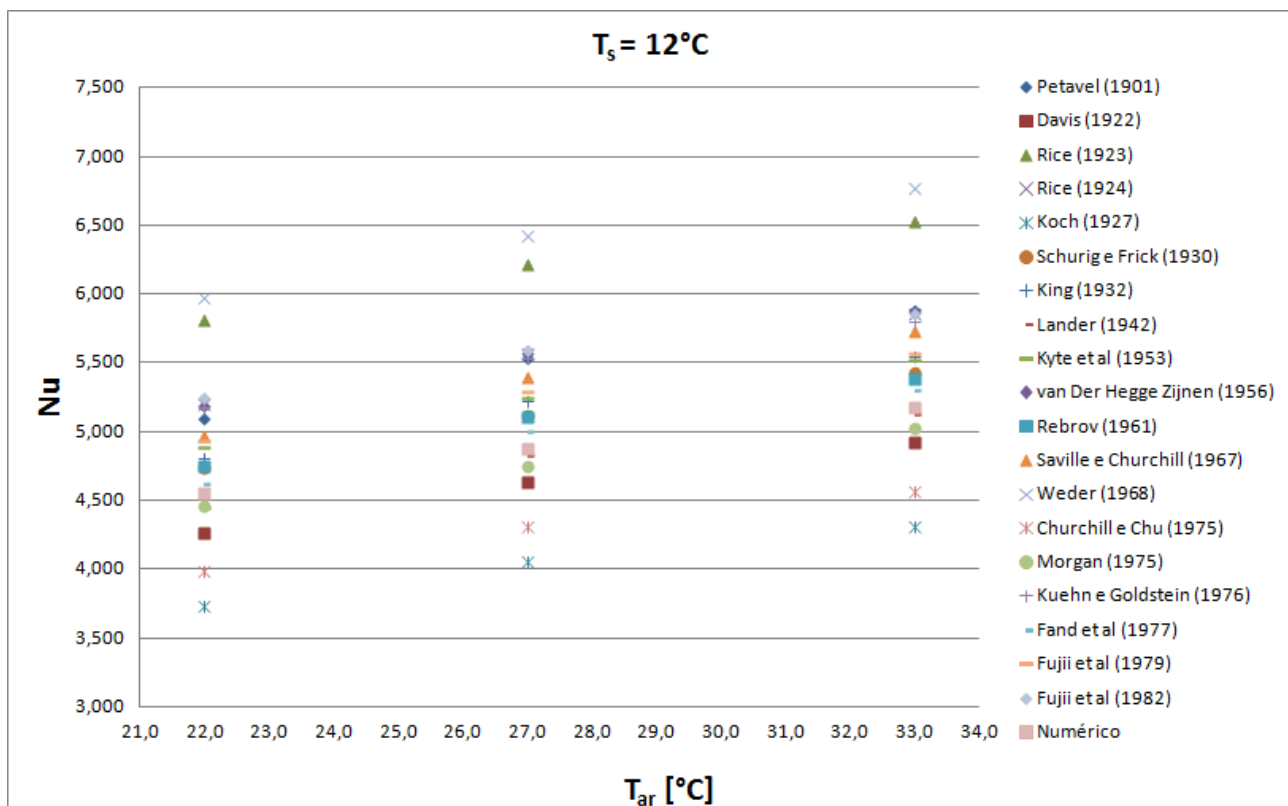


Figura 5. Gráfico que mostra os valores dos números de Nusselt médio para a temperatura do cilindro de 12°C .

