

# INVESTIGAÇÃO HÍBRIDA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM ARRANJO TRAPEZOIDAL DE TUBOS IMERSO EM ESCOAMENTO TURBULENTO

Ademar Bender, [ademarbender@gmail.com](mailto:ademarbender@gmail.com)<sup>1</sup>

Anderson Moisés Meier, [anderson.meier@gmail.com](mailto:anderson.meier@gmail.com)<sup>1</sup>

Paulo Sérgio Berving Zdanski, [paulo.zdanski@udesc.br](mailto:paulo.zdanski@udesc.br)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Mecânica, CCT – Centro de Ciências Tecnológicas, Universidade do Estado de Santa Catarina, Rua Paulo Malschitzki, 200, Zona Industrial Norte – Joinville – SC - Brasil

**Resumo.** Este trabalho teve por objetivo estudar e caracterizar a influência de determinados parâmetros sobre o desempenho termo hidráulico de uma matriz tubular de nove cilindros, submetida à convecção forçada. Empregou-se uma metodologia híbrida, através da qual dados experimentais, obtidos em túnel de vento, compõem condições de contorno para abordagem numérica através da utilização do software Ansys CFX<sup>®</sup> 15.0 com modelo SST de turbulência. Dentre os aspectos estudados estão: a velocidade de incidência do escoamento e o posicionamento dos tubos na matriz. Ambas abordagens (numérica e experimental) foram validadas para configurações alinhadas e alternadas de cilindros através da comparação com correlações empíricas existentes. Foi proposto então um novo arranjo, trapezoidal, ao qual estudou-se a influência do parâmetro denominado fator trapezoidal. Os resultados apontam que o novo arranjo pode trazer incrementos significativos na troca de calor, mas implica também em um aumento na queda de pressão o que torna necessário avaliar ambos em conjunto. Considerando-se um mesmo valor de Nusselt requerido, foi obtido o Reynolds de operação de cada geometria, implicando em diferentes perdas de carga. Neste sentido, considerando-se a variação do fator trapezoidal, obteve-se reduções na perda de carga de até 20%, comparando-se com a geometria alinhada, bem como 8.45% em relação a geometria alternada. Também é importante mencionar que os resultados foram condensados em uma nova correlação empírico/numérica para aplicações práticas com boa acurácia (erro máximo de 7%).

## 1. INTRODUÇÃO

Uma das principais aplicações da convecção forçada na indústria trata-se do projeto de trocadores de calor. Dentre as diferentes configurações, o trocador de calor de matrizes tubulares em escoamento cruzado tem sido utilizado em muitas aplicações, tais como em ar condicionados, refrigeração, indústria química, entre outros setores. Neste contexto, o estudo da transferência de calor deste arranjo tem em seus principais objetivos o aumento da eficiência na troca térmica dos equipamentos industriais, bem como na consequente economia de energia e redução de custos.

Os primeiros estudos nesta área datam do início do Séc. XX. Desde então muitas análises foram desenvolvidas, em geral de cunho experimental, o que deu origem a diversas correlações para transferência de calor em matrizes. Wang et al. (1996) conduziu experimentos para testar a dependência da transferência de calor e da queda de pressão de acordo com os parâmetros geométricos de 15 diferentes trocadores de calor, para determinar como o espaçamento entre tubos, a espessura dos tubos ou mesmo o número de colunas na matriz altera os resultados de transferência de calor e perda de carga. Jang and Wu (1996) fizeram um estudo numérico e experimental da transferência de calor e da perda de carga em matrizes alternadas. Khan et al. (2006) analisou o posicionamento e também a influência do espaçamento da matriz tubular. Huang et al. (2009) mediu experimentalmente a troca de calor para uma matriz tubular aletada, variando o espaçamento das aletas com matrizes alinhadas e alternadas.

O que se tem percebido é que, atualmente, com o grande desenvolvimento na parte tecnológica, houve uma intensificação destes estudos, através da utilização de métodos numéricos. Zhang, G.M et al (2014) estudou a transferência de calor em torno de uma nova geometria *egg-shaped*. Zdanski et al. (2014) fez uma análise numérica investigando o comportamento da troca de calor para matrizes tubulares com ‘afunilamento’. Neste contexto, percebe-se que a grande vantagem da metodologia numérica é que esta pode ser aplicada a diferentes problemas térmicos, conferindo maior rapidez na avaliação de novos parâmetros, ou mesmo no dimensionamento de novos equipamentos e análise de desempenho. Tudo isto com a devida acurácia que o desenvolvimento computacional proporciona.

Neste trabalho foi realizada a simulação numérica de um escoamento cruzado de ar seco sobre uma série de disposições de matrizes. Empregou-se o software comercial Ansys CFX<sup>®</sup> 15.0 em uma abordagem de RANS para o escoamento turbulento médio, com um modelo SST de turbulência. Utilizou-se de condições de contorno experimentais para a temperatura de entrada no domínio e fluxo especificado na parede dos cilindros. Variou-se o posicionamento dos tubos e também a velocidade de entrada no domínio. Os principais resultados obtidos indicaram que uma geometria trapezoidal proposta pode resultar em características termo hidráulicas bastante favoráveis, comparando-se com as geometrias padrão existentes atualmente.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

### 2.1. Equações de governo e método numérico

A abordagem utilizada para solução desse problema baseia-se nas equações de Navier-Stokes com média de Reynolds (RANS) aplicado para um escoamento turbulento incompressível de fluido newtoniano, em regime estacionário, com dissipação viscosa desprezível e propriedades constantes. As equações resultantes para conservação da massa, momento e energia são as seguintes respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p \bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \kappa_e \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

onde a pressão efetiva é dada por  $p_e = p + \frac{2}{3}\rho k$ , o coeficiente efetivo de viscosidade por  $\mu_e = \mu + \mu_t$  e o coeficiente efetivo de condutividade por  $\kappa_e = \kappa + \kappa_t$ . O modelo de turbulência adotado para fechamento das equações é o SST proposto por Menter (1994). Esse modelo utiliza as equações para transporte de  $k - \omega$  próximo da parede e as equações para transporte de  $k - \epsilon$  onde o escoamento é totalmente turbulento.

