

APLICAÇÃO DAS ABORDAGENS INTEGRAL E DIFERENCIAL À ANÁLISE DE DESEMPENHO DE QUEIMADORES DE FORNOS PETROQUÍMICOS

Marcos Noboru Arima

Instituto de Pesquisas Tecnológicas / Divisão de Mecânica e Eletricidade / Agrupamento de Engenharia Térmica - Av. Prof. Almeida Prado 532 - 05508-901 São Paulo, SP Brasil
mnoboru@ipt.br

Guenther Carlos Krieger Filho

Escola Politécnica / Universidade de São Paulo / Departamento de Engenharia Mecânica - Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - 05508-900 São Paulo, SP Brasil
guenther@usp.br

Resumo. O objetivo deste trabalho é aplicar as abordagens integral e diferencial à análise de desempenho de um determinado conjunto de queimador e forno petroquímico. Estas abordagens foram aplicadas a diversas condições operacionais que incluíram variações de: excesso de ar e número de “swirl”. Somente os aspectos relativos à câmara de combustão foram considerados neste trabalho. Portanto, os fenômenos que ocorrem no interior dos tubos foram excluídos. O modelo integral adotado neste trabalho foi o de 1 Zona de Gás de Hottel (Hottel and Sarofim, 1965; Hottel, 1974). O código diferencial utilizado foi o do programa de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) FLUENT 5.5. O caso estudado corresponde ao da fornalha da HTFS / NEL (Beltaqui et al., 1988c; Kenbar et al., 1995; Kenbar et al., 1993; Beltaqui et al., 1999). Além dos dados experimentais desta fornalha, os dados experimentais de um modelo isotérmico também foram utilizados (Beltaqui et al., 1988b; Beltaqui et al., 1988a). Utilizando estes dados como referência, os modelos diferenciais e integrais foram analisados. A principal conclusão deste trabalho foi que o modelo integral representa a taxa de calor transferida para a parede melhor do que o modelo diferencial.

Palavras chave: forno, queimador, swirl, combustão, CFD

1. Introdução

Este trabalho tem como motivação a crescente demanda que o Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT vem recebendo no sentido de melhorar o desempenho dos fornos petroquímicos. Estes equipamentos são formados por câmaras de combustão de paredes refratárias, havendo na frente destas paredes, ou no centro da câmara, fileiras de tubos por onde escoia a carga a ser aquecida. Um dos principais parâmetros de desempenho de um determinado conjunto de queimador e forno petroquímico é a taxa de calor total possível de ser transmitida para a carga deste. Esta taxa de calor total é limitada por um valor de temperatura máxima admissível para os tubos que, por sua vez, é limitada pela taxa de coqueificação máxima admissível e/ou pela resistência mecânica dos tubos. Os fenômenos que determinam o perfil de temperatura ao longo dos tubos de um forno petroquímico podem ser divididos entre os processos (i) internos aos tubos, carga; e os (ii) externos aos tubos, câmara de combustão. Neste trabalho, serão estudados apenas os processos pertencentes ao grupo (ii). Os processos deste grupo dependem fundamentalmente das configurações geométricas e dimensões do queimador e da câmara de combustão, assim como, dos parâmetros de operação do queimador, por exemplo: combustível utilizado, potência fornecida, excesso de ar, e número de “swirl”.

Outro exemplo da necessidade de determinação do perfil de temperatura ao longo dos tubos é a definição do posicionamento dos “skin-points”, que são termopares responsáveis pelo monitoramento da temperatura da superfície externa dos tubos. Os “skin-points” deveriam, em princípio, ser instalados na posição na qual o pico do perfil de temperatura dos tubos está localizado.

O objetivo deste trabalho é aplicar as abordagens integral e diferencial à análise de desempenho de um determinado conjunto de queimador e forno petroquímico. Obtendo, assim, indicações a respeito da confiabilidade destas abordagens, suas faixas de aplicação e informações que podem fornecer.

2. Caso Estudado

2.1. Equipamentos Ensaiaados

O caso estudado é o da fornalha de testes da HTFS/NEL, cujos aparatos e resultados experimentais e de simulação numérica estão descritos nas referências (Beltagui et al., 1988c; Beltagui et al., 1999; Kenbar et al., 1995; Kenbar et al., 1993). Esta fornalha é composta por uma câmara cilíndrica vertical com 1 m de diâmetro interno e 3 m de altura. As paredes desta fornalha são constituídas por seis camisas d'água que permitem a medição do fluxo líquido de calor total (radiação + convecção) fornecido a cada camisa. O combustível utilizado nesta fornalha foi o gás natural. Além das medições realizadas nesta fornalha, também foram realizadas medições em um modelo isotérmico em escala reduzida, conforme relatado nas referências (Beltagui et al., 1988b; Beltagui et al., 1988a). As dimensões do queimador deste modelo são as mesmas do queimador da fornalha real. O diâmetro da câmara do modelo isotérmico é 480 mm e seu comprimento é 1800 mm. Esta configuração de modelo isotérmico em escala reduzida foi obtida através da aplicação do critério de Thring and Newby, 1952.

A Figura (1) mostra, esquematicamente, as configurações da fornalha da HTFS/NEL e do queimador utilizado.