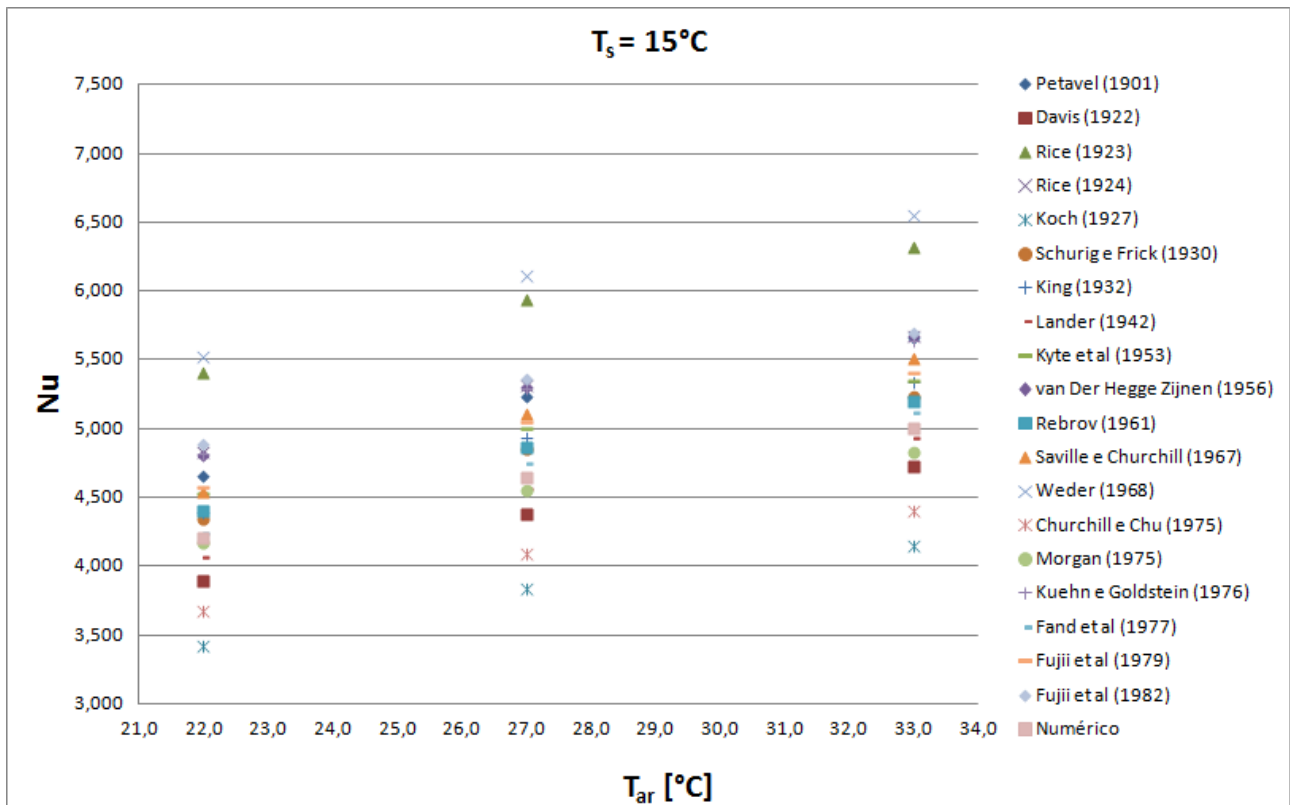


Figura 6. Gráfico que mostra os valores dos números de Nusselt médio para a temperatura do cilindro de 15°C .

Para os casos 1, 2 e 3, representados pelo gráfico da Fig. (4), as correlações que apresentam erros relativos superiores a 10% são as de Petavel (1901), Rice (1923), Rice (1924), Koch (1927), van Der Hegge Zijnen (1956), Weder (1968) e Churchill e Chu (1975), sendo 13,7%, 26,3%, 13,4%, 16,7%, 13,5%, 31,0% e 11,7% na média, respectivamente. As correlações que apresentaram menor erro relativo são as de Lander (1942) Kuehn e Goldstein (1976) e de Fujii et al (1982), sendo 0,9%, 1,1 % e 0,7% na média, respectivamente.

Para os casos 4, 5 e 6, representados pelo gráfico da Fig. (5), as correlações que apresentam erros relativos superiores a 10% são as de Petavel (1901), Rice (1923), Rice (1924), Koch (1927), van Der Hegge Zijnen (1956), Weder (1968), Churchill e Chu (1975), Kuehn e Goldstein (1976) e de Fujii et al (1982), sendo 13,0%, 27,0%, 13,8%, 17,2%, 13,7%, 31,2% e 12,0%, 13,0% e 14,3% na média, respectivamente. As correlações que apresentaram menor erro relativo são as de Lander (1942), Morgan (1975) e de Fand et al (1977), sendo 1,5 %, 2,6% e 2,2% na média, respectivamente.

Para os casos 7, 8 e 9, representados pelo gráfico da Fig. (6), as correlações que apresentam erros relativos superiores a 10% são as de Petavel (1901), Rice (1923), Rice (1924), Koch (1927), van Der Hegge Zijnen (1956), Weder (1968), Churchill e Chu (1975), Kuehn e Goldstein (1976) e de Fujii et al (1982), sendo 12,2%, 27,6%, 14,2%, 17,7%, 13,9%, 31,3% e 12,3%, 13,8% e 15,1% na média, respectivamente. As correlações que apresentaram menor erro relativo são as de Lander (1942), Morgan (1975) e de Fand et al (1977), sendo 2,2%, 2,1 % e 1,8% na média, respectivamente.

