



8º CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA

Cusco, 23 a 25 de Outubro de 2007

UMA ALTERNATIVA PARA A SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ESCOAMENTO TÉRMICO TRANSIENTE DE GÁS EM REDES DE DUTOS

Nieckele, A. O.*¹, Pires, L. F. G. ⁰², Ortega, A. J.*³

* Núcleo de Simulação Termohidráulica de Dutos – SIMDUT
Departamento de Engenharia Mecânica – PUC/Rio, Rio de Janeiro, RJ, Brasil
⁰Instituto de Pesquisa e Desenvolvimento – Ctex, Rio de Janeiro, RJ, Brasil
¹ nieckele@mec.puc-rio.br, ²lpires@simdut.com.br, ³arturo@simdut.com.br

RESUMO

Foi desenvolvido no presente trabalho, um novo e prático código computacional para simular escoamentos transientes de gás em redes de dutos, na presença de vários tipos de componentes, como válvulas, compressores, trocadores de calor, bifurcações, etc. O modelo matemático é baseado nos princípios de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia, além das equações constitutivas para os diversos componentes. A solução das equações de conservação foi tratada utilizando o método das diferenças finitas. Diversos casos testes foram analisados utilizando circuitos com diferentes tipos de bifurcações e várias combinações de pontos de recebimento e entrega, localizados ao longo das linhas dos gasodutos. Os resultados dos testes foram comparados com dados disponíveis na literatura apresentando excelente concordância.

PALAVRAS CHAVE: redes de dutos e componentes, térmico transiente, simulação numérica.

INTRODUÇÃO

Sistemas de gasodutos cada vez mais complexos têm sido projetados, desenvolvidos e operados. Devido à importância desse sistema, esforços têm sido empregados por pesquisadores, para desenvolver modelos matemáticos e métodos numéricos, cada vez mais gerais e eficientes, visando simular computacionalmente estes gasodutos com a finalidade de maximizar suas operações entre outras.

Diversos são os trabalhos relacionados com a simulação de gasodutos, entre os quais podemos mencionar o livro *Hydraulic Transients* (1967) escrito por Streeter e Wylie [1], bibliografia clássica de mecânica de fluidos, onde os autores demonstram, fazendo uso do método das características (MOC), os critérios a seguir na implementação dos componentes encontrados num gasoduto (tanques, compressores, válvulas, mudança de diâmetro entre outros) assim como também a metodologia a seguir na implementação dos acoplamentos de dutos.

Nazeer et al. [2] desenvolveram um modelo para a simulação de escoamento transiente num complexo sistema de dutos. O modelo matemático utilizado era formado por um conjunto de equações diferenciais parciais hiperbólicas para resolver o escoamento, equações diferenciais ordinárias para modelar os equipamentos e equações empíricas de fechamento. A discretização das equações diferenciais foi realizada utilizando o método das diferenças finitas juntamente com o esquema de Crank-Nicklson. O método de solução de redes de dutos, baseados em malhas ortogonais e aproximações nodais, foi aperfeiçoado por Lim e Ti [3] para malhas complexas. O método utilizado subdivide a rede de dutos em diversas redes de dutos de menor tamanho, de tal maneira a reduzir o tamanho das matrizes envolvidas, visando economizar tempo computacional. Zhou e Adewumi [4] analisaram transientes de gás natural em tubulações utilizando esquemas híbridos TVD. Nieckele et al [5] apresentaram um modelo para a simulação do movimento de *pigs*, ao longo de tubulações. As equações diferenciais de conservação foram resolvidas utilizando a técnica de diferenças finitas. As equações do fluido foram combinadas com a equação de conservação de quantidade de movimento linear para o *pig*.

Barrera [6] apresentou uma análise da influência da capacidade térmica das paredes das tubulações e das camadas de revestimento num transiente térmico de linhas com isolamento. O método de diferenças finitas é empregado para resolver o escoamento transiente no interior da tubulação acoplado com o transiente térmico na parede da tubulação. Recentemente, Seleznev [7] propôs um método para prever o escoamento de gás em uma rede de tubulações, considerando estações de compressão.