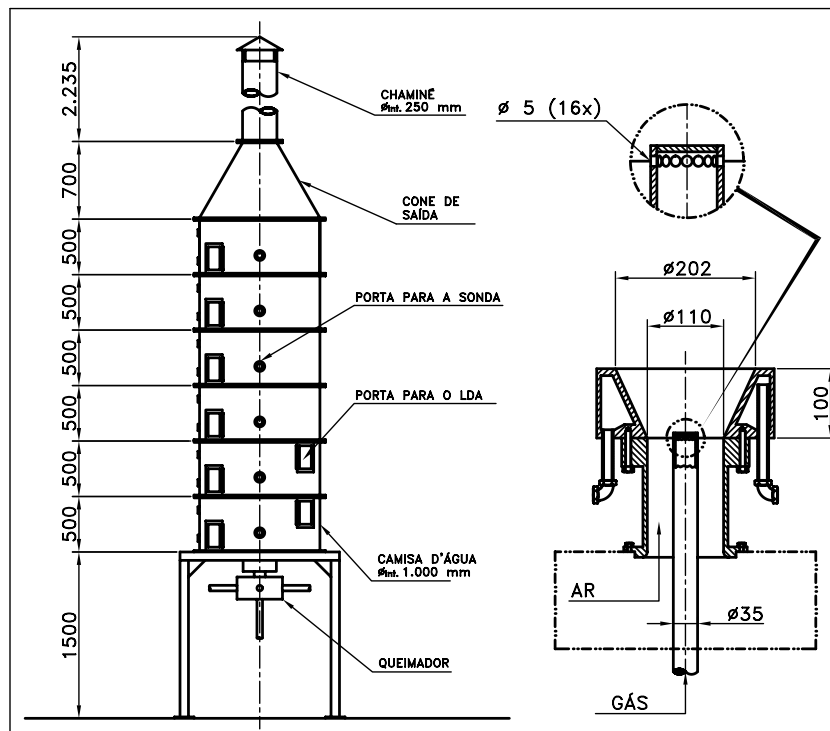


Figura 1: Fornalha de teste da HTFS / NEL.

2.2. Condições de Operação

A Tabela (1) mostra as condições nominais de operação dos casos reativos, assim como suas respectivas siglas de identificação. Os dados experimentais utilizados no presente trabalho para a análise do caso isotérmico referem-se às seguintes condições operacionais: (i) passagem de ar de combustão operando com ar a uma vazão de 0,17 kg/s; (ii) passagem de gás combustível operando com ar a uma vazão de 0,0125 kg/s; (iii) número de “swirl” na passagem do ar de combustão no valor nominal de 2,25.

Tabela 1: Condições nominais de operação dos ensaios reativos e suas respectivas siglas de identificação.

Número de “swirl”	Potência fornecida (kW)	Excesso de ar (%)	Sigla
0,00	400	5	CR000_400_05
	400	20	CR000_400_20
0,45	400	5	CR045_400_05

3. Aplicação dos Modelos

3.1. Método Numérico

Foi utilizado o código FLUENT 5.5 para a solução do modelo diferencial. Este código utiliza o método dos volumes finitos. As opções oferecidas por este código adotadas neste trabalho foram: (i) método de solução numérica: solução sequencial das equações fundamentais; (ii) acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE; (iii) discretização espacial: “Quick”; (iv) discretização temporal e número de Courant (CFL): não utilizados devido à condição de regime permanente simulada. O manual do usuário do código FLUENT 5.5 (Fluent Incorporated, 1999) apresenta maiores detalhes a respeito destas opções. As Figuras (2) e (3) apresentam, respectivamente, os esquemas de malhas utilizadas nas simulações dos casos isotérmicos e reativos. Estas malhas foram contruídas objetivando (i) o alinhamento das linhas de corrente em relação às faces das células; e (ii) o aumento do refinamento da malha nas regiões com maiores gradientes. Para o caso isotérmico, são apresentados os dados referentes às malhas identificadas pelos códigos 1a e 2 que são formadas, respectivamente, por 19.690 e 78.760 volumes. A malha 1a dos casos reativos é formada por 22.680 volumes. Deve-se ressaltar que, além das malhas mostradas neste trabalho, foram testados outros padrões e refinamentos de malha, incluindo malhas estruturadas, não estruturadas, e adaptadas com o auxílio das ferramentas disponíveis no código FLUENT. De todas as malhas testadas, as apresentadas neste trabalho, malhas estruturadas por partes, foram as que obtiveram independência com o menor número de volumes. Outra constatação obtida por meio dos testes de independência da malha realizados é que o refinamento da malha na região da parede afeta o valor da velocidade axial na linha de centro da câmara. Isto ocorre devido ao fato do escoamento reverso adjacente às paredes ser determinado pelos seguintes fenômenos: (i) difusão de quantidade de movimento na saída do bloco difusor; e (ii) tensão de cisalhamento na parede. Devido a isto, o cálculo da vazão de escoamento reverso e, por continuidade, do escoamento na região do jato, dependem do cálculo da tensão de cisalhamento na parede que, por sua vez, é executado utilizando funções de parede.

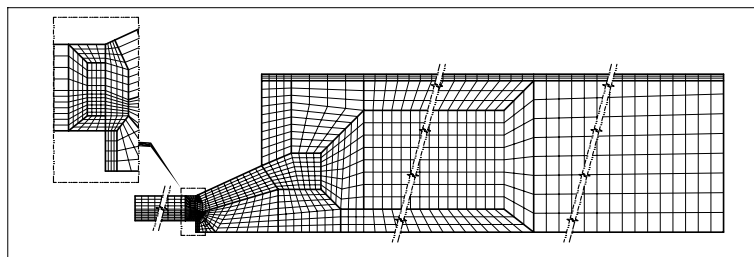


Figura 2: Esquema de distribuição dos volumes das malhas dos casos isotérmicos.

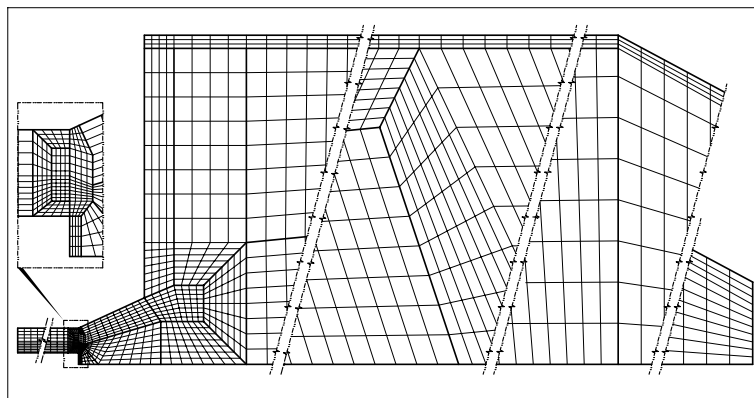


Figura 3: Esquema de distribuição dos volumes das malhas dos casos reativos.