O método numérico empregado pelo software comercial *Ansys CFX® 15.0* denomina-se EBFVM (método de volumes finitos baseado em elementos). A característica conservativa do método é garantida pelos volumes finitos e a utilização de malhas não estruturadas é dada pela liberdade geométrica dos elementos finitos Maliska (2004). Neste método numérico o arranjo co-localizado de malha introduz um forte desacoplamento entre a pressão e a velocidade, sendo corrigido pelo esquema proposto por Rhie & Chow (1983).

### 2.2. Domínio e malha computacional

Na Fig. 1 está disposto o esquema de domínio das simulações bidimensionais realizadas, onde  $St$  é o espaçamento transversal,  $Sl$  o espaçamento longitudinal entre os cilindros,  $D$  o diâmetro dos cilindros e  $t$  o fator de trapézio. Os valores destes parâmetros são apresentados na Tab. 1. O ar entra no domínio com uma temperatura  $T_\infty$  (temperatura ambiente) e uma velocidade  $V$ , sendo que os cilindros apresentam fluxos de calor conhecido na superfície,  $Q''$ . Vale observar que estes valores foram obtidos experimentalmente.

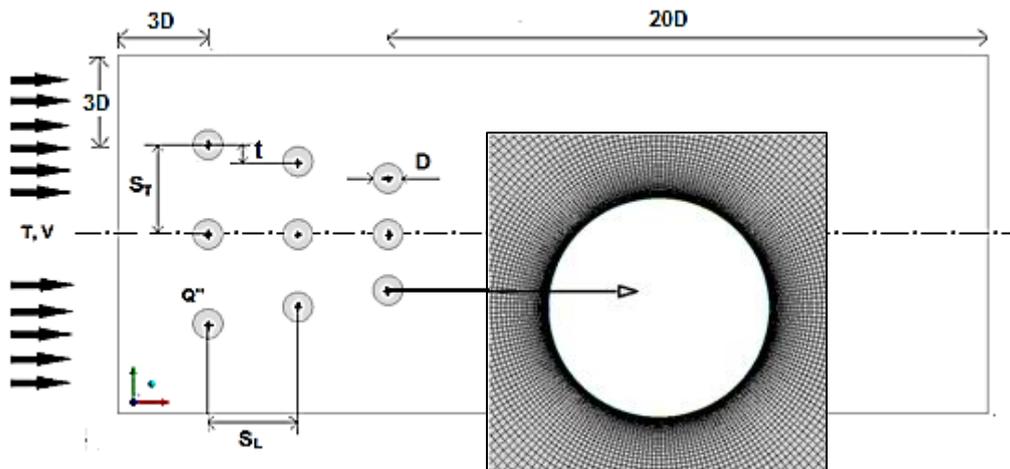


Figura 1. Domínio computacional para uma geometria trapezoidal e refino da malha próximo ao cilindro.

Tabela 1. Valores dos fatores geométricos do domínio de simulação.

Diâmetro do tubo	D	0,016m	Passo longitudinal	$P_L$	3
Espaçamento longitudinal	$S_L$	0,048m	Passo transversal	$P_T$	3
Espaçamento transversal	$S_T$	0,048m	Número de colunas	$N_L$	3

A malha computacional, mediante utilização do modelo SST de turbulência, deve necessariamente resolver a subcamada viscosa do escoamento. Dessa forma é necessário um refino suficiente para que a distância adimensional do primeiro nó computacional em relação à parede seja  $y^+ \leq 1$  segundo Menter (2003). Dessa forma o modelo  $k - \omega$  pode resolver a camada limite com a discretização necessária e o modelo  $k - \epsilon$  para o resto do domínio computacional.

Um estudo de independência de malha foi efetuado para análise do número de Nusselt. O resultado desse procedimento é apresentado para um dos casos conforme Fig. 2. Observa-se que conforme ocorre o refino da malha os valores da variável estudada tendem a estabilizar da quarta malha para a quinta malha, onde existe uma diferença de 1,55%. Portanto utilizou-se da malha 4, com 105611 elementos, atendendo aos critérios de  $y^+$ .

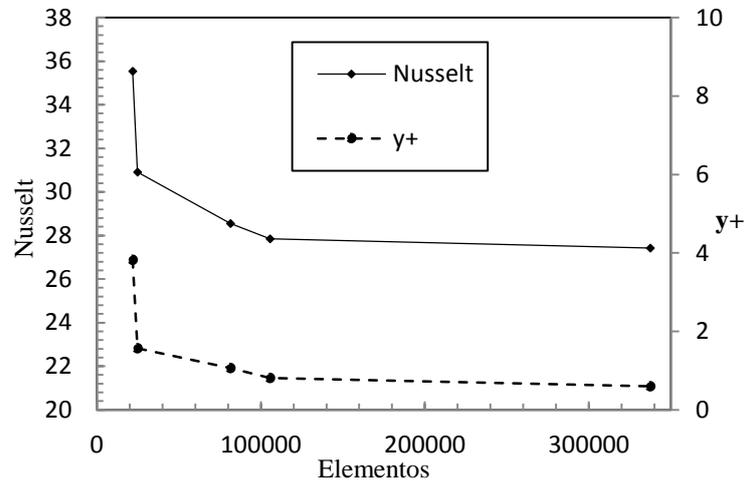


Figura 2. Estudo de independência de malha para matriz alinhada e velocidade de entrada 4m/s.

### 2.3.Procedimento experimental

Visando obter as condições de contorno do problema estudado, foi construído um aparato a partir da utilização de nove aquecedores cilíndricos (resistências). Este aparato possibilitou a variação no posicionamento dos cilindros da matriz, através do qual diferentes disposições foram propostas, conforme Fig. 3.