4.2. Número de Nusselt Local

Afim de comprovar o que prevê a teoria a respeito da distribuição dos números de Nusselt locais sobre um cilindro horizontal resfriado em relação ao fluido ambiente, os valores de número de Nusselt local foram investigados para o caso 1 e se encontram dispostos na Tab. 3 em função do ângulo θ .

Tabela 3. Distribuição dos valores de número de Nusselt médio sobre o cilindro em questão para o caso 1.

θ	175	165	155	145	135	125	115	105	95	85	75	65	55	45	35	25	15	5
Nu_θ	6,16	6,13	6,10	6,05	5,98	5,91	5,81	5,69	5,55	5,39	5,20	4,95	4,59	4,17	3,62	2,95	2,21	1,63

Uma análise dos dados obtidos permite perceber que os valores de Nusselt local têm um máximo em $\theta = \pi$ e decaem de forma constante com a diminuição de θ . Esta distribuição é característica de escoamento laminar ao longo de toda a superfície, já que se houvesse transição para o regime turbulento no interior da camada limite esta diminuição

seria interrompida em números de Rayleigh suficientemente grandes ($Ra_D > 10^9$). Isso permite afirmar que a adoção da hipótese de escoamento sem transição, ou seja, laminar, foi correta.

4.3. Campos de Temperatura

A distribuição de temperaturas ao longo do escoamento pode ser visualizada para cada um dos 9 casos colorindo-se um plano montado no eixo XY com contornos de temperaturas locais. A Fig. (7) mostra o campo de temperatura para o caso 1, na qual a maior temperatura do domínio (cor vermelha) corresponde à temperatura prescrita para o ar (22°C) e a menor (cor azul) corresponde à temperatura prescrita para a superfície do cilindro (8°C). Através das análises dos campos de temperatura, foi possível confirmar o aparecimento de uma pluma descendente a partir do cilindro. Como o cilindro é resfriado em relação ao fluido ambiente, forma-se essa pluma devido ao movimento descendente que o ar adquire por causa do aumento em sua massa específica provocado pela perda de calor para o tubo. Esse movimento para baixo gera uma força de flutuabilidade também para baixo, ao contrário do que aconteceria se o cilindro fosse aquecido.

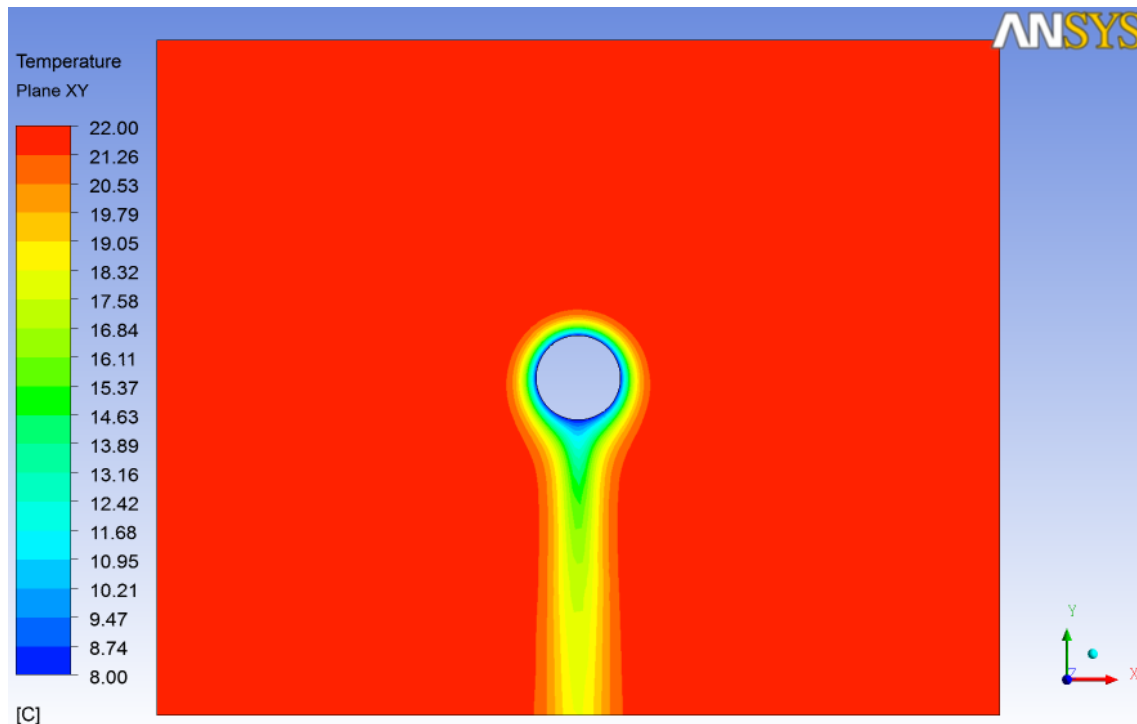


Figura 7. Campo de temperatura para o caso 1.