3.2. Condições de Contorno

Os perfis de velocidades axial e tangencial na superfície de entrada do ar de combustão foram admitidos como sendo lineares. A velocidade radial foi admitida nula. A Figura (4) ilustra as variáveis que definem

estes perfis e a Tab. (2) mostra os valores destas variáveis para cada caso estudado. As condições de contorno de turbulência nesta superfície foram estimadas por meio das seguintes equações: energia cinética turbulenta, $k = 0,03 U^2$; e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, $\epsilon = k^{3/2}/(0,0025 D_h)$, onde, U é a velocidade axial média na seção de entrada e D_h é o diâmetro hidráulico da passagem do escoamento.

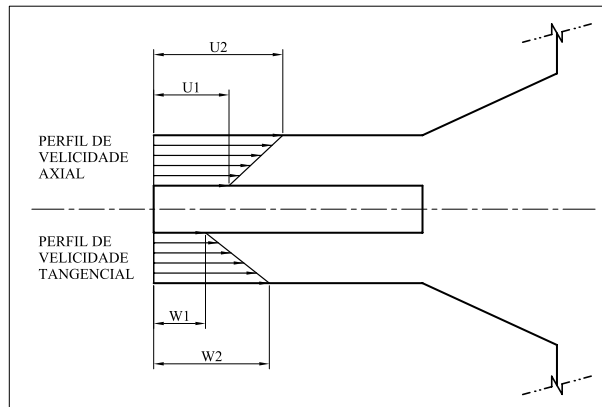


Figura 4: Ilustração dos perfis de velocidades axial e tangencial na superfície de entrada de ar de combustão .

Tabela 2: Condições de contorno de velocidade para a superfície de entrada de ar de combustão.

Caso	$U1$ (m/s)	$U2$ (m/s)	$W1$ (m/s)	$W2$ (m/s)	S (-)
C225	16,94	16,94	10	40	1,26
CR045_400_05	16,64	16,64	5,895	5,895	0,25
CR000_400_05	16,45	16,45	0	0	0,00
CR000_400_20	18,85	18,85	0	0	0,00

Foi adotada pressão estática absoluta de $101,325 \text{ kPa}$ na borda da superfície de saída de gases. A pressão estática no interior da superfície de saída foi calculada conforme a seguinte equação: $\partial p / \partial r = \rho w^2 / r$ onde, p é a pressão estática, r é a coordenada radial, ρ é a massa específica e w é a velocidade tangencial.

A condição de contorno nas paredes foi estabelecida pela função de parede de não equilíbrio do código FLUENT, Kim and Choudhury, 1995 apud. Fluent Incorporated, 1999. A temperatura das paredes d'água da fornalha foi admitida como sendo igual a 386 K . Este valor foi obtido por meio de um ajuste do modelo de 1 Zona de Gás de Hottel aos dados experimentais disponíveis.

3.3. Modelos Fenomenológicos

O modelo integral adotado neste trabalho foi o de 1 Zona de Gás de Hottel (Hottel and Sarofim, 1965; Hottel, 1974). O código diferencial utilizado foi o do programa de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) FLUENT 5.5. Foram testados os modelos de turbulência para números de Reynolds elevados $k - \epsilon \text{ std}$, $k - \epsilon \text{ rlz}$, $k - \epsilon \text{ rng}$ e tensões de Reynolds, respectivamente, (Launder, B.E. and Spalding, D.B., 1972; Shih et al., 1995; Choudhury, 1993; Gibson and Launder, 1978) apud. Fluent Incorporated, 1999. Estes modelos apresentaram resultados muito semelhantes para os casos com número de "swirl" nominal 0,0 e 0,45. Nos casos com número de "swirl" nominal 2,25, somente o modelo $k - \epsilon \text{ std}$ atingiu a convergência e a independência da malha. Portanto, os resultados de simulação CFD apresentados neste trabalho referem-se apenas ao modelo $k - \epsilon \text{ std}$. As constantes utilizadas nos modelos de turbulência testados são apresentadas na Tab. 3.

Neste trabalho, foi utilizada a abordagem baseada na fração de mistura / β -PDF para a modelagem das interações entre o escoamento turbulento e as reações químicas. A reação química foi modelada adotando a hipótese de equilíbrio químico, Jones and Whitelaw, 1982 apud. Fluent Incorporated, 1999. Isto é, as reações químicas são consideradas suficientemente rápidas de forma que a condição de equilíbrio químico sempre existe. As espécies consideradas neste modelo foram: N_2 , O_2 , H_2O , CO_2 , CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} , CO , OH , H_2 , H e C .

O modelo de radiação utilizado foi o de ordenadas discretas, DO, Chui and Raithby, 1993 apud. Fluent Incorporated, 1999, com coeficientes de absorvidade calculados através do modelo de soma de gases cinzentos, WSGGM, no qual apenas os gases CO_2 e H_2O foram considerados participantes. A discretização angular nas

direções polar e azimutal foram, respectivamente, $N_\theta = 2$ e $N_\phi = 2$; e o fracionamento angular nas direções polar e azimutal foram, respectivamente, $N_{\theta,p} = 3$ e $N_{\phi,p} = 3$. Deve-se ressaltar que a modelagem do coeficiente de absorvidade segundo WSGGM implementada no código FLUENT não simula o comportamento de um gás real. Isto decorre do fato da absorvidade do gás, α , ser considerada igual à emissividade do gás, ϵ , condição verdadeira apenas em sistemas com temperatura uniforme. Para que o modelo WSGGM simule o comportamento de um gás real, é necessário calcular a absorvidade do gás baseada na temperatura do emissor de radiação e a emissividade baseada na temperatura local do gás. Esta abordagem foi adotada nas referências (Arima, 1998; Sousa and Arima, 1998). Apesar desta simplificação, o modelo de radiação implementado no código FLUENT deve ser suficiente para modelar o sistema estudado. Isto decorre da argumentação de Hottel and Cohen, 1965. Se a temperatura da parede é muito menor que a temperatura do gás, a determinação da absorvidade com base na temperatura do gás causará erros no cálculo da potência emitida pelas paredes e absorvida pelo gás. No entanto, esta potência é muito pequena em relação à potência emitida pelo gás e absorvida pelas paredes e pelo gás. Desta forma, o erro líquido das trocas de calor por radiação é pequeno.