O objetivo do presente trabalho consiste em apresentar uma nova metodologia para prever transientes de gás em tubulações. A metodologia é validada através da comparação com dados obtidos com *software comerciais* apresentando ótimo desempenho.

MODELAGEM MATEMÁTICA

De um modo geral, as tubulações utilizadas para transporte de gás são bastante longas com relação aos seus diâmetros, permitindo considerar o escoamento como unidimensional, com velocidade uniforme ao longo da secção transversal. As tubulações podem ser formadas de tubos com diferentes diâmetros e materiais e podem se encontrar em terreno com topografia variável.

Considera-se o fluido como sendo Newtoniano, possuindo massa específica e viscosidade ambos dependentes da temperatura e pressão. Já a condutividade térmica e o calor específico à pressão constante, são considerados constantes. Devido às altas pressões existentes, considera-se a dilatação da parede da tubulação com relação à pressão, sendo o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson considerados constantes.

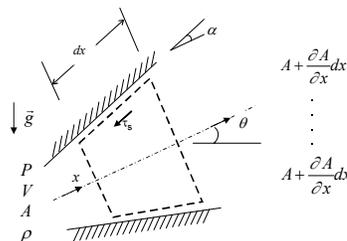


Fig. 1: Volume de controle elementar

O princípio de conservação de massa aplicada ao volume de controle ilustrado na Fig. 1, o qual pode apresentar uma inclinação θ em relação a horizontal é

$$\frac{1}{A} \frac{DA}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad \text{onde} \quad \frac{D(\cdot)}{Dt} = \frac{\partial(\cdot)}{\partial t} + V \frac{\partial(\cdot)}{\partial x} \quad (1)$$

O primeiro termo da Eq. (1) é relativo às variações da área ao longo da tubulação, devido a diferentes diâmetros e espessuras, assim como pela dilatação da mesma devido à pressão. O segundo termo leva em consideração a compressibilidade do fluido. Finalmente, o terceiro termo está associado à variação da velocidade ao longo do duto.

A relação área-pressão, para uma tubulação totalmente ancorada, pode ser escrita de acordo com Wylie e Streeter [8] como

$$\frac{\partial A}{\partial P} = \frac{AD}{\delta E} (1 - \mu^2) \quad (2)$$

sendo δ é a espessura da parede, E é o módulo de elasticidade e μ é o coeficiente de Poisson. A variação do diâmetro em função da pressão pode ser determinada integrando-se a Eq. (2).

O gás é considerado com quase ideal, i.e., $\rho = P/a^2$, onde $a = [(z R T)/(2-z)]^{0.5}$ é a velocidade do som isotérmica, sendo R a constante do gás, T é a temperatura e z é o fator de compressibilidade. Para o caso particular de um gás natural a equação de estado CNGA [9] foi utilizada para a determinação de z .

$$z = \left[1 + (5,268 P 10^{(1,785 SG)}) / T^{3,825} \right]^{-1} \quad (3)$$

A equação (3) apresenta bom desempenho para a maioria das faixas de temperatura e pressão utilizadas nos processo com gás natural, nesta equação P é a pressão absoluta em Pa, T é a temperatura do fluido em in K e SG a densidade específica ($SG = \rho/\rho_{ar,CNTP}$). Reescrevendo a variação da massa específica do gás ao longo do duto em função da pressão e temperatura, assim com a variação da área com a pressão, obtém-se a seguinte equação de conservação de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho a^2}{\xi} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\rho a^2}{\xi} \frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} - \frac{\rho a^2 \beta}{\xi} \left(\frac{\partial T}{\partial t} - V \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0 \quad (4)$$

onde $\xi = 1 + \rho a^2 2 (1 - \mu^2) D / (2 \delta E)$ e β é o coeficiente de expansão térmica, o qual é obtido de

