



AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM GASODUTO OPERANDO EM REGIME TRANSIENTE

A. O. Nieckele

Dept. Eng. Mecânica, PUC/Rio, 22453-900 RJ, RJ, Brasil, nieckele@mec.puc-rio.br

L.F.G.Pires

CTEx/IPE, RJ, RJ, Brasil, l_pires@uol.com.br

L. F. A. Azevedo

Dept. Eng. Mecânica, PUC/Rio, 22453-900 RJ, RJ, Brasil, lfaa@mec.puc-rio.br

A. M. B. Braga

Dept. Eng. Mecânica, PUC/Rio, 22453-900 RJ, RJ, Brasil, abraga@mec.puc-rio.br

***Resumo.** A simulação numérica do escoamento em um gasoduto operando em condições transientes é apresentada. A formulação é baseada na técnica de diferenças finitas totalmente implícita. As equações de conservação de massa e quantidade de movimento são resolvidas simultaneamente por um método direto. Além disso, através de um processo interno, as condições de contorno podem ser alteradas automaticamente durante o cálculo, de forma que condições limites de operação não sejam ultrapassadas. Para ilustrar a necessidade de uma simulação transiente e versatilidade do código, é apresentado um cálculo comparativo entre o esquema estacionário, utilizando valores médios de demanda, e o cálculo transiente usando os valores reais. Assim, observa-se pelos resultados do modelo estacionário que estes poderiam levar a uma decisão errada no projeto. São apresentadas, também, situações de operação críticas, simulando um bloqueio da tubulação devido a uma válvula e um vazamento no meio do duto.*

***Palavras-chave:** gasoduto, transiente*

1. INTRODUÇÃO

Simulações de gasodutos em regime permanente são suficientes somente quando cenários relativamente estáveis estão presentes. Este tipo de análise pode ser empregado somente nas fases iniciais do projeto onde requisitos, como número, tipo e localização de compressores, devem ser antecipados. Porém, somente uma análise em que situações transientes possam ser levadas em conta, como demanda variável ou entrada/saída de operação de unidades ou equipamentos, permitem a avaliação correta da situação, bem como um refinamento do projeto durante sua realização.

O interesse inicial na simulação de gasodutos em regime transiente surgiu com o desenvolvimento de sistemas de detecção de vazamento (Cykowski e Connors, 1989) e de outras situações de operação (Jungowski et al, 1989) como avaliação da resposta do sistema em função da variação da compressão ou da vazão, determinação do empacotamento, etc. Porém, a importância da utilização desta ferramenta, também para a fase de projeto, começou a ser discutida posteriormente, através de trabalhos como o de Mohitpour et al, 1996, e de Santos, 1997.

A questão da simulação de transientes em dutos de gás natural vem recebendo atenção a mais de 40 anos (Taylor et al, 1962 e Wilkinson et al, 1965). A modelagem do problema é feita a partir das

equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Considerações sobre o problema físico podem levar a simplificações neste conjunto de equações diferenciais. Estas simplificações envolvem desde a eliminação de termos das equações, como os termos transiente e convectivo (Osiadacz, 1983), até a eliminação da equação da energia ao se considerar o escoamento isotérmico. A solução numérica geralmente envolve o método das características (Wylie et al. 1974) ou técnicas de diferenças finitas (Zhou e Adewumi, 1995). Osiadacz, 1996, apresenta uma comparação entre as diversas aproximações e técnicas de solução das equações que governam o problema.

O presente trabalho apresenta um esquema de cálculo baseado na solução numérica das equações de conservação na forma diferencial, através da técnica de diferenças finitas, considerando escoamento compressível. Uma formulação totalmente implícita, com linearização local dos coeficientes, é utilizada para avaliar o avanço temporal e as equações de conservação de massa e quantidade de movimento são resolvidas simultaneamente por um método direto. Além disso, através de um processo interno, as condições de contorno podem ser alteradas automaticamente durante o cálculo, de forma que condições limites de operação não sejam ultrapassadas.

Para ilustrar a necessidade de uma simulação transiente e versatilidade do código, é apresentado um cálculo comparativo entre o esquema estacionário, utilizando valores médios de demanda, e o cálculo transiente usando os valores reais. Assim, observa-se pelos resultados do modelo estacionário que estes poderiam levar a uma decisão errada no projeto. São apresentadas, também, duas situações de operação, a primeira correspondendo ao bloqueio da tubulação por uma válvula por exemplo e a segunda simulando um vazamento no meio do duto.