Tabela 3: Modelos de turbulência testados.

Modelo de Turbulência	Sigla	Constantes		
$k - \epsilon$ std	ke	$C_{1\epsilon} = 1,44$ $\sigma_k = 1,00$	$C_{2\epsilon} = 1,92$ $\sigma_\epsilon = 1,30$	$C_\mu = 0,09$ $Sc_t = 0,7$
$k - \epsilon$ rlz	rlz	$C_{1\epsilon} = 1,44$ $\sigma_\epsilon = 1,20$	$C_2 = 1,9$ $Sc_t = 0,7$	$\sigma_k = 1,00$
$k - \epsilon$ rng	rng	$C_{1\epsilon} = 1,42$ $Sc_t = 0,7$	$C_{2\epsilon} = 1,68$	$C_\mu = 0,0845$
transporte das tensões de Reynolds	rsm	$C_{1\epsilon} = 1,44$ $\sigma_k = 0,82$ $C_1 = 1,8$ $C'_2 = 0,3$	$C_{2\epsilon} = 1,92$ $\sigma_\epsilon = 1,30$ $C_2 = 0,6$ $\kappa = 0,41$	$C_\mu = 0,09$ $Sc_t = 0,7$ $C'_1 = 0,5$ $Pr_t = 0,85$

4. Resultados e Análise

4.1. Casos Isotérmicos

A Figura (5) apresenta os resultados de simulação (*ke1a* e *ke2*) e experimentais (*exp*, *exp_n* e *exp_p*) dos perfis de velocidades axial e tangencial do caso *C225* em um plano interno ao bloco, -20 mm à montante da saída deste. Por meio desta figura, é possível perceber que os resultados simulados estão muito próximos dos experimentais. No entanto, isto não significa que o modelo $k - \epsilon$ std é adequado para representar a turbulência neste plano. A análise da equação de transporte de quantidade de movimento escrita em termos de médias de Reynolds, $\partial_i U_i + U_j \partial_j U_i = -(1/\rho) \partial_i P + \partial_j [\nu (\partial_j U_i + \partial_i U_j) - \overline{u'_i u'_j}]$, permite justificar esta dúvida. Se o termo $\partial_j \overline{u'_i u'_j}$ for muito pequeno em relação aos demais, tem-se que o perfil de velocidade é pouco dependente do modelo de turbulência utilizado. Desta forma, a avaliação da qualidade do modelo $k - \epsilon$ std necessita de medições dos perfis experimentais de $\overline{u'_i u'_j}$. Alternativamente, seria possível obter uma avaliação qualitativa da importância da turbulência sobre os perfis de velocidade por meio da comparação entre o perfil de velocidade obtido de uma simulação de escoamento potencial e os perfis de velocidades medidos.

A Figura (6) apresenta os resultados de simulação (*ke1a* e *ke2*) e experimentais (*exp*, *exp_n* e *exp_p*) dos perfis de velocidades axial e tangencial do caso *C225* em um plano ao longe, 1.000 mm à jusante da saída do bloco. Diferentemente do plano interno ao bloco, o plano ao longe apresenta discrepâncias em relação aos perfis de velocidades. Os perfis de velocidades axial e tangencial simulados apresentam-se mais suaves que os medidos nas proximidades do eixo axial. Ou seja, a simulação superestimou a difusividade turbulenta nesta região, causando assim, a difusão do déficit de quantidade de movimento. Utilizando o critério de Rayleigh apud. Gupta, A.K. and Lilley, D.G. and Syred, N., 1984 de que o escoamento é estável se $\rho w r$ for crescente em relação ao raio, r , tem-se que a difusividade turbulenta de quantidade de movimento deve ser pequena nesta região. Justificando assim, a preservação do perfil de velocidade axial. O perfil de velocidade tangencial simulado no plano ao longe apresenta um padrão de vórtice forçado. O que não corresponde ao perfil medido, que é semelhante a um vórtice de Rankine.

A análise apresentada no parágrafo anterior para as discrepâncias dos perfis de velocidades no plano ao longe representa, apenas, uma hipótese simplificada para o problema existente. Uma análise completa deveria incluir outros efeitos que ainda não são completamente conhecidos qualitativa e/ou quantitativamente, tais

como: (i) taxas de deformações extras: curvatura de linha de corrente e gradiente da velocidade tangencial; (ii) forças inerciais: Coriolis e centrífuga; (iii) não-equilíbrio: entre produção e dissipação e entre as escalas da turbulência; e (iv) interação entre as diversas zonas de um escoamento complexo: recirculações interna e externa, camada fina, expansão, vórtices forçado e livre, e parede. A influência destes efeitos sobre os termos de redistribuição e de dissipação da equação de transporte de tensões de Reynolds ou nos termos de correção dos modelos híbridos, ainda é objeto de muita pesquisa. A análise e modelagem destes efeitos tem se baseado nos tensores anisotropia $a_{ij} = \overline{u'_i u'_j} / k - (2/3)\delta_{ij}$ e dissipação $\epsilon_{ij} = \nu \overline{\partial_k u'_i \partial_k u'_j}$, assim como, nos seus invariantes (Hanjalic, 1994; Ha Minh, 1999; Jovanovic' et al., 2003). Esta análise não está inclusa no escopo do presente trabalho. Mas, tem sido o objeto de pesquisa do doutorado de um dos presentes autores (Arima, M.N.), cuja metodologia segue o modelamento por zonas, conforme defendido por Kline, 1981.

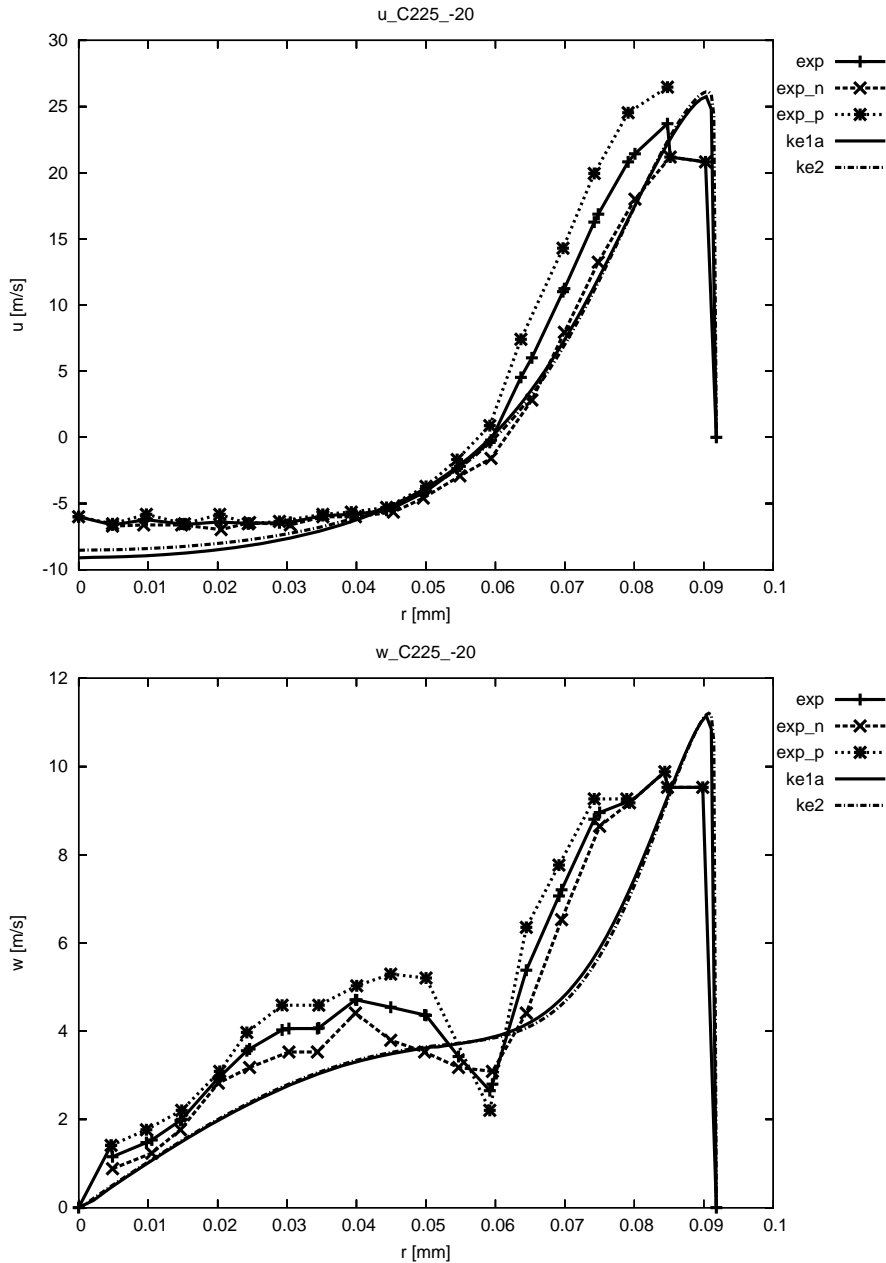


Figura 5: Perfis de velocidades axial e tangencial do caso C225, plano $x = -20$ mm.