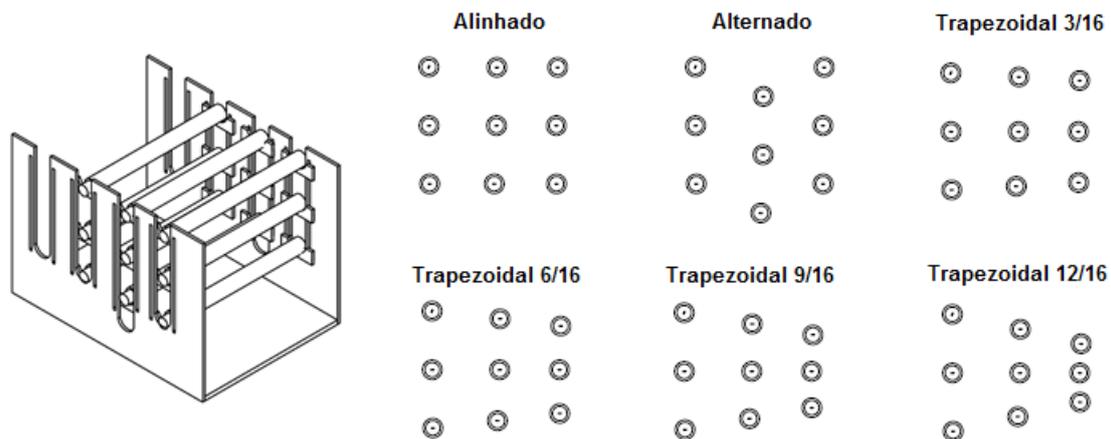


Figura 3. Conjunto de geometrias estudadas.

Os arranjos foram submetidos a uma série de ensaios em condições de convecção forçada de ar. Para tanto, utilizou-se de um túnel de vento tipo sucção (Fig. 4) com as características técnicas dispostas:

$$x_m = 0,24 ; L = 0,70m ; L_1 = 0,60m ; L_2 = 0,70m ; \theta = 12^\circ ; \phi = 0,50m ; D_1 = 0,60m ; D_2 = 0,25m ;$$

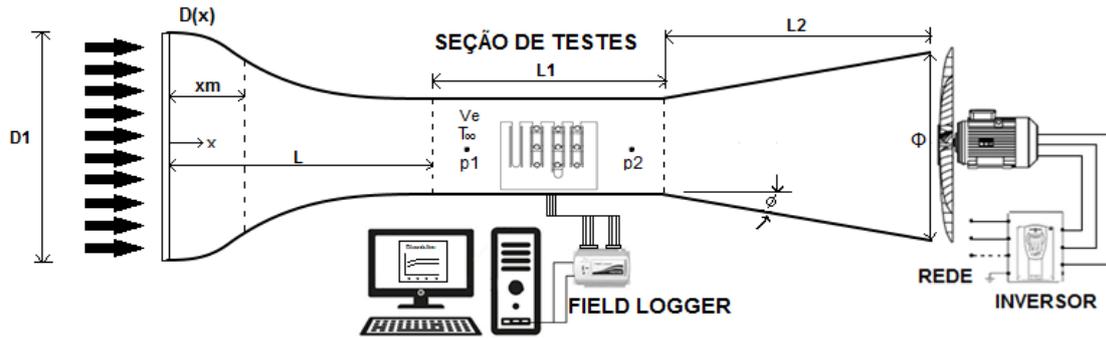


Figura 4. Esquemática do túnel de vento e aquisição de dados

$$\text{Para } x/L < xm: \quad \frac{D-D2}{D1-D2} = 1 - \frac{1}{xm^2} \cdot \left(\frac{x}{L}\right)^3 \quad (4)$$

$$\text{Para } x/L > xm: \quad \frac{D-D2}{D1-D2} = \frac{1}{(1-xm)^2} \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right)^3 \quad (5)$$

O bocal foi dimensionado a partir das Eqs (4) e (5), de forma a proporcionar um perfil de escoamento uniforme na seção de testes, com nível de intensidade turbulenta próximo a 1% (Zdanski, 2015). Através de um inversor controlou-se a frequência do motor para cinco diferentes velocidades: 4, 6, 8, 10 e 11 m/s. Os cilindros, comercialmente fabricados em aço inox, possuem diâmetro  $D_C=0,016m$  e comprimento  $L_C = 0,17m$ , tendo uma potência nominal de 200W. Em cada cilindro três termopares tipo K foram soldados, igualmente espaçados. A leitura de temperaturas foi realizada em tempo real através do equipamento *FieldLogger*, que possibilita leitura e aquisição dos dados via software. Após estabilização em regime permanente para cada configuração de teste, foram obtidos os valores de temperatura superficial média de cada cilindro, dada por:

$$\bar{T}_S = \frac{\int T dA_s}{\int dA_s} = \frac{\sum_{i=1}^{27} T_i A_i}{\sum_{i=1}^{27} A_i} = \frac{A(T_1+T_2+\dots+T_{27})}{27 \cdot A} = \frac{T_1+T_2+\dots+T_{27}}{27} \quad (6)$$

onde “ $A_S$ ” representa a área superficial sujeita a convecção forçada. Logo, desconsiderando as extremidades dos cilindros,

$$A_S = 9\pi D_C L_C \quad (7)$$

Quando submetidos à um diferencial de potencial conhecido, pode-se calcular a potência elétrica fornecida através da Eq. 8. Esta potência é dissipada em forma de calor de diferentes modos, sendo predominantemente de forma convectiva. As perdas por radiação foram estimadas pela Eq. (10) por um corpo único equivalente, de área superficial  $A_S$  irradiando para uma vizinhança a  $T_\infty$ .

$$P_{EL} = \sum_{i=1}^9 \frac{V^2}{R_i} \quad (8)$$

$$h_r = \epsilon \sigma (\bar{T}_S + T_{VIZ}) (\bar{T}_S^2 + T_{VIZ}^2) \quad (9)$$

$$q_{rad} = h_r A_S (\bar{T}_S - T_{VIZ}) \quad (10)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann e equivale a  $5.67 \cdot 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$ , enquanto  $\epsilon$  é a emissividade do material, que no caso do aço inox foi considerado como  $\epsilon = 0,25$  (Bramson, 1968).