2. MODELAGEM

O escoamento de fluidos na tubulação pode ser descrito pelas equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia. Os fluidos simulados são considerados Newtonianos. Assume-se que o escoamento é unidimensional, só existindo variações ao longo do eixo coincidente com a linha de centro da tubulação. Porém, a linha de centro do gasoduto poder ser inclinada em relação a horizontal (segundo um ângulo α), permitindo, assim, a representação da elevação da tubulação ao longo do relevo do terreno, Fig. (1). São levados em conta os efeitos de deformação da tubulação em função da variação de pressão do gás.

A equação de conservação de massa pode ser escrita como (Wylie e Streeter, 1978):

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\rho a^2}{\xi} \left[\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} - \frac{\beta}{c_p} \left(\frac{\partial h}{\partial t} + V \frac{\partial h}{\partial x} \right) \right] = 0 \quad (1)$$

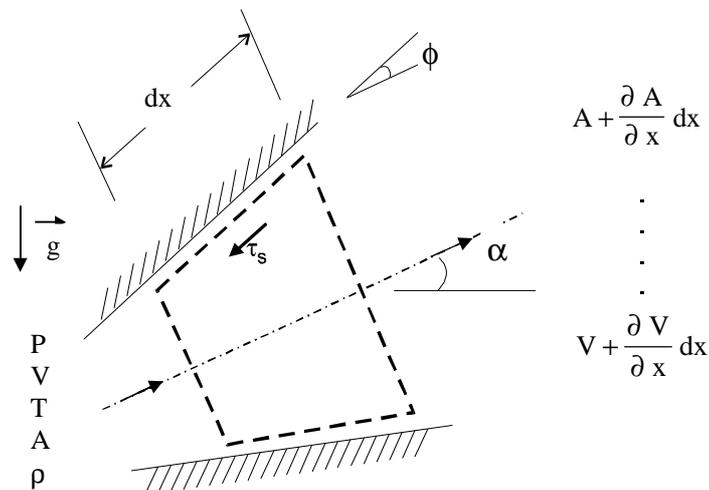


Figura 1. Volume de controle

onde, para o fluido, V é a velocidade, p é a pressão, h é a entalpia, ρ é a massa específica, a é a velocidade do som, A é a área da seção reta, c_p é o calor específico a pressão constante, β é o coeficiente de expansão térmica. ξ está associado com a deformação da tubulação, sendo definido como

$$\xi = 1 + \rho a^2 \frac{2 C_D}{D_{ref}} \frac{D}{D_{ref}} \quad (2)$$

onde D é o diâmetro da tubulação e D_{ref} é o diâmetro referência. C_D é o coeficiente que avalia a deformação da tubulação em função da pressão, sendo igual a

$$C_D = \frac{(1 - \mu^2) D_{ref}}{2 e E} \quad (3)$$

onde e é a espessura da tubulação, E é o módulo de elasticidade e μ é o coeficiente de Poisson. A equação de conservação de quantidade de movimento pode ser escrita como

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{f}{2} \frac{|V|V}{D} - g \operatorname{sen}\alpha \quad (4)$$

onde g é a aceleração da gravidade. O coeficiente de atrito f é função do número de Reynolds, $Re = \rho |V| D / \mu_f$, sendo μ_f a viscosidade absoluta do fluido. Para regime laminar de escoamento ($Re < 2300$), $f = 64/Re$. Se o regime de escoamento é turbulento ($Re > 2300$), o coeficiente de atrito é também função da rugosidade relativa ϵ/D , isto é, $f = 0,25 \{ \log [(\epsilon/D)/3,7 + 5,74/Re^{0,9}] \}^{-2}$ (Fox e McDonald, 1995).

A equação de conservação de energia, em termos da entalpia, pode ser escrita como:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + V \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{fV^2|V|}{2D} + \frac{1}{\rho A} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{kA}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x} \right) \right] - \frac{4U_G}{\rho c_p D} (h - h_\infty) \quad (5)$$

onde h é a entalpia, k é a condutividade térmica, c_p o calor específico, e h_∞ é a entalpia do ambiente. O coeficiente de transferência de calor global U_G é calculado por:

$$U_G = \frac{1}{\frac{1}{U_{conv}} + \frac{D_i}{2k_{tubo}} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{U_{ext}}} \quad (6)$$

onde U_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o líquido e o tubo, podendo ser obtido a partir do número de Nusselt, $Nu = U_{conv} D/k$, com $Nu = 3,66$ para escoamento laminar, e por $Nu = (f/8) [Pr (Re-1000) / (1+12,7 (f/8)^{0,5} (Pr^{2/3}-1))]$ para escoamento turbulento (Gielinski, 1976), onde $Pr = \mu_f c_p / k$ é o número de Prandtl, D_i e D_o são os diâmetros internos e externos do tubo, U_{ext} é o coeficiente de transferência de calor externo, que depende das condições de instalação do tubo, isto é, se o tubo está enterrado, exposto ao ar ou submerso. Para cada uma destas situações, utilizou-se os valores 1, 7 e 15 W/m^2K , respectivamente.