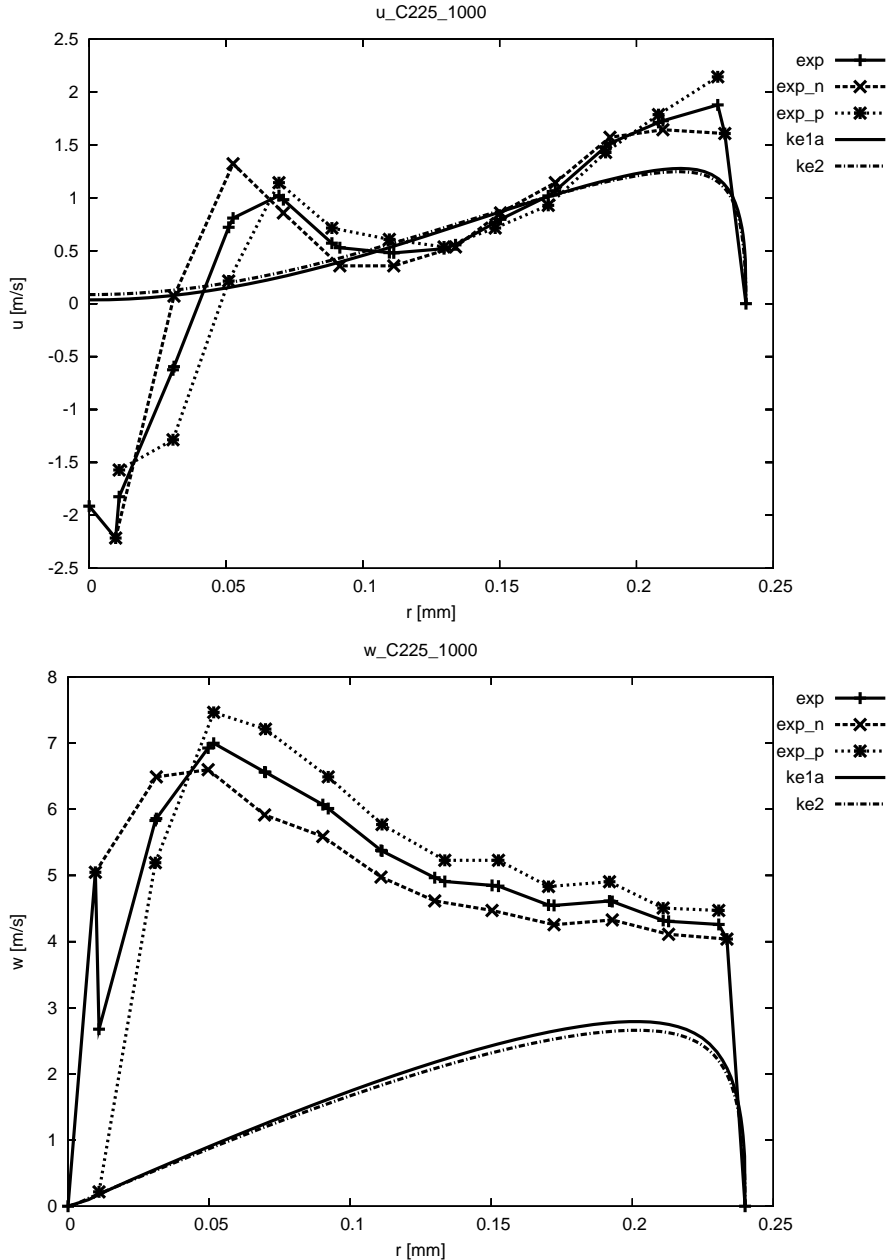


Figura 6: Perfis de velocidades axial e tangencial do caso C225, plano $x = 1000$ mm.

4.2. Casos Reativos

Por meio da Tab. (4) é possível observar que o valor experimental da eficiência térmica, $\eta_{t,exp}$, dos casos $CR000_400_05$ e $CR000_400_20$, diminui com a elevação do excesso de ar. Esta tendência da eficiência térmica também é descrita pelo modelo de 1 Zona de Gás, $\eta_{t,1Zn}$. No entanto, as simulações que utilizaram o modelo diferencial, apresentaram um aumento no valor da eficiência térmica, $\eta_{t,Flu}$, com a elevação do excesso de ar. Este erro de tendência apresentado pelo modelo diferencial ocorre devido a uma superestimativa da importância das trocas de calor por convecção em relação as trocas de calor por radiação. Além deste erro de tendência, o modelo diferencial apresentou erros de predição da eficiência térmica superiores aos do modelo de 1 Zona de Gás. Com base nestas constatações, é possível afirmar que, para a variável eficiência térmica, o modelo de 1 Zona de Gás é mais preciso que o modelo diferencial utilizado. Esta precisão deve-se à simplicidade da metodologia de ajuste existente para o modelo de 1 Zona de Gás de Hottel, 1974.

A Figura (7) mostra que os perfis simulados de fluxo de calor total líquido transferido para as paredes, $\dot{Q}''_{rc,ke1}$, para os casos $CR000_400_05$ e $CR045_400_05$, apresentam valores de pico superiores aos dos perfis medidos $\dot{Q}''_{rc,exp}$. Além disto, a posição do valor de pico do perfil simulado para o caso $CR045_400_05$ é diferente da

posição de pico medida. Ou seja, o modelo diferencial não foi capaz de prever corretamente os efeitos da introdução de “swirl” no escoamento. As causas para a deficiência do modelo diferencial em considerar os efeitos de “swirl” no caso *CR045_400_05* são, em grande parte, as mesmas associadas às simulações do caso *C225*. A partir destas constatações, é possível afirmar que o modelo diferencial utilizado não é capaz de prever o perfil de fluxo de calor transferido para a parede. Um projeto de forno petroquímico baseado apenas nas simulações do modelo diferencial iria subestimar a capacidade de produção real do forno. Ou, o que seria mais grave sob o ponto de vista da segurança, iria indicar um posicionamento incorreto para o “skin-point”.

Tabela 4: Rendimento térmico da fornalha.

Caso	$\eta_{t,exp}$ (%)	$\eta_{t,Flu}$ (%)	$\eta_{t,1Zn}$ (%)
<i>CR000_400_05_ke1a</i>	63,7	66,8	63,5
<i>CR000_400_20_ke1a</i>	61,0	71,3	60,9
<i>CR045_400_05_ke1a</i>	65,8	67,2	66,5