Adicionalmente existe uma perda por condução nas extremidades dos cilindros e terminais dos termopares. Para minimizar estes efeitos foi utilizado isolante térmico no contato dos cilindros com o aparato, sendo considerado que ainda assim existe uma perda de 4% devido resistência nos cabos de alimentação. Desta forma foi possível obter os resultados para o fluxo de calor por convecção (Tab. 2), através da Eq. (11).

$$Q''_{conv} = \frac{0,96 \cdot P_{EL} - q_{rad}}{A_S} \quad (11)$$

Tabela 2. Temperatura de entrada (°C) e fluxo de calor nos cilindros (W/m<sup>2</sup>)

	Ve (m/s)	4.0	6.0	8.0	10.0	11.0
Alinhado	$T_{\infty}$	27.4	27.7	27.5	27.4	27.3
	$Q''_{conv}$	19172	19635	20062	20212	20067
Alternado	$T_{\infty}$	32	32.7	32.4	32.3	32.7
	$Q''_{conv}$	19934	20587	20597	20973	20662
Trapezoidal 3/16	$T_{\infty}$	27	27.6	27.3	27.3	27.4
	$Q''_{conv}$	19112	19677	20121	20114	20343
Trapezoidal 6/16	$T_{\infty}$	28.6	29.1	28.7	28.7	28.8
	$Q''_{conv}$	19812	20361	20804	21176	21230
Trapezoidal 9/16	$T_{\infty}$	29.9	28.8	29.2	29.3	29.2
	$Q''_{conv}$	20193	20950	21010	21182	21231
Trapezoidal 12/16	$T_{\infty}$	29.3	29.5	28.8	28.9	28.8
	$Q''_{conv}$	19872	20400	20464	20433	20470

## 2.4. Condições de contorno

Além das condições de contorno especificadas na Tab. 2, provenientes da análise experimental, algumas outras considerações foram feitas. Tendo em vista o domínio apresentado na Fig. 1, especificou-se na fronteira de saída do domínio pressão estática relativa nula. As paredes superior e inferior são consideradas adiabáticas e sem troca de calor na superfície. As paredes dos cilindros são consideradas lisas e assumem a condição de não deslizamento para as velocidades, com os valores de fluxo de calor constante na superfície. Dado que o software só trabalha em âmbito tridimensional foi especificada uma espessura unitária ao domínio, adotando uma condição de simetria para as paredes laterais do mesmo, de forma que os gradientes das propriedades na direção normal a elas são iguais. O critério de convergência adotado foi a raiz média quadrática do resíduo ( $RMS$ )  $< 10^{-6}$ . E com o esquema advectivo utilizado de alta resolução e escala de tempo física para assegurar a convergência dos resultados.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 3.1. Validação do modelo computacional

O modelo foi validado para um arranjo alinhado e alternado de nove cilindros em três fileiras, analisando-se tanto transferência de calor como perda de carga. Como Nusselt representa a razão entre a transferência de calor do fluido por convecção e por condução, seu valor está relacionado com o número de Reynolds, Prandtl e da disposição física do arranjo de cilindros no escoamento. Uma correlação empírica que envolve esses parâmetros e expressa seu valor médio para um conjunto foi proposto por Grimison (Incropera et al., 2009):

$$\overline{Nu}_D = 1,13 * C1 * C2 * Re_{D,máx}^m * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

onde  $C1$  e  $m$  são dependentes dos espaçamentos longitudinal e transversal, já o valor de  $C2$  é dependente do número de fileiras presentes na matriz. Esta equação é válida para uma faixa de número de Reynolds máximo entre 2000 e 40000, sendo seu valor avaliado na velocidade máxima do fluido no interior da matriz.

Para arranjos alinhados a velocidade máxima é avaliada na menor seção entre dois cilindros no plano transversal da segunda coluna de tubos. Para arranjos alternados a velocidade máxima é avaliada além da seção transversal, na seção diagonal entre dois cilindros, pois o fluido pode estar em velocidade máxima tanto no plano transversal como no plano longitudinal, resultante da bifurcação experimentada pelo escoamento nesse arranjo de matriz. Vale observar que as propriedades do fluido para o número de Reynolds máximo, bem como  $Pr$  são avaliadas na temperatura de filme do escoamento utilizando:

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} \quad (13)$$

onde  $T_f$  é a temperatura de filme,  $T_s$  é a temperatura de superfície, e  $T_{\infty}$  a temperatura de entrada do fluido no domínio.

Para calcular o Nusselt a partir da simulação, primeiramente foi realizado o cálculo do coeficiente convectivo  $h_{\theta}$  para um arco de circunferência utilizando a Eq. (14). Num segundo momento, calculou-se o valor de Nusselt utilizando a Eq.

(15). Então realizou-se a integração deste valor ao longo da circunferência de cada cilindro, sendo também realizada a integração da temperatura da parede conforme Eq. (16).

$$h_{\theta} = \frac{Q''_{w,\theta}}{T_{w\theta} - T_{\infty}} \quad (14)$$

$$Nu_{\theta} = \frac{h_{\theta} * D}{k_{\theta}} \quad (15)$$

$$\bar{\varphi} = \frac{\sum \varphi_{\theta} * l_{\theta}}{\sum l} \quad (16)$$

Nas equações anteriores  $k$  é a condutividade térmica do ar,  $l$  é o comprimento de arco e  $\varphi$  é uma propriedade qualquer, onde o sub-índice  $w$  indica que foi avaliado na parede e  $\theta$  indica que é um valor local. Como  $Nu_D$  é uma propriedade local, então para a matriz de cilindros foi calculado o Nusselt médio  $\overline{Nu}_D$ .