3. MÉTODO NUMÉRICO

As equações de conservação para o escoamento podem ser re-escritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} p \\ v \\ h \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} v & \frac{\rho a^2}{\xi} & -\frac{\rho a^2}{\xi} \frac{\beta}{c_p} \\ \frac{1}{\rho} & v & 0 \\ -\frac{1}{\rho} v & 0 & v \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}} \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} p \\ v \\ h \end{pmatrix} = \mathbf{S}c + \mathbf{S}p \begin{pmatrix} p \\ v \\ h \end{pmatrix} \quad (7)$$

onde $\mathbf{S}c$ e $\mathbf{S}p$ são os coeficientes das matrizes dos termos linearizados, funções de p , V e h . Estes termos podem ser obtidos das equações 1, 4 e 5. \mathbf{M} é a matriz de coeficientes do sistema.

Para a solução da equação 7, utilizou-se um método de discretização por diferenças finitas. Uma malha deslocada para a velocidade e temperatura em relação a todas as outras variáveis foi utilizada de forma a evitar soluções oscilatórias não realísticas (Patankar, 1980). As equações foram integradas no tempo usando um método semi-implícito, isto é os coeficientes das equações são localmente linearizados (Versteeg and Malalasekera, 1995). As derivadas espaciais são aproximadas pelo método de diferenças centrais. O vetor ϕ corresponde ao vetor incógnita (p , V , h).

$$\frac{\phi_i^{n+1} - \phi_i^n}{\Delta t} + M_i^n \frac{\phi_{i+1}^{n+1} - \phi_{i-1}^{n+1}}{\Delta x_i + \Delta x_{i+1}} = S c_i^n + S p_i^n \phi_i^{n+1} \quad (8)$$

A matriz de coeficientes resultante é uma matriz hepta-diagonal. O sistema algébrico é resolvido diretamente por um algoritmo de solução direta de matrizes hepta-diagonal, análogo ao algoritmo de Thomas (Patankar, 1980) para matrizes tri-diagonais.

4. RESULTADOS

Para a avaliação da formulação desenvolvida, analisou-se, inicialmente, o desempenho do primeiro trecho do gasoduto Bolívia-Brasil, que representa um segmento de 125km entre Rio Grande e Izozog. As características da tubulação e do gás, bem como as condições de operação estão descritas na Tabela 1.

Tabela 1. Características da tubulação e do gás

Diâmetro nominal	32 pol
Espessura	1,041 cm
Altura em Rio Grande	390 m
Altura em Izozog	348 m
Pressão máxima (entrada)	10,74 MPa (absoluta) ou 99,84 kgf/cm ² g
Vazão máxima (estacionário)	262,3 kg/s (31,24MMm ³ /d)
Temperatura (entrada)	311,15 K (38 C)

A Figura (2) apresenta o perfil de pressão, onde a pressão no final do trecho é de 7,834 MPa, representando uma queda de pressão de 2,906 MPa ou 29,62kgf/cm². Observa-se uma excelente concordância com o resultado apresentado por Santos (1997), que apresenta um valor de 28,78 kgf/cm², utilizando o software TGNET 5.3E. A Figura (3) apresenta o perfil de pressão para um trecho muito maior (1450km), entre Rio Grande e Penápolis, com a vazão constante de 81,5 kg/s (9,78 MMm³/d). No final do trecho a pressão é de 74,99kgf/cm²(7,357 MPa), próximo ao valor de 73,13 kgf/cm² calculado por Santos (1997).