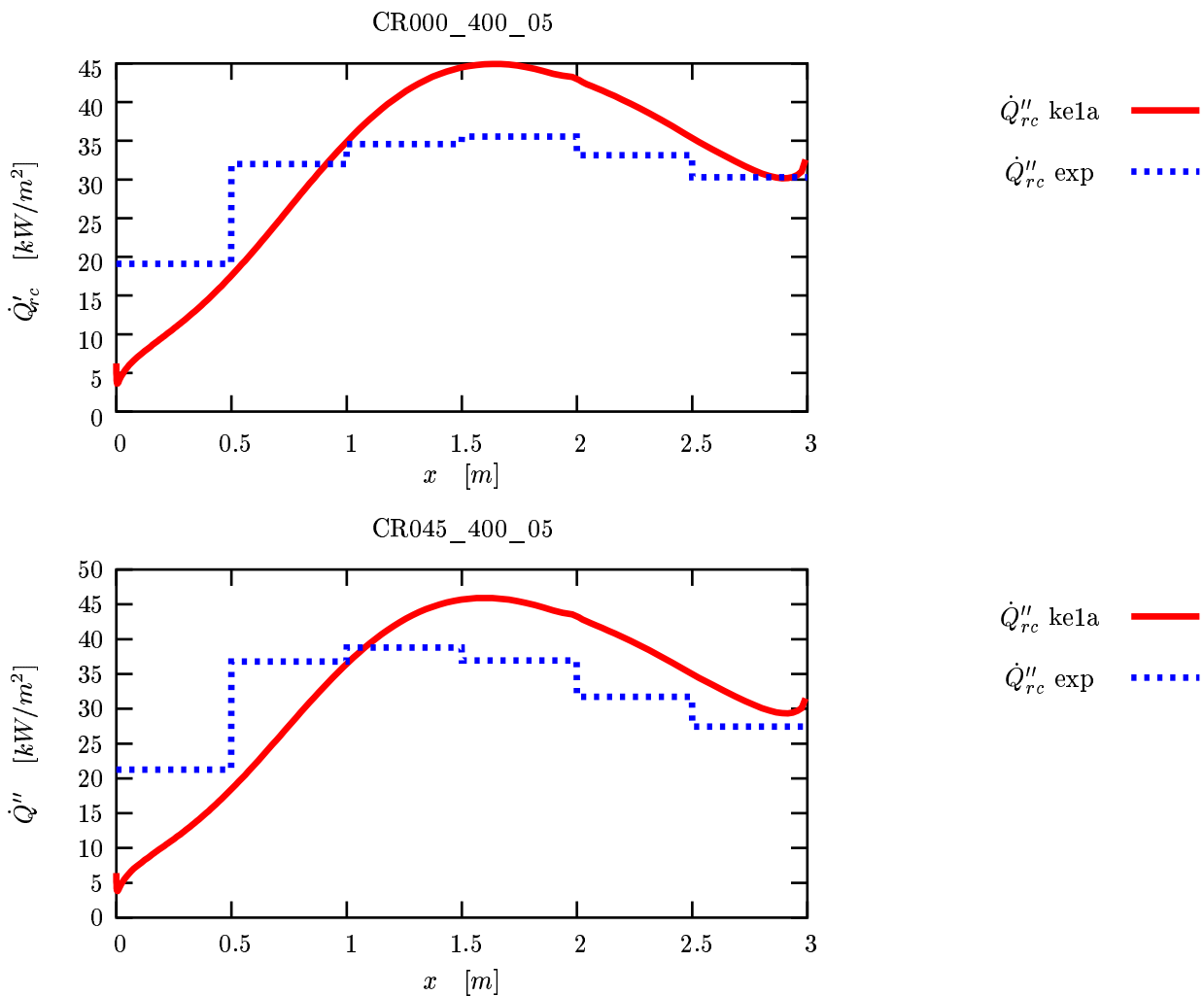


Figura 7: Perfis de fluxo de calor líquido transferido para as camisas d’água.

5. Conclusão

O objetivo deste trabalho, aplicar as abordagens integral e diferencial à análise do desempenho de um determinado conjunto de queimador e forno petroquímico, foi satisfeito. A análise dos resultados de simulação do forno HTFS/NEL deixa claro que o comportamento da taxa de calor transferida para as paredes da fornalha em função do número de “swirl” e do excesso de ar é melhor descrito pelo método integral do que pelo diferencial.

Isto deve-se, principalmente, pela existência de um procedimento de ajuste bem estabelecido para o método integral. O que não estava disponível no caso do código FLUENT utilizado.

A confiabilidade da abordagem integral para a predição da taxa de calor transferida para as paredes da fornalha, constatada para os casos específicos deste trabalho, pode ser generalizada para outros casos. Esta afirmação baseia-se no fato de que este método é antigo, conforme pode ser verificado através do trabalho de Hottel and Sarofim, 1965, e suficientemente testado por projetistas de fornos petroquímicos. A equipe do IPT/AET, também possui um histórico de utilização deste método que confirma a sua confiabilidade.

Os erros da taxa e de perfil do fluxo de calor transferido para as paredes da fornalha constatada, neste trabalho, para a abordagem diferencial não podem ser generalizadas. Esta avaliação é restrita aos modelos e às condições de operação do conjunto de queimador e forno analisados. Para a generalização desta afirmação, seria necessário um número de publicações elevado com escopo e conclusão semelhantes ao do presente trabalho. Isto não ocorre pelos seguintes motivos: (i) não existem critérios suficientemente bem estabelecidos que caracterizem os problemas de combustão industrial de acordo com as necessidades de uma abordagem diferencial; e (ii) o espaço amostral das informações a respeito da confiabilidade das ferramentas CFD é extremamente viciado por trabalhos que apresentam apenas os resultados que estão de acordo com os dados experimentais.

A caracterização dos problemas de combustão industrial de acordo com as necessidade de uma abordagem diferencial pode ser dividida nas seguintes partes: (i) transferência de calor por radiação: suficientemente caracterizada pelos adimensionais do modelo de 1 Zona de Gás de Hottel; (ii) transporte de quantidade de movimento, massa e energia através do escoamento: caracterizado de forma insuficiente pelos critérios de Thring and Newby, 1952, Becker et al., 1962 e número de Swirl, S; e (iii) fenômenos de reação e acoplamento reação turbulência: possível de ser avaliada apenas após a avaliação do transporte de quantidade de movimento, massa e energia.

Considerando que a determinação do campo de velocidades é necessária para a obtenção dos campos de fração de mistura e, por consequência, dos campos de concentração de espécies, de temperaturas e de fluxo de calor, tem-se que a caracterização do transporte de quantidade de movimento é a primeira restrição para o desenvolvimento da abordagem diferencial. Assim sendo, tem-se como sugestão de continuidade deste trabalho, as seguintes alternativas, não excludentes, de abordagens: (i) aperfeiçoamento dos critérios de Thring and Newby, 1952, Becker et al., 1962 e número de Swirl, S; e (ii) utilização da modelagem zonal, conforme defendido por Kline, 1981.

6. Referências

- Arima, M., 1998, APLICAÇÃO DO MÉTODO DE ZONAS A UM FORNO DE REFINO DE COBRE, Trabalho de Formatura, Escola Politécnica - USP, São Paulo.
- Becker, H., Hottel, H., and Williams, G., 1962, MIXING AND FLOW IN DUCTED TURBULENT JETS, "NINTH SYMPOSIUM (INTERNATIONAL) ON COMBUSTION", pp. 7–20.
- Beltagui, S. A., Fuggle, R., and Ralston, T., 1988a, AERODYNAMICS AND MIXING WITHIN THE QUARL OF A VARIABLE-SWIRL BURNER, "First European Conference on Industrial Furnaces and Boilers", Lisbon.
- Beltagui, S. A., Fuggle, R., and Ralston, T., 1988b, AN ISOTHERMAL STUDY OF THE AERODYNAMICS OF THE FLOW ISSUING FROM A VARIABLE-SWIRL BURNER, Shah, R., Ganik, E., and Yang, T., editors, "First World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics", pp. 1548–1555, New York. Elsevier.
- Beltagui, S. A., Fuggle, R., and Ralston, T., 1988c, MEASUREMENTS AND PREDICTIONS OF HEAT TRANSFER IN THE NEL FURNACE, "Second UK National Conference on Heat Transfer", number C163/88, pp. 1219–1232, London. Mechanical Engineering Publications.
- Beltagui, S. A., Moravec, Z., and Kenbar, A. M. A., 1999, PREDICTIONS OF FLOW COMBUSTION AND HEAT TRANSFER IN A NATURAL GAS FIRED FURNACE - VALIDATION OF COMBUSTION MODELS, Technical Report RS1053, HTFS.
- Choudhury, D., 1993, Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling, Technical Report TM-107, Fluent Inc.
- Chui, E. and Raithby, G., 1993, Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method, "Numerical Heat Transfer", Vol. 23, pp. 269–288.
- Fluent Incorporated, 1999, FLUENT 5 Documentation.
- Gibson, M. and Launder, B., 1978, Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer, "J. Fluid Mech.", Vol. 86, pp. 491–511.
- Gupta, A.K. and Lilley, D.G. and Syred, N., 1984, "Swirl Flows", Abacus Press.
- Ha Minh, H., 1999, La Modélisation Statistique de la Turbulence: ses capacités et ses limitations, "C.R. Acad. Sci. Paris", Vol. 327, pp. 343–458, Série II b.

- Hanjalic, K., 1994, Advanced Turbulence Closure Methods: a view of current status and future prospects, "International Journal of Heat and Fluid Flow", Vol. 15, No. 3, pp. 178–203.
- Hottel, H., 1974, FIRST ESTIMATES OF INDUSTRIAL FURNACE PERFORMANCE - THE ONE-GAS-ZONE MODEL REXAMINED, Afgan, N. and Beér, J., editors, "HEAT TRANSFER IN FLAMES", pp. 5–28. Scripta Book Company.
- Hottel, H. and Cohen, E., 1965, Radiant Heat Exchange in a Gas-filled Enclosure: Allowance for Nonuniformity of Gas Temperature, "A.I.Ch.E. Journal", Vol. 4, pp. 3–14.
- Hottel, H. and Sarofim, A., 1965, "RADIATIVE TRANSFER", McGraw-Hill Book Company.
- Jones, W. and Whitelaw, J., 1982, Calculation Methods for Reacting Turbulent Flows: A Review, "Combust. Flame", Vol. 48, pp. 1–26.
- Jovanovic', J., Otic', I., and Bradshaw, P., 2003, On the Anisotropy of Axisymmetric Strained Turbulence in the Dissipation Range, "Journal of Fluids Engineering", Vol. 125, pp. 401–413.
- Kenbar, A. M. A., Beltaoui, S. A., and Maccallum, 1993, EFFECT OF FUEL INJECTION MODES ON THE COMBUSTION PATTERN AND POLLUTANT FORMATION IN A GAS FIRED FURNACE, "Second Int. Conf. on Comb. Tech. for Clean Enviroment", Vol. 2, pp. 19–28, Lisbon.
- Kenbar, A. M. A., Beltaoui, S. A., and Maccallum, N. R. L., 1995, Combustion Aerodynamics of a Gas-Fired Furnace with Peripheral Fuel Injection, "Experimental Thermal and fluid Sciece", Vol. 10, pp. 335–346.
- Kim, S. and Choudhury, D., 1995, A Near-Wall Treatment Using Wall Functions Sensitized to Pressure Gradient, "ASME FED - Separated and Complex Flows", Vol. 217.
- Kline, S., 1981, UNIVERSAL OR ZONAL MODELING - THE ROAD AHEAD, "THE 1980-81 AFOSR-HTTMSTANFORD CONFERENCE ON COMPLEX TURBULENT FLOWS: COMPARISON OF COMPUTATION AND EXPERIMENT", Vol. 2, pp. 991–1014, Stanford, California.
- Lauder, B.E. and Spalding, D.B., 1972, "Lectures in Mathematical Models of Turbulence", Academic Press.
- Shih, T., Liou, W., Shabbir, A., and Zhu, J., 1995, A New k- Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation, "Computers Fluids", Vol. 24, No. 3, pp. 227–238.
- Sousa, F. and Arima, M., 1998, Simulação da Operação de um Forno de Refino de Cobre Utilizando o Método de Zonas para o Cálculo das Potências Trocadas por Radiação, "7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences", Vol. 1, pp. 335–346, Rio de Janeiro.
- Thring, M. and Newby, M., 1952, COMBUSTION LENGTH ENCLOSED TURBULENT JET FLAMES, "FOURTH SYMPOSIUM (INTERNATIONAL) ON COMBUSTION", pp. 789–796.

APPLICATION OF THE INTEGRAL AND DIFFERENTIAL APPROACHES TO THE ANALYSIS OF PERFORMANCE OF A FIRED FURNACE BURNER

Marcos Noboru Arima

Institute for Technological Research / Mechanical and Electrical Engineering Division / Thermal Engineering Group - Av. Prof. Almeida Prado 532 - 05508-901 São Paulo, SP Brazil
mnoboru@ipt.br

Guenther Carlos Krieger Filho

University of São Paulo / Polytechnic School / Department of Mechanical Engineering- Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - 05508-900 São Paulo, SP Brazil
guenther@usp.br

Abstract. *The aim of this paper is to apply the integral and differential approaches to the analysis of performance of a specific set of burner and fired furnace. These approaches were applied to several operational conditions that included variations of: excess air and swirl number. Only the aspects related to the combustion chamber were considered in this work. Therefore, the phenomena inside the tubes were excluded. The integral model adopted in this work was the Hottel's 1 Zone Gas (Hottel and Sarofim, 1965; Hottel, 1974). The differential code used was the computational fluid dynamics (CFD) program FLUENT 5.5. The studied case corresponds to the HTFS/NEL furnace, (Beltaoui et al., 1988c; Kenbar et al., 1995; Kenbar et al., 1993; Beltaoui et al., 1999). Besides the experimental data of this furnace, experimental data of an isothermal model were also utilized (Beltaoui et al., 1988b; Beltaoui et al., 1988a). Using these data as reference, the differential and integral models was analyzed. The main conclusion of this work was that the integral model predict the wall heat flux better than the differential model.*

Keywords furnace, burner, swirl, combustion, CFD.