Vale observar que o cálculo do Nusselt experimental seguiu procedimento similar, utilizando-se das Eqs. (14) e (15), com  $T_w = \bar{T}_S$  e  $Q''_w = Q''_{conv}$ , apresentados na seção 2.3. Os resultados para matriz alinhada e alternada são apresentados na Fig. 5, com seus respectivos erros apresentados na Tabela 3.

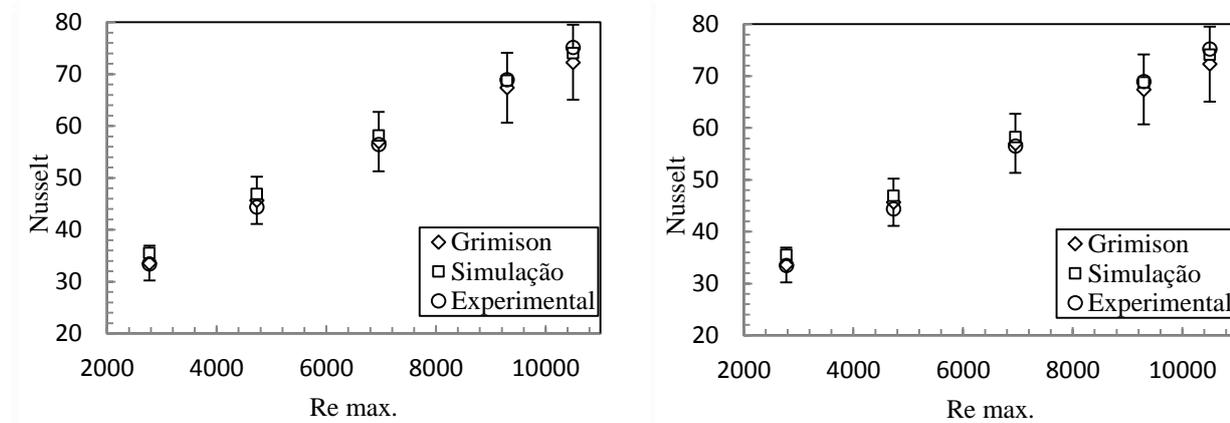


Figura 5. Validação para Nusselt em matriz alinhada(esquerda) e alternada(direita).

Tabela 3. Erro do Nusselt simulado e do experimento em relação à correlação

Alinhado			Alternado		
Re	Erro sim/corr	Erro exp/corr	Re	Erro sim/corr	Erro exp/corr
10247	-6.41%	6.13%	10499	2.47%	3.99%
9000	-6.76%	4.86%	9296	1.99%	2.26%
6674	-7.00%	1.84%	6952	2.10%	-0.94%
4517	-6.68%	-1.38%	4732	2.68%	-2.84%
2541	-4.61%	-2.59%	2773	5.81%	-0.38%

Pode-se perceber que os resultados apresentados, tanto para simulação como para experimental aproximam-se da correlação com um erro máximo abaixo de 10% tanto para a matriz alinhada como para matriz alternada. Vale lembrar que a incerteza do experimento é da ordem de 4% (Zdanski, 2015) e, mesmo que pequena, existe uma influência dos termopares no escoamento e na troca de calor, o que justifica os maiores desvios obtidos para alto Reynolds.

Outro parâmetro avaliado na validação é a determinação da perda de carga no escoamento segundo correlação proposta por Zukauskas (Incropera et al., 2009):

$$\Delta P = N_L * \chi * \left( \frac{\rho * V_{m\acute{a}x}^2}{2} \right) * f \quad (17)$$

onde:  $N_L$  refere-se ao número de colunas da matriz de cilindros, o fator de atrito  $f$  e o fator de correção  $\chi$  dependem do valor de Reynolds máximo e também dos passos longitudinais e transversais adimensionais da matriz,  $P_L = S_L/D$  e  $P_T =$

$S_T/D$ , respectivamente. Nesta correlação as propriedades são avaliadas na temperatura média do escoamento, dada pela média das temperaturas de entrada e saída da matriz. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. (7).

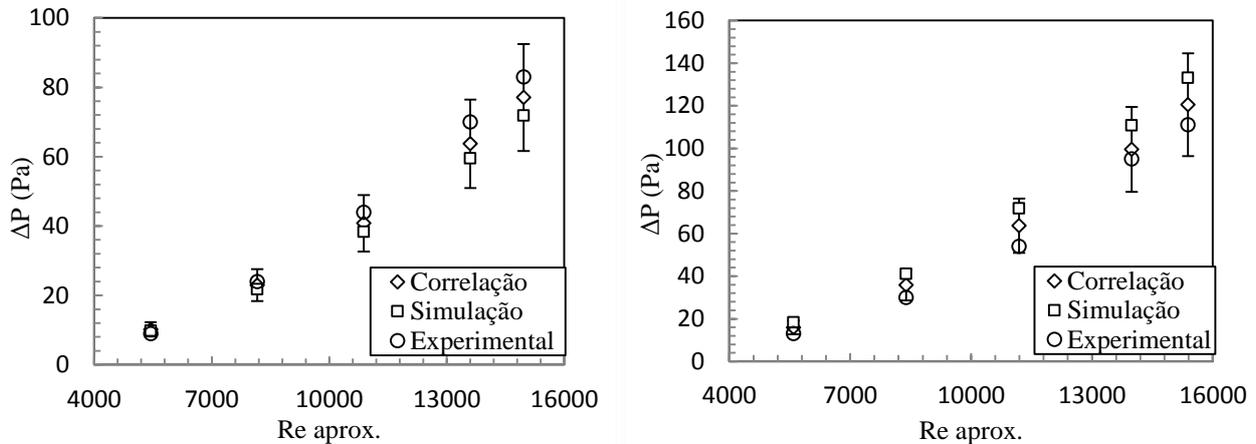


Figura 7. Validação para queda de pressão em matriz alinhada(esquerda) e alternada(direita).