Quando se utiliza um perfil de demanda variável, com uma periodicidade semanal, como apresentado na Fig. (4) (perfil de consumo projetado para estado do Rio de Janeiro, Santos, 1997),

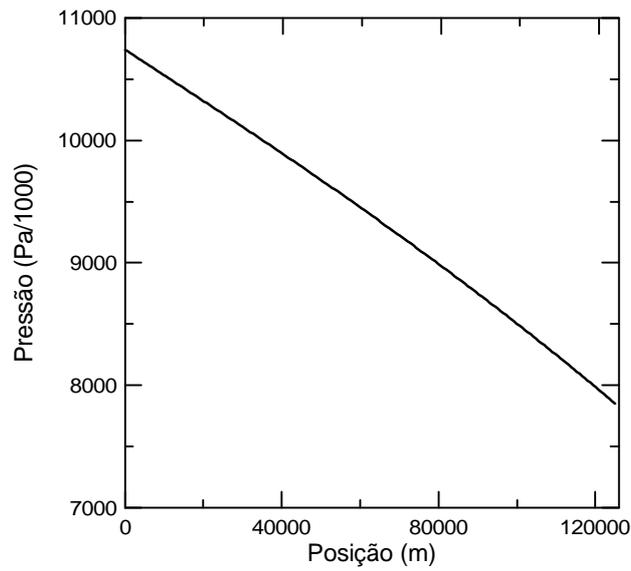


Figura 2. Variação da pressão para vazão de 262,3 kg/s e perfil até Izozog

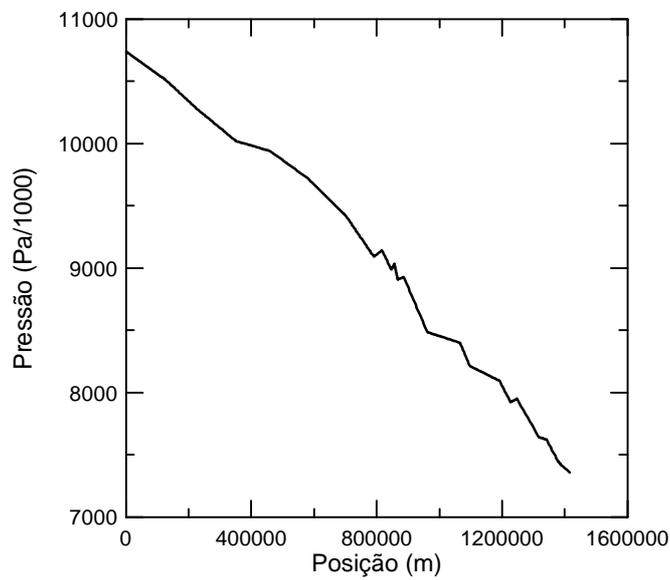


Figura 3. Variação da pressão para vazão de 81,5 kg/s e perfil até Penápolis

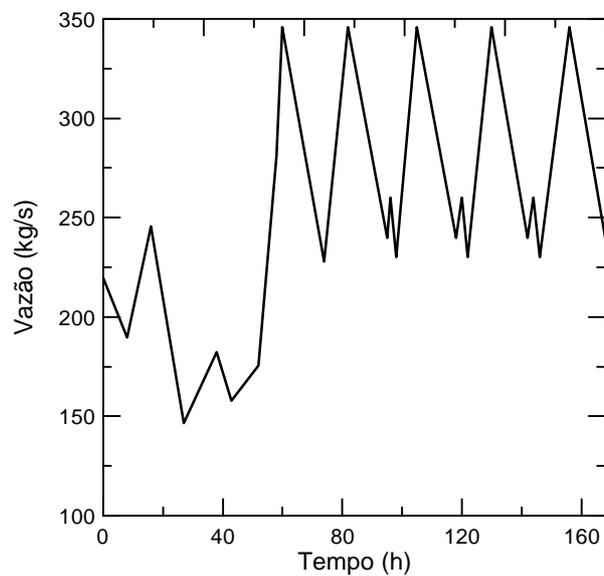


Figura 4. Perfil de demanda semanal

de consumo. Porém, verifica-se que, caso a pressão do final do trecho seja uma condicionante de projeto, esta deve ser avaliada empregando o caso transiente, onde as flutuações em relação ao valor estacionário são da ordem de mais 25% e menos 30%, Fig. (6). Estes valores são superiores aos valores normalmente empregados como fatores de carga (load factors) para levar em conta flutuações de demanda quando somente o cálculo estacionário é resolvido. A Figura (6) também apresenta a pressão na saída para valores de vazão 10% e 20% superiores ao valor médio.