5. CONCLUSÕES

Pôde-se concluir que todos os objetivos propostos foram alcançados. O estudo comparativo entre os valores de número de Nusselt médio calculados numericamente e calculados através das correlações analíticas e experimentais que foram desenvolvidas ao longo dos anos em diversos estudos acerca da transferência de calor por convecção natural em cilindros horizontais externamente em contato com o ar indicou que os valores correlacionados que mais se aproximaram do valor numérico são os calculados através das correlações de Lander (1942) Kuehn e Goldstein (1976) e de Fujii et al (1982) para os casos 1, 2 e 3 e através das correlações de Lander (1942), Morgan (1975) e de Fand et al (1977) para os demais casos, havendo um erro relativo máximo de 2,6% com relação ao valor de referência (número de Nusselt médio numérico). É possível concluir que estudos mais recentes, que provavelmente utilizam técnicas mais modernas, resultam em correlações mais confiáveis. O caso que foge à regra é o de Lander, que mesmo sendo um estudo mais antigo apresentou resultados semelhantes aos das correlações mais recentes.

Foi comprovada a teoria da distribuição do número de Nusselt local e foi provado que a hipótese do não aparecimento de efeitos turbulentos dentro da camada limite térmica foi bem adotada. Além disso, foi possível obter a distribuição de temperaturas dentro do domínio e observar a formação da pluma descendente a partir do cilindro, que indica a região afetada termicamente pela transferência de calor entre o ar e o tubo resfriado.

6. REFERÊNCIAS

- Ansyes, I., 2009, "ANSYS CFX - Solver Theory Guide", V. 14.
 Bejan, A., 1996. "Transferência de Calor", Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brazil, 564 p.
 Boetcher, S.K.S., 2014, "Natural Convection from Circular Cylinders", Ed. Springer, New York, USA, 48 p.

Çengel, Y.A., 2012, “Transferência de Calor e de Massa”, Ed. Mc Graw Hill, 906 p.

Incropera, F.P. *et al.*, 2008, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, Ed. LTC, Rio de Janeiro, Brazil , 643 p.

Morgan V., 1975, “The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders”, Advanced Heat Transfer, Vol. 11, pp. 199-264.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

NUMERICAL STUDY OF THE NUSSELT NUMBER ASSOCIATED TO THE NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER ON HORIZONTAL CYLINDERS

Luiz Guilherme Vieira Meira de Souza, lguiherme_souza@hotmail.com¹
Sandi Itamar Schafer de Souza, sandi@ufrnet.br¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário Lagoa Nova, CEP 59078-970, Natal/RN

Abstract. *In engineering design involving heat transfer by natural convection processes it is required the use of analytical and experimental correlations for calculating the average Nusselt number. The literature presents numerous correlations, but there are considerable errors associated with their use and this causes uncertainty when selecting which should be adopted. In order to reduce this uncertainties, a computational fluid dynamics commercial package was used for the numerical analysis of a steady state three-dimensional model, which consists of the natural convection heat transfer process between an isothermal horizontal cylinder and the air surrounding it. Three wall temperatures and three air temperatures were studied, in a total of 9 cases. For the proposed analysis, average Nusselt numbers values were obtained through numerical simulation and these were compared to the results obtained from the use of different analytical and experimental correlations found in the literature. It was possible to determine that 8 of the 19 used correlations have relative errors exceeding 10%, however others returned very satisfactory values with relative errors of around 1%. As a secondary objective, a local Nusselt number analysis was carried out making it possible to prove that the initial hypothesis that there was no transition to turbulent flow within the thermal boundary layer was correct, since an uniform decay of the local Nusselt over the circumference of the cylinder was identified. Moreover, the temperature fields of each of the evaluated cases were obtained and analyzed, which led to the identification of a downward plume around the cylinder, caused by density variation experienced by the air while losing heat to the cylinder.*

Keywords: *Natural convection, Horizontal cylinder, Nusselt number, Correlations, Numerical simulation*