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = \left(\frac{1}{T} + \frac{1}{z} \frac{\partial z}{\partial T} \right) = \left(\frac{1}{T} + \frac{1}{z} \frac{\partial z}{\partial T} \right) \frac{\partial z}{\partial T} = \quad (5)$$

O princípio da conservação da quantidade de movimento linear aplicado no volume de controle da Fig. 1, considerando que as forças que atuam no volume de controle são devido à pressão P , à tensão de cisalhamento τ_s e à força de corpo e considerando que $\cos \alpha \approx 1$ obtém-se

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{f V |V|}{2 D} - g \sin \theta \quad (6)$$

onde g é a aceleração da gravidade, f é o fator de fricção hidrodinâmico, o qual depende do número de Reynolds. Para o cálculo do fator de fricção a correlação de Hagen Pousseuille é usada no caso do regime laminar e a correlação empírica de Miller é usada no caso do regime turbulento [10].

A distribuição de temperatura é obtida a partir da solução da equação de conservação da energia

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\beta T}{\rho c_p} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + V \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{f}{2 c_p} \frac{V^2 |V|}{D} - \frac{4 U_e}{\rho c_p D} (T - T_o) \quad (7)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante. Na Eq. (6), considerou-se a taxa de transferência de calor como $Q = U_e A (T - T_o)$, sendo U_e o coeficiente global de transferência de calor com o meio externo, T_o a temperatura do ambiente, a qual pode assumir diferentes valores para cada trecho da tubulação.

Componentes

A quantidade de trabalho por unidade de massa H (*head*) que deve ser realizada em um compressor centrífugo, de tal maneira que o processo seja isentrópico, é dado pela Eq. (8) [11], onde k é a relação dos calores específicos, R é a constante do gás, os subscritos u e d são relacionados aos valores a montante e a jusante do componente e o subscrito av represente um valor médio ao longo do componente. A temperatura na descarga do compressor representa o

natural incremento de temperatura como consequência do processo de compressão

$$H = R z_{av} \frac{k}{k-1} T_u \left[\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] ; \quad T_d = T_u + \frac{T_u}{\eta} \left[\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (8)$$

As curvas características do compressor representam o comportamento do *head* isentrópico e da eficiência isentrópica e são representadas por curvas polinomiais dependentes da vazão do gás.

Para a modelagem matemática das válvulas intermediárias e de alívio foram usadas as normas ISA S75.01-S75.02 [12] para fluidos compressíveis.

$$Q_{std} = 4,17 Fp C_v P_u Y \left[\left(\frac{\chi}{SG T_u Z_u} \right) \right]^{0,5} \quad (9)$$

onde Q_{std} é a vazão volumétrica nas condições padrões (m³/h). Fp é um fator que considera as mudanças geométricas dos dutos conectados na válvula, C_v é o coeficiente da válvula (gpm/psi^{0.5}), χ é a taxa relativa de queda de pressão e Y um fator de expansão.

Os trocadores de calor são dispositivos que tem como finalidade aumentar ou diminuir a temperatura do escoamento do gás em certos pontos ao longo do gasoduto. O calor trocado é considerado igual à diferença de entalpias correspondente à diferença entre as temperaturas de entrada e de saída do trocador de calor. Para obter a queda de pressão no trocador de calor, utiliza-se um coeficiente de resistência K , de acordo com [13]

$$K = \frac{P_u^2 - P_d^2}{Q_{std}^2} \quad (10)$$

MÉTODO NUMÉRICO

A solução das equações governantes para o campo do escoamento dentro das tubulações é determinada pela técnica dos volumes finitos [14]. A derivada espacial é aproximada pelo método das diferenças centrais, e uma aproximação completamente implícita é adotada para a integração no tempo. No presente método considera-se o acoplamento das equações de continuidade, quantidade de movimento linear e energia, as quais são resolvidas simultaneamente para a tubulação utilizando um algoritmo heptadiagonal direto.