Tabela 4. Erro da perda de carga simulada e do experimento em relação à correlação

Alinhado			Alternado		
Re	<i>Erro sim /corr</i>	<i>Erro exp /corr</i>	Re	<i>Erro sim /corr</i>	<i>Erro exp /corr</i>
14961	-6.84%	7.65%	15386	10.52%	-7.86%
13601	-6.59%	9.86%	13987	11.23%	-4.58%
10881	-6.01%	7.90%	11190	12.62%	-15.25%
8161	-5.19%	4.62%	8392	14.40%	-16.29%
5440	-4.12%	-11.76%	5595	15.00%	-30.95%

Considerando os resultados de simulação e experimentais para perda de carga, percebe-se que estes concordam com a correlação de Zukauskas com um erro máximo (Tab. 4) em geral abaixo de 20% para ambas as matrizes, alinhada e alternada. Apesar de existir um ponto que não satisfaz esta condição, é dado que a incerteza experimental da queda de pressão equivale a 1Pa (resolução do manômetro utilizado), o que para baixas velocidades representa um percentual de até 15%. Levando em conta também que os erros associados as correlações ficam em torno de 20 % segundo a literatura (Incropera, 2008), considera-se validado o modelo computacional para os estudos em questão.

### 3.2. Matriz trapezoidal de tubos

Nesta etapa, foi adotado o mesmo procedimento de simulação descrito na seção 3.1, desta vez, fazendo uma análise de desempenho para a geometria trapezoidal. Quanto às condições de contorno, para a energia cinética turbulenta foi adotado o valor de 10% da energia cinética do escoamento perturbado incidente, sendo sua taxa de dissipação variável, conforme a intensidade e comprimento de escala do domínio. Além disso, a faixa de Reynolds analisada foi ampliada, a partir de extrapolações para velocidade de entrada.

Conforme Figura 9, foi constatado que a geometria alternada se destaca com relação às demais geometrias em relação ao número de Nusselt para o intervalo de Reynolds analisado. Já dentre as geometrias em trapézio a que mais se destaca é a com relação 12/16 seguida das demais relações e em último a relação 3/16. A clássica geometria alinhada possui desempenho do número de Nusselt abaixo de todas as demais analisadas para toda faixa de Reynolds simulada. Entretanto, a geometria alinhada destaca-se na avaliação da perda de carga, possuindo os menores valores entre todas as geometrias analisadas. Dentre as geometrias em trapézio, destaca-se com a menor perda de carga a relação 3/16 e com os maiores valores a relação 12/16. Já a geometria alternada possui valores superiores de perda de carga em relação a todas as demais geometrias.

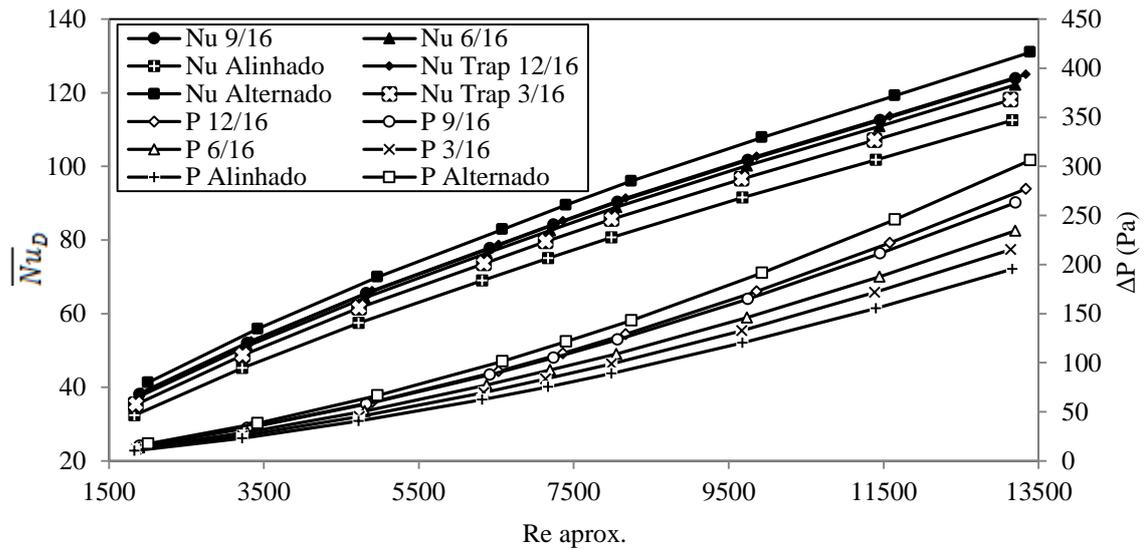


Figura 9. Comparação de Nusselt e perda de carga para a faixa de Reynolds analisada.

Com base nesses dados é possível analisar em conjunto a relação do número de Nusselt com a perda de carga para todas as geometrias apresentadas. Para um mesmo número de Nusselt, tem-se diferentes Reynolds de aproximação, o que implica em diferentes perdas de carga. Desta forma o desempenho hidráulico das geometrias é apresentado na Fig. 10, destacando-se dessa vez a geometria trapezoidal 3/16, acompanhada muito próxima pela geometria trapezoidal 6/16 e seguida pela geometria alternada e demais geometrias.