Portanto, pode-se concluir que a análise de um trecho isolado pode levar a conclusões erradas. Assim, quando um trecho mais longo é observado (entre Rio Grande e Penápolis) com uma vazão de operação média menor (7,63 kg/s), porém com o mesmo perfil de consumo, verifica-se uma defasagem entre a vazão de entrada e de saída, bem como um amortecimento das variações, como apresentado na Fig. (7). As variações da pressão de saída também são menores, como mostra a Fig. (8). Estes fatos se devem principalmente ao empacotamento do gás no duto.

Assim, somente uma análise que leve em conta todo o duto, a partir das condições variáveis de demanda e operação, bem como dos equipamentos instalados, poderá levar a um projeto bem ajustado.

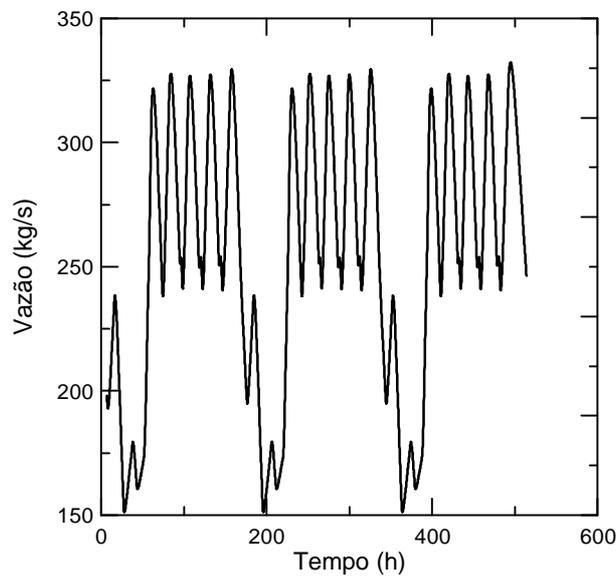


Figura 5. Variação da vazão de entrada

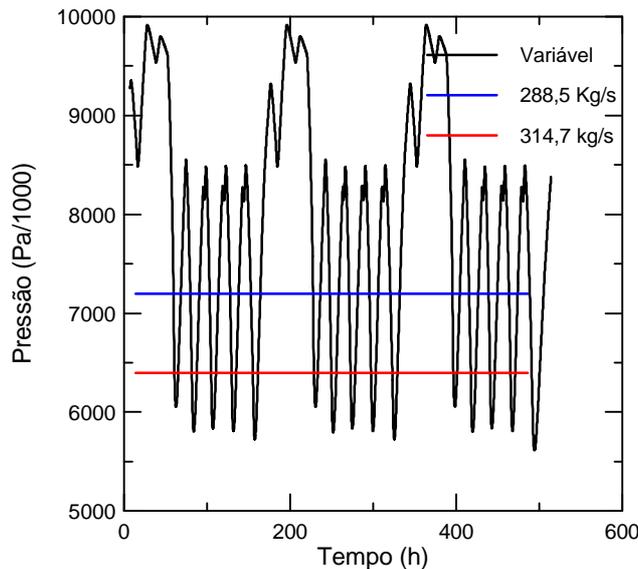


Figura 6. Variação da pressão na saída

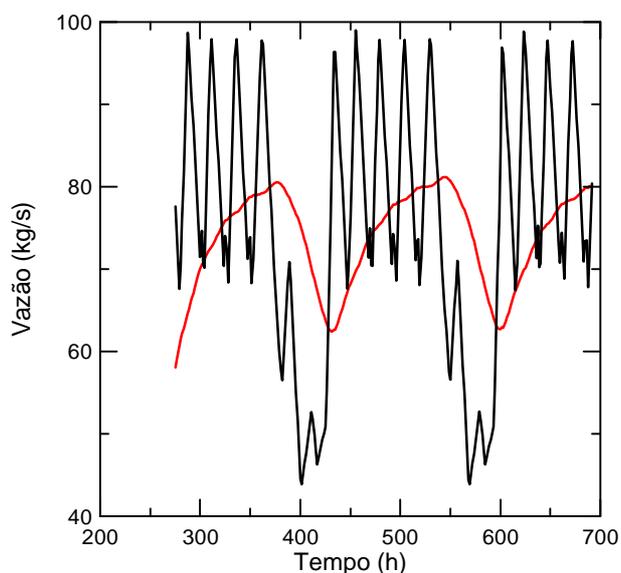


Figura 7. Variação das vazões de entrada e saída

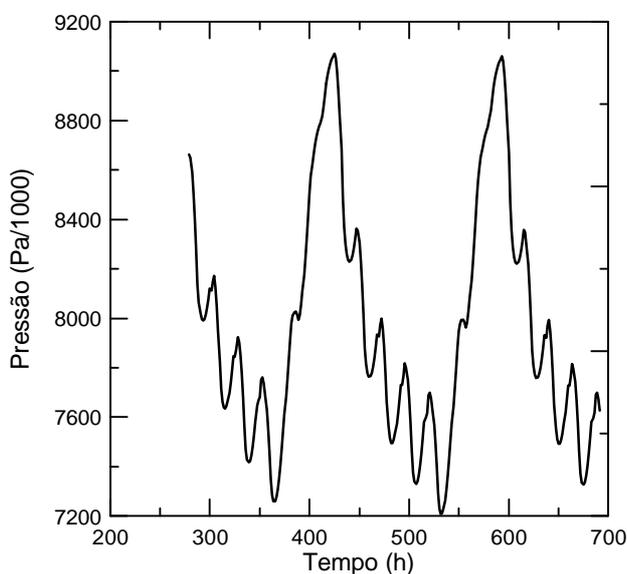


Figura 8. Variação da pressão de saída

Além de transientes longos, tipicamente envolvendo demandas variáveis, o modelo permite a avaliação de transientes rápidos. Neste caso, um fenômeno característico seria a simulação do total bloqueio da tubulação devido, por exemplo, à um fechamento de válvula. Este pode ser representado pela queda da