

fluidos estagnados, e portanto corresponde à difusividade mássica associada ao movimento browniano. Entretanto, em função do argumento apresentado no capítulo 3 sobre coeficientes de difusão de quantidade de movimento, o valor da difusividade devido ao movimento browniano deve ser substituído pela própria viscosidade cinemática do fluido. Assim, a difusividade térmica turbulenta resulta

$$\alpha = \frac{l^2}{2\tau} = \frac{l}{2} \frac{l}{\tau} = \frac{R_i}{2} W_{\infty} \quad (72)$$

É importante observar que o fator adimensional de amplificação deveria, a rigor, ser definido localmente, uma vez que a viscosidade cinemática varia com a temperatura. Na verdade, essa regra é válida para todos os adimensionais definidos a partir de grandezas dinâmicas ao invés de propriedades físicas intrínsecas às substâncias que compõem o meio.

EXEMPLO DE APLICAÇÃO

A formulação proposta passa agora a ser utilizada para resolver um exemplo prático de transferência de calor por condução e convecção: o dimensionamento de um trocador de calor casco-tubo operando com água como fluido interno e externo [12]. A água que circula nos dutos é aquecida de 38°C a 54°C, enquanto a temperatura de entrada da água no lado do casco é de 93°C. O raio interno dos dutos é de 0.0095m, a condutividade da parede, considerada de aço carbono, é de aproximadamente 16W/m°C, as vazões nos tubos e nos cascos valem, respectivamente, 3.8 kg/s e 1.9 kg/s e as propriedades físicas médias para a água são mostradas na tabela 1.

Tabela 1: Propriedades físicas da água

K (W/m°C)	ρ (Kg/m ³)	ν (m ² /s)	C (J/Kg °C)
0.5	1000	0.0000009	4200

Esses valores correspondem a uma difusividade térmica da ordem de 10⁻⁶ m²/s, que deve ser corrigida através da multiplicação pelo fator de amplificação. Utilizando a equação (64), a difusividade térmica turbulenta resulta

$$\alpha = \frac{R_i}{2} W_{\infty} = \frac{R_i}{2} \frac{Q_i}{A} = \frac{R_i}{2} \frac{2Q_i}{\pi R_i^2} = \frac{Q_i}{\pi R_i} = \frac{3.8}{3.14 \times 0.0095} = 127.4 \quad (74)$$

A tabela 2 mostra a quantidade de energia térmica transferida por segundo para o banco de tubos em função do número de dutos e do respectivo comprimento.

Tabela 2: Potência térmica transferida para o banco de tubos (W)

L(m)	N = 10	N = 20	N = 30	N = 40	N = 50
2,0	58019	111474	160025	203715	242737
2.2	63661	121921	174417	221238	262648
2.4	69276	132261	188568	238348	281950
2.6	74867	142495	202487	255062	300672
2.8	80434	152627	216180	271396	318838
3,0	85976	162660	229655	287364	336475

Para fins de comparação, o valor experimental disponível para a potência recebida por um arranjo contendo 36 tubos de 2.9m é de aproximadamente 264 kW, que é compatível com os resultados obtidos na tabela.

Com relação ao desempenho computacional, o tempo de processamento requerido para a geração da tabela 4 é virtualmente desprezível. Utilizando MapleV, o sistema demanda menos de 10s de processamento total em um processador AMD Sempron 1.8GHz, com 512Mb de RAM. Caso o problema fosse resolvido através de métodos iterativos baseados em formulações empíricas, apropriada implementação computacional resultaria inviável, uma vez que esses algoritmos envolvem diversas consultas a tabelas contendo feixes de curvas, para as quais deveriam ser ajustadas as funções correspondentes.

REFERÊNCIAS

- [1] Back, Nelson et al., 2008, "Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem", Manole, Barueri.
- [2] Ziegler, B., Prehoffer, H. and Kim, T., 2000, "Theory of Modeling and Simulation: integrating