Para a solução numérica dos modelos para os componentes os princípios de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia são respeitados. Esses definem as condições de contorno na entrada ou na saída das respectivas tubulações onde se encontram instalados, dependendo do sentido do escoamento.

No caso das junções de tubulações considera-se uma pressão e temperatura comum no nó que represente a junção. A pressão comum é determinada através de um balanço de massa na junção e acoplando a esta a equação de quantidade de movimento linear aproveitando a relação desta com a pressão. A condição de contorno para esta situação é de pressão conhecida na entrada ou na saída da respectiva tubulação. Para obter a temperatura comum, nos dutos onde sai fluxo de massa a temperatura é obtida mediante a condição de contorno de temperatura desconhecida, isso significa que a temperatura é obtida mediante a natural solução da equação de energia na saída da respectiva tubulação. Entretanto, nos dutos onde tem entrada de fluxo de massa, é calculada uma temperatura que representa a média das temperaturas em volta da respectiva junção.

Numa válvula de bloqueio as condições de contorno para o duto a jusante da válvula são: velocidade conhecida a qual é obtida da Eq. (9), e temperatura conhecida a qual é obtida mediante o principio de conservação de energia. As condições de contorno do duto a montante da válvula são: velocidade conhecida obtida também da Eq (9), e temperatura desconhecida. Para uma válvula de alívio, a qual é representada como uma junção em volta da qual se encontram os dutos e a respectiva válvula de alívio, o tratamento das condições de contorno são as seguintes: no duto a jusante da junção a velocidade é conhecida a qual é obtida mediante um balanço de massa em volta da junção, e temperatura também conhecida a qual é a mesma que a obtida na saída do duto a montante da junção. No duto a montante da junção, as condições de contorno na saída do duto são: pressão conhecida, a qual é igual à pressão obtida na entrada do duto a jusante da junção, e temperatura desconhecida. No balanço de massa deve ser considerada a expressão que modela a válvula de alívio.

No caso do compressor centrífugo, as condições de contorno são definidas da seguinte forma: na entrada do duto a jusante do compressor a pressão é conhecida, pois esta é preestabelecida. Para obter a temperatura a jusante do compressor é utilizada a Eq. (8) para o qual é necessário obter a eficiência isentrópica, a partir da relação do *head*

isentrópico, Eq. (8), da curva característica de desempenho para o *head*, e das leis de semelhança. Estas duas últimas são acopladas de forma que se obtenha uma equação de terceiro grau o qual é resolvida mediante um algoritmo direto. Para o duto a montante do compressor as condições de contorno são: velocidade conhecida, a qual é obtida mediante o princípio de conservação de massa, e de temperatura desconhecida.

No trocador de calor as condições de contorno são as seguintes: na descarga do trocador de calor a velocidade é conhecida a qual é obtida mediante o princípio de conservação de massa, a temperatura também é conhecida na descarga do trocador de calor, pois é um parâmetro prefixado. Na entrada do trocador de calor a pressão é obtida mediante a relação da queda de pressão, Eq. (10), e a temperatura nessa posição é considerada desconhecida.

Para um ponto de retirada intermediário, as condições de contorno são similares à de uma junção. Nos dutos onde se tem entrada de fluxo de massa são considerados: uma velocidade conhecida, a qual é calculada mediante o princípio de conservação de massa, e temperatura conhecida a qual é obtida mediante uma média das temperaturas em volta da junção. Nos dutos onde se tem saída de fluxo de massa é considerada uma pressão conhecida a qual é calculada como uma média das pressões em volta da junção, juntamente com a condição de contorno de temperatura desconhecida.

RESULTADOS

Com a intenção de validar o código computacional desenvolvido, *NetGasSim*, diferentes testes foram executados incluindo tanto casos ideais como reais. Os resultados obtidos foram comparados com aqueles do *software* comercial de simulação de gasodutos *TGNET Pipeline Studio*.

Os testes dos casos ideais serviram para validar o algoritmo implementado para representar os diferentes componentes, incluindo as redes. Um dos resultados obtidos é apresentado a seguir. A Fig. 2 mostra a configuração utilizada, onde se observa uma série de dutos de 16 in (40,64 cm) com comprimento de 40 e 30 km formando um *loop*. Na entrada da rede é imposto um fluxo de massa de 0,7 kg/s a 50 °C e na saída da linha é considerada a pressão atmosférica. Os resultados obtidos para o campo de pressão, temperatura e vazão em massa ao longo da rede são apresentadas nas Figuras 3 a 5, respectivamente. Pode-se observar a excelente concordância com a previsão do *software TGNET*.

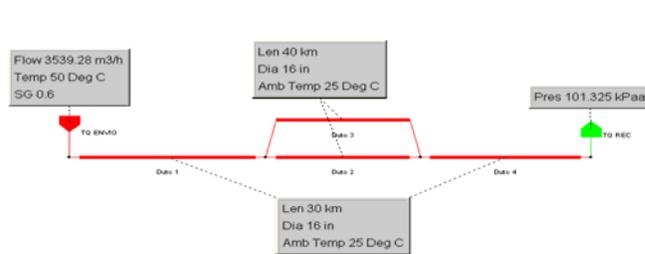


Fig. 2: Configuração do *Loop* testado.

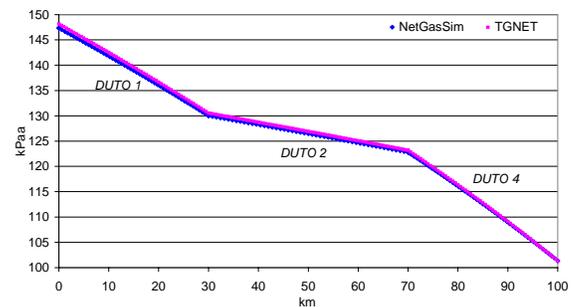


Fig. 3: *Loop* - Distribuição do campo de pressão.

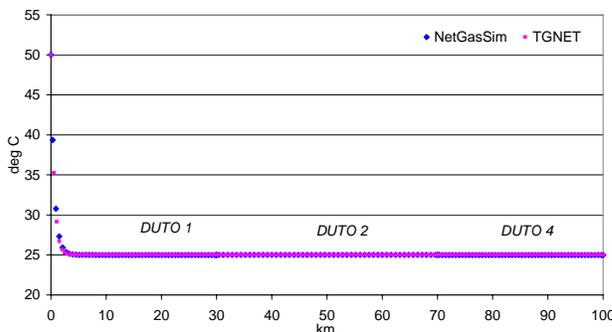


Fig. 4: *Loop* - Distribuição do campo de temperatura.

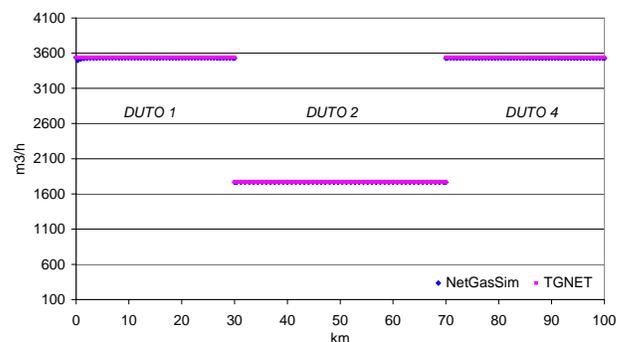


Fig. 5: *Loop* - Distribuição da vazão mássica.

Com relação aos testes com casos reais utilizou-se configurações da malha nordeste do sistema de distribuição de gás brasileiro, duas das quais são mostrados a seguir.

O primeiro teste num caso real foi realizado no gasoduto chamado *GASALP*, um gasoduto de 204 km de

comprimento com diâmetro de 12in (30,48 cm). A configuração deste gasoduto é mostrada na Fig. 6. As condições de contorno são as seguintes: em Pilar foi estabelecida uma pressão de 6475,65 kPa e uma temperatura de 35 °C, na saída do gasoduto em Cabo é necessário um consumo de 8.622 kg/s. Este gasoduto apresenta uma série de válvulas de bloqueio de passagem plena ao longo da linha.

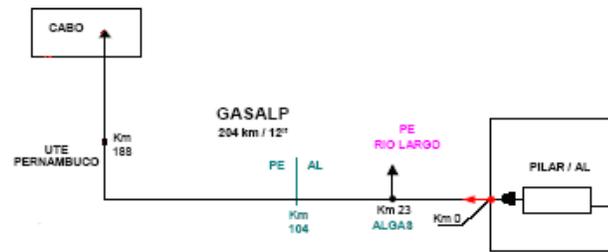


Fig. 6: Configuração do GASALP.

Os resultados das simulações referentes as distribuições de pressão e temperatura ao longo da linha são ilustrados nas Figs. 7 e 8, respectivamente, onde mais uma vez observa-se uma boa concordância entre os resultados previstos com os dois simuladores.

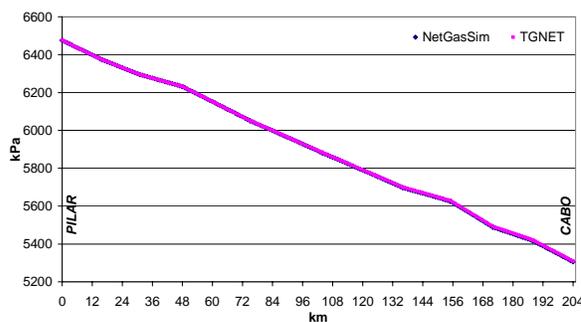


Fig. 7: GASALP - Distribuição do campo de pressão.

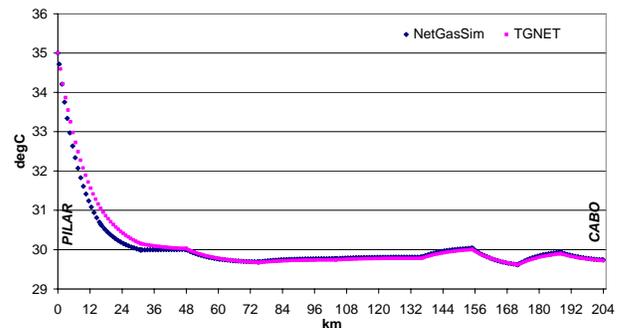


Fig. 8: GASALP - Distribuição do campo de temperatura.

O segundo teste analisado, baseado em um caso real, corresponde ao gasoduto chamado GASFOR, o qual possui diâmetro de 12 in (30,48cm) nos primeiros 213 km, posição no qual se encontra um compressor centrífugo, e com diâmetro de 10 in (25,4 cm) nos restantes 170 km. A configuração deste gasoduto é ilustrada na Fig. 9.

As condições de contorno impostas são as seguintes: em Guamaré é estabelecida uma pressão de 8927,31 kPa e uma temperatura de 35 °C. No km 213 da linha encontra-se a estação de compressão de Aracati onde é fixada uma pressão de descarga de 9417,64 kPa. Este gasoduto se caracteriza além da série de válvulas de bloqueio ao longo da linha, pelos pontos de retirada intermediários ao longo das tubulações, originando que o fluxo de massa varie de 16,98 kg/s na entrada do GASFOR para aproximadamente 0,01 kg/s na saída, em Pecem.

Os resultados das simulações obtidas com os dois softwares para a distribuição axial da pressão, temperatura e vazão em massa são mostrados nas Figs. 10 a 12. A excelente concordância entre os dois simuladores confirma a validação da presente metodologia.

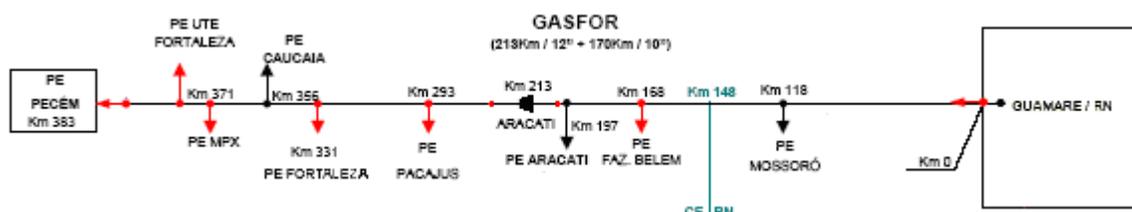


Fig. 9: Configuração do GASFOR.

COMENTÁRIOS FINAIS

Segundo os resultados obtidos nas simulações apresentadas, pode-se afirmar que a modelagem, a técnica e o

código computacional desenvolvido representam uma boa ferramenta para a simulação de escoamento de gás em redes de dutos, o qual apresenta funcionalidades e resultados semelhantes a conhecidos *softwares* presentes no mercado. Futuras ampliações do trabalho devem considerar a implementação dos outros componentes, a análise dos resultados em regime transiente e a minimização do tempo computacional.

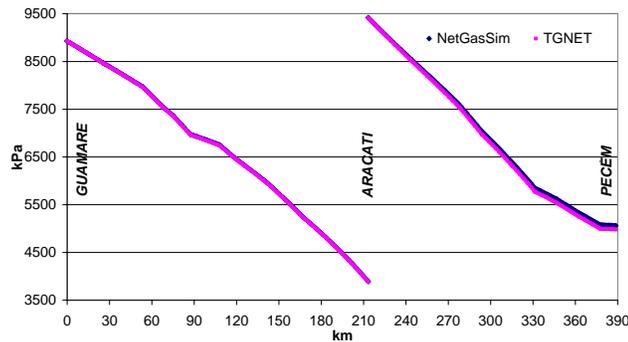


Fig. 10: *GASFOR* - Distribuição do campo de pressão.

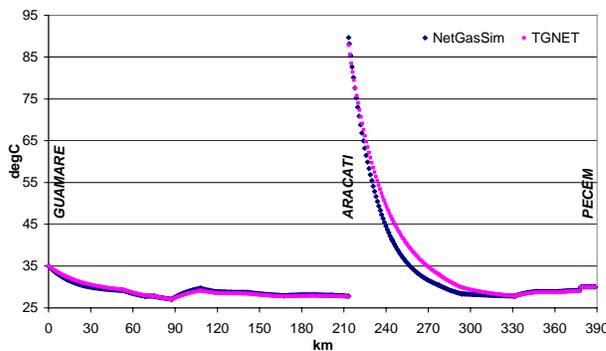


Fig. 11: *GASFOR* - Distribuição do campo de temperatura.

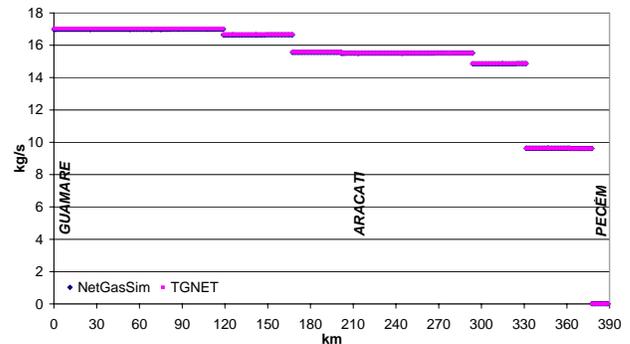


Fig. 12: *GASFOR* - Distribuição da vazão mássica.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro fornecido pela ANEEL para a realização do presente trabalho. O primeiro autor agradece também ao CNPq pelo apoio recebido durante a execução deste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. V.L. Streeter e E.B. Wylie, *Hydraulic Transients*, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1967.
2. M.M. Nazer, M. Afzal, G.F. Tariq, N. Ahmed, Mathematical Modeling and Computer Simulation of Transient Flow in Centrifuge Cascade Pipe Network with Optimizing Techniques, *Computers Math. Applic.* vol. 36, n. 4, pp. 63-76, 1998.
3. CH.S. Lim e H.CH. Ti, Mixed Specification Problems in Large-Scale Pipeline Networks, *Chemical Engineering Journal*, vol. 71, pp. 23-35, 1998.
4. J.Y. Zhou e M.A. Adewumi, Simulation of transients in natural gas pipelines using hybrid TVD schemes, *International Journal For Numerical Methods In Fluids*, vol. 32, n. 4, p. 407-437, 2000.
5. A.O. Nieckele, A.M.B. Braga, L.F.A. Azevedo, Transient Pig Motion Through Gas and Liquid Pipelines, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol 123, pp. 260-269, 2001.
6. Barrera, J.J., A.O. Nieckele, A.M.B. Braga, L.F.A. Azevedo Analysis Of The Transient Cooldown Of Sub-Sea Pipelines, *Proc. 6th International Pipeline Conference*, Calgary, Alberta, Canada, IPC2006-10554.
7. V. Seleznev, Numerical Simulation Of A Gas Pipeline Network Using Computational Fluid Dynamics Simulators, *Journal of Zhejiang University-Science A*, vol.8, n.5, p. 755-765, 2007.
8. E.B. Wylie e V.L. Streeter, *Compressible Flow in Pipes*, McGraw Hill. 1978.

9. Stoner Pipeline Simulator, User Guide: Modeling the Physical System, v. 9.4, 2003.
10. R. W. Fox e A.T. McDonald, *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, Livros Técnicos e Científicos Editora, 5a. Ed., 2001.
11. P. Krishnaswami, K.S. Chapman, M. Abbaspour, *Compressor Station Optimization for Linepack Maintenance*, Pipeline Simulation Interest Group, 2004.
12. J.W. Hutchison, *ISA Handbook of Control Valves*, Instrument Society of America, 2a. Edition, 1976
13. Pipeline Studio, User Guide, v. 2.5, 2004.
14. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.

NOMENCLATURA

a	velocidade do som (m/s)
A	área da seção transversal da tubulação (m ²)
c_p	calor específico a pressão constante (J/kg-K)
C_v	coeficiente da válvula (gpm/psi ^{0.5})
D	diâmetro da tubulação (m)
E	módulo de Young do material da tubulação (Pa)
F_p	fator que considera as mudanças geométricas dos dutos conectados na válvula
g	aceleração da gravidade (m/s)
H	head isentrópico (kJ/kg)
k	relação dos calores específicos (expoente isentrópico)
K	coeficiente de resistência (Pa ² /(m ³ /s) ²)
m	fluxo de massa do gás (kg/s)
P	pressão absoluta (Pa)
\dot{Q}	taxa de transferência de calor trocando com o volume de controle (W)
Q_{std}	vazão volumétrica nas condições padrões (m ³ /s)
R	constante do gás (kJ/kg-K)
SG	densidade do gás nas condições padrões
t	tempo (s)
T	temperatura absoluta (K)
U_e	coeficiente global de troca térmica entre o fluido e o ambiente externo (W/m ² -K)
V	velocidade (m/s)
x	coordenada axial (m)
Y	fator de expansão
z	fator de compressibilidade
Z_{av}	fator de compressibilidade médio

Símbolos Gregos

β	coeficiente de expansão térmica (1/°C)
ξ	parâmetro em função de ρ , a , D , μ , e , E
f	fator de atrito de Darcy
η	eficiência isentrópica do compressor.
ρ	massa específica (kg/m ³)
τ_s	tensão cisalhante (N/m ²)
μ	coeficiente de Poisson
χ	taxa relativa de queda de pressão
δ	espessura da parede da tubulação (m)

Subscrição

u	relativo a valores a montante do componente
d	relativo a valores a jusante do componente
g	relativo à força gravitacional
p	relativo às forças de pressão
o	relativo a condições externas