vazão do final do duto (considerando o trecho Rio Grande-Izozog), variando do nível de operação do estacionário (262,9 kg/s) a zero no intervalo de 5 s. A condição de entrada é de pressão constante. Neste caso, observa-se que a pressão na saída eleva-se rapidamente e de forma oscilatória. Estas oscilações vão sendo amortecidas ao longo do tempo como apresentado na Fig. (9).

Pode-se acompanhar a propagação da perturbação para o interior do tubo, no sentido contrário ao fluxo, através da elevação de pressão, Fig. (10), e da diminuição da vazão. Observa-se que 72 segundos após o início do transiente, esta perturbação só havia percorrido cerca de 25km.

Uma observação prolongada do transiente, permite verificar que somente 380 segundos após o início do transiente, a vazão na entrada começou a sofrer alteração, Fig. (11a) e, mesmo assim, permanece elevada durante longo tempo. Isto ocorre devido a compressibilidade do gás. Uma vez que o nível de pressão ao longo da tubulação vai se elevando, Fig. (11b), a variação da massa específica permite acomodar um fluxo de massa na entrada, apesar de não estar havendo nenhuma vazão na saída.

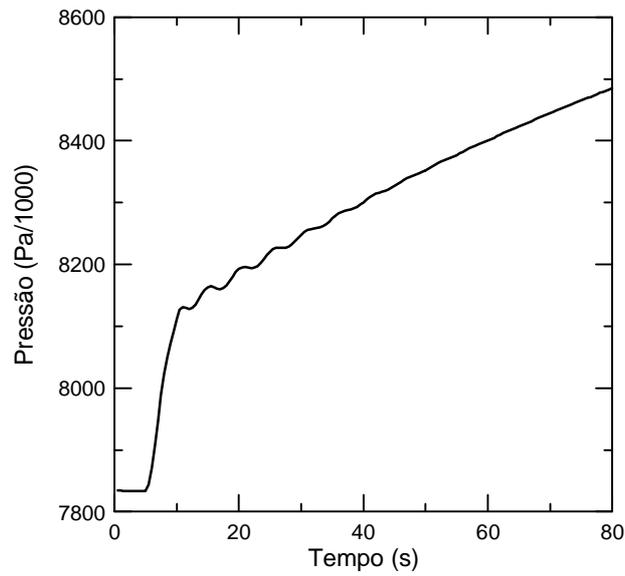


Figura 9. Variação da pressão do final do trecho ao longo do tempo

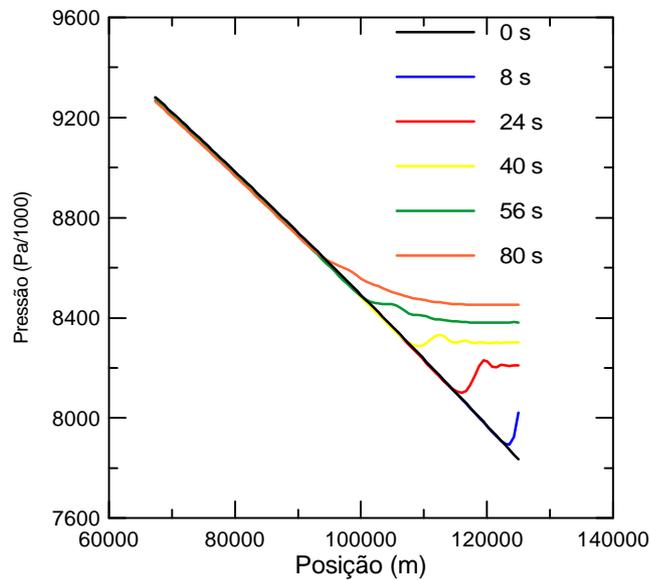


Figura 10. Variação da pressão no trecho final do duto em vários instantes de tempo