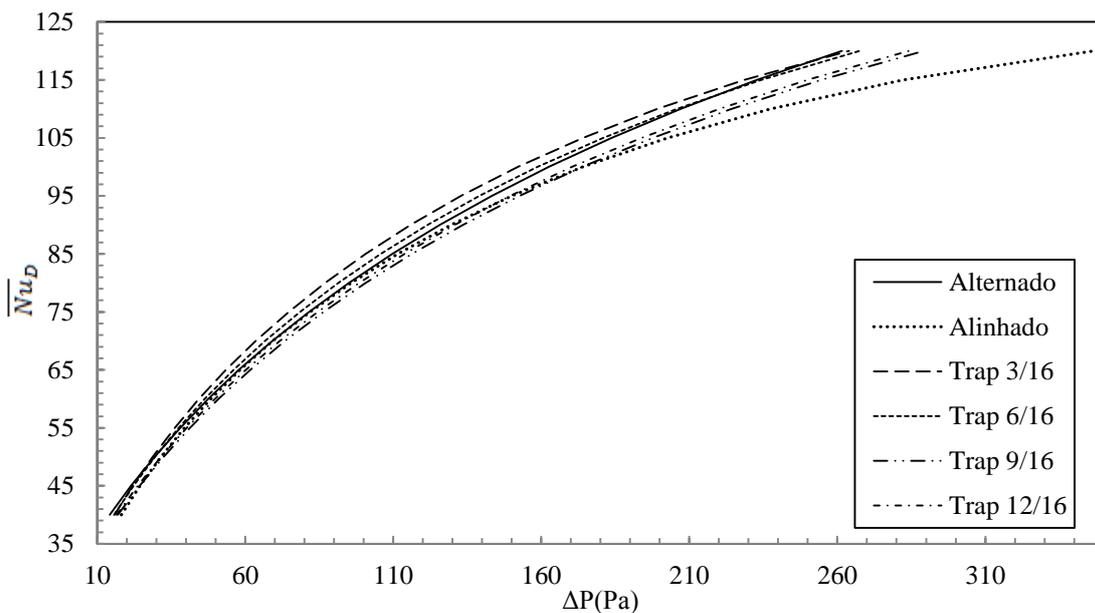


Figura 10. Desempenho Nusselt e queda de pressão para as matrizes analisadas.

Na Figura 11 é possível visualizar o percentual de redução da perda de carga das geometrias analisadas em relação à geometria alternada. Destaca-se a geometria trapezoidal 3/16 com maior redução numa faixa de Nusselt 47 a 118, com máximo de 8,45%. Na sequência, a geometria trapezoidal 6/16 com redução percentual de perda de carga numa faixa de Nusselt 51 a 113, com máximo de 3,75%. As demais geometrias em comparação com a geometria alternada não possuem desempenho hidráulico favorável.

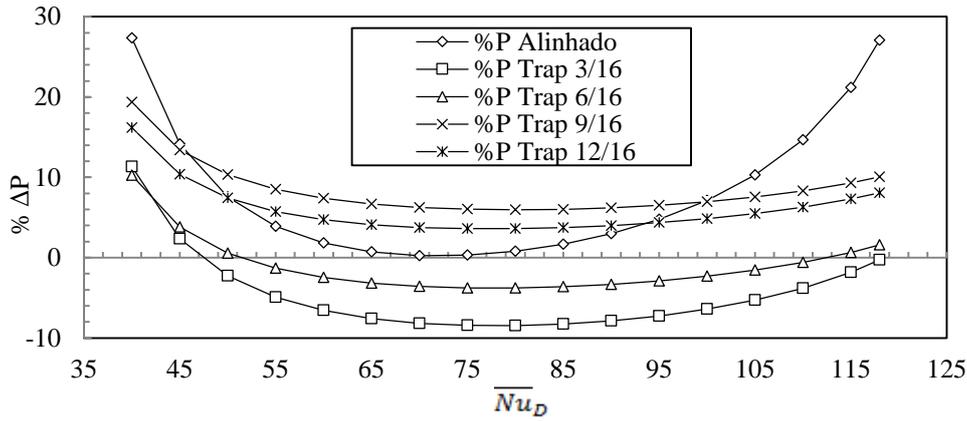


Figura 11. Avaliação da redução percentual da perda de carga em relação à geometria alternada.

Já a Figura 12 apresenta a faixa de Nusselt para qual o desempenho das geometrias é expresso em relação à geometria alinhada. Percebe-se que todas as geometrias apresentam redução na perda de carga, mas somente para determinadas faixas de Nusselt. Numa faixa de Nusselt de 40 a 47 a maior redução de perda de carga é da geometria alternada com máximo de 21,48%. Já na faixa de Nusselt de 47 a 118 o melhor desempenho é da geometria trapezoidal 3/16, com máximo de 20,04% e mínimo de 8,22%. Neste caso, as geometrias alternadas, trapezoidal 3/16 e trapezoidal 6/16 são as únicas que apresentam desempenho hidráulico favorável em toda a faixa de Nusselt.

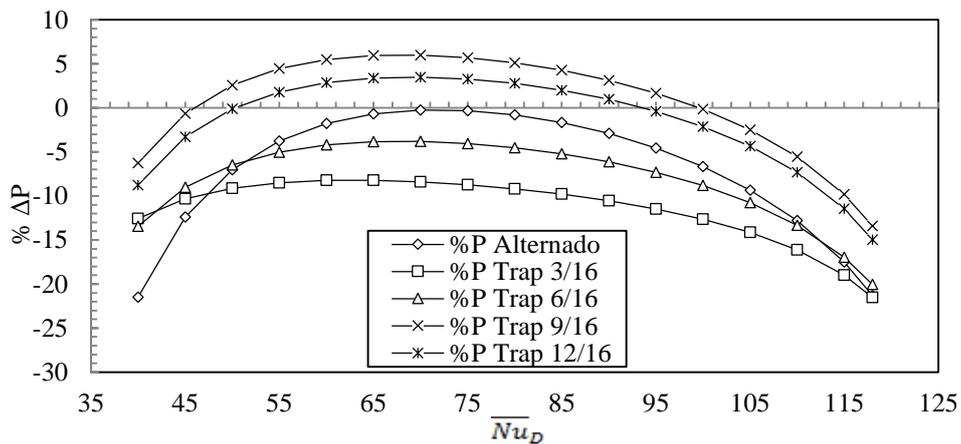


Figura 12. Avaliação da redução percentual da perda de carga em relação à geometria alinhada.