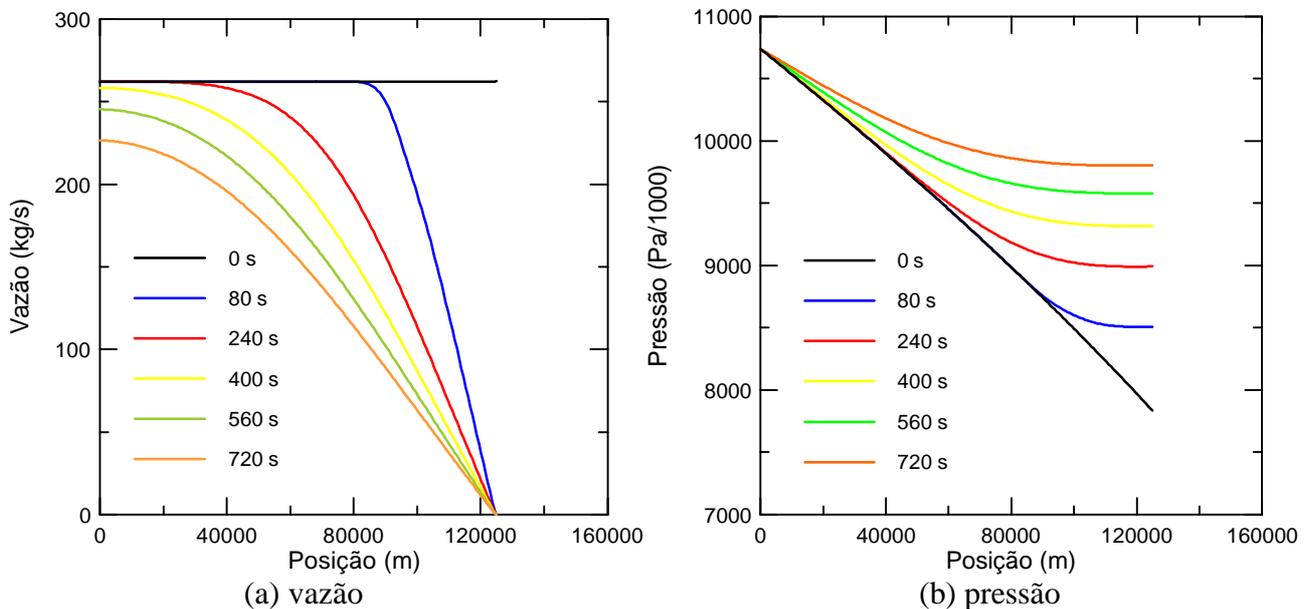


Figura 11. Variação de vazão e pressão ao longo do duto para diversos instantes de tempo

Uma outra condição característica na qual a análise transiente se aplica é quando se tem o início de um vazamento. Um dos efeitos de um vazamento, no meio do trecho, está apresentado na Fig. (12). Para as condições de contorno de pressão constante na entrada e vazão constante na saída, o início do vazamento provoca uma perturbação local rápida que vai se propagando para as extremidades do duto. Assim, observa-se que o balanço de massa entre a entrada e a saída não fecha, o que é uma das formas de detectar o vazamento.

5. CONCLUSÃO

Desenvolveu-se um código computacional para a solução de escoamentos de fluidos compressíveis em dutos em regime transiente. Foi empregada uma formulação completa das equações de conservação, considerando termos que são normalmente desprezados e incluindo outros efeitos como a deformação do duto devido a pressão interna. A importância do emprego da análise transiente para a fase de projeto foi ressaltada e outras situações de operação foram simuladas. Estes casos demonstraram que o esquema desenvolvido é robusto e preciso permitindo seu emprego em situações de interesse real da indústria.