Com o objetivo de avaliar o comportamento do número de Nusselt e perda de carga para as novas geometrias estudadas, uma nova correlação numérica foi desenvolvida a qual os valores de Nusselt experimental e numérico foram colapsados na Eq. (18) para uma dispersão máxima de 7% conforme Figura 13.

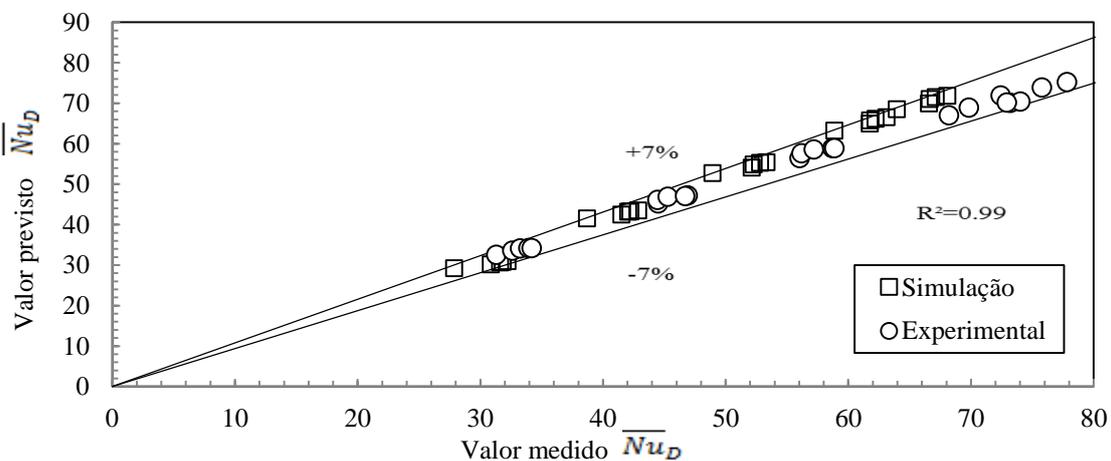


Figura 13. Variação dos valores de Nusselt médio previstos para os medidos.

$$\overline{Nu}_D = 0,3791 * Re_{approx.}^{0,608} * Pr^{\frac{1}{3}} * \cos\left(0,5663 * \left(\frac{t}{D}\right) - 0,3054\right) \quad (18)$$

Conforme a Eq. (18), o novo parâmetro  $t/D$  leva em consideração os efeitos dos arranjos de tubos em forma trapezoidal simulados e ensaiados com boa acurácia ( $R^2 = 0.99$ ).

Também é necessário mencionar que as propriedades térmicas do fluido para a nova equação são avaliados na temperatura de filme e a clássica equação de Grimison é atualizada para levar em conta a ação da geometria trapezoidal.

#### 4. CONCLUSÃO

O presente trabalho avaliou o desempenho termo hidráulico de um novo arranjo de cilindros em forma trapezoidal comparando as clássicas geometrias alinhada e alternada. A partir de um estudo experimental, que serviu de base para determinar as condições de contorno do estudo numérico, foram validados os resultados numéricos e experimentais para o número de Nusselt e perda de carga para correlações empíricas encontradas na literatura. Os principais resultados apontam para um desempenho termo hidráulico superior da geometria trapezoidal, destacando-se a com fator  $\frac{t}{D} = 3/16$  com redução percentual máxima de 8,45% de perda de carga em relação à geometria alternada para faixa de número de Nusselt médio de 47 a 118, e 20,04% em relação à geometria alinhada para mesma faixa. Para finalizar, os resultados numéricos do número de Nusselt médio foram colapsados em uma nova correlação que leva em conta o efeito do fator trapezoidal  $\frac{t}{D}$ .

#### 5. AGRADECIMENTOS

O autor Ademar Bender agradece ao CNPq/CAPES pelo auxílio financeiro recebido através da bolsa de mestrado. O autor Anderson Moisés Meier agradece ao CNPq pelo auxílio financeiro recebido através da bolsa PIBIC. O autor Paulo Sérgio Berving Zdanski agradece ao CNPq pelo auxílio financeiro.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BRAMSON, M. A. "Infrared Radiation: A Handbook for Applications", Plenum Press, N.Y (1968).
- HUANG, CHENG-HUNG; YUAN, I-CHA; AY, H. "An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned-tube heat exchangers", Int. J. of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 4883-4893.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. "Fundamentos da Transferência de Calor e Massa". 6ª edição. LTC, 2009.
- JANG, JIIN-YUH; WU, MU-CHENG. "Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers", International Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 14 (1996) 0017-9310(95)00330.
- KHAN, W. A.; CULHAM, J. R.; YOVANOVICH, M. M. "Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach", Int. J. Heat and Mass Transfer 49 (2006) 4831 – 4838
- MENTER, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, vol. 32, NASA Ames Research Center, Moffett Field, California (1994)
- MALISKA, Clovis R. "Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional". 2. ed. rev. e ampl. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2004 453
- WANG, C.C; CHANG, Y.J; HSIEH, Y.C; LIN, Y.T. "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins", International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No. 4 (1996) pp. 223-230.
- ZHANG, G, LENG, X, ZHOU, N, SHI, Y, LI, L. "Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube", Journal of Hydrodynamics, (2014) 76-84
- ZDANSKI, P. S. B, DAUNER, F. A. L., PAULI, D., DA SILVA, M.J. "Análise numérica do escoamento turbulento em matrizes tubulares com afunilamento", IX Escola de Primavera de Transição e Turbulência, (2014) p:7-15
- ZDANSKI, P. S. B, PAULI, D, DAUNER, F. A. L., "Effects of delta winglet vortex generators on flow of air over in-line tube bank: A new empirical correlation for heat transfer prediction", International Communications in Heat and Mass Transfer 67 (2015) 89-96

#### 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores Ademar Bender, Anderson Moisés Meier e Paulo Sérgio Berving Zdanski são os únicos responsáveis pelo material impresso e incluso neste artigo.