6. REFERÊNCIAS

- Cykowski E. e Connor T., 1989, "Pipeline Hydraulic Transient and Leak Detection Analysis".
Fox, R. W. e McDonald, A. T., 1995, "Introdução à Mecânica dos Fluidos", Ed. Guanabara.
Gielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
Jungowski, W. M., Botros, K. K. e Weiss, M. H., 1989, "Simulation of Gas Pipeline Blowdowns", ASME ETC&E Conf. Pipeline Eng. Symp., P.D., Vol 0, pp. 75.
Mohitpour, M., William, T. and Asante, B., 1996, "The Importance of Dynamic Simulation on the Design and Optimization of Pipeline Transmission Systems", International Pipeline Conference, Vol. 2, ASME.
Osiadacz, A.J., 1983, "Optimal Numerical Method for Simulation Dynamic Flow of Gas in Pipelines", Int. J. Num. Meth. Fluids, Vol. 3.
Osiadacz, A.J., 1996, "Different Transient Models – Limitation, Advantages and Disadvantages", Pipeline Simulation Interest Group Annual Meeting, paper n. 9606.
Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow"; Hemisphere Publishing

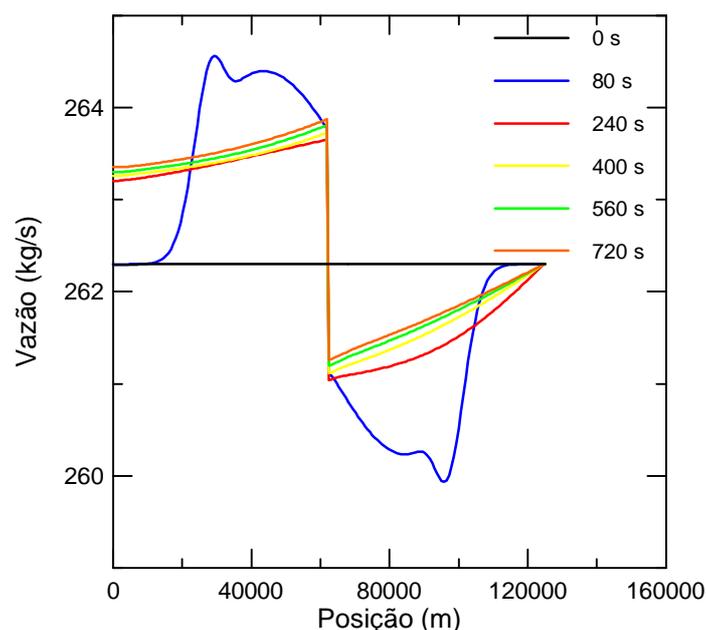


Figura 12. Variação da vazão para um vazamento no meio do duto

Corporation, New York.

- Santos, S. P, 1997, "Transient Analysis: A Must in Gas Pipeline Desing", Pipeline Simulation Interest Group Annual Meeting, paper n. 9703.
- Taylor, T.D., Wood, N.E. and Power, J.E., 1962, "A Computer Simulation of Gas Flow in Long Pipelines", Soc. Pet. Eng. J., Trans. AIME, Vol. 225, pp. 297-302.
- Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., 1995, "An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method", Longman Scientific & Technical, England.
- Wilkinson, J.F., Holliday, D.V., Batey, E.H. and Hannah, K.W., 1965, "Transient Flow in Natural Gas Transmission Systems", Tracor Inc., American Gas Association, Inc., New York.
- Wylie, E.B., Streeter, V.L. and Stoner, M.A., 1974, "Unsteady-state Natural Gas Calculation in Complex Pipe Systems", Soc. Pet. Eng. J., Vol. 14, pp. 35-43.
- Wylie & Streeter, 1978, "Compressible Flow in Pipes", McGraw Hill
- Zhou, J. e Adewumi, M.A., 1995, "Simulation of Transient Flow in Natural Gas Pipelines", Pipeline Simulation Interest Group Annual Meeting, paper n. 9508.

PERFORMANCE EVALUATION OF GAS PIPELINE OPERATION IN THE TRANSIENT REGIME

A. O. Nieckele

Dept. Eng. Mecânica, PUC/Rio, 22453-900 RJ, RJ, Brasil, nieckele@mec.puc-rio.br

L.F.G.Pires

CTEx/IPE, RJ, RJ, Brasil, l_pires@uol.com.br

L. F. A. Azevedo

Dept. Eng. Mecânica, PUC/Rio, 22453-900 RJ, RJ, Brasil, lfaa@mec.puc-rio.br

A. M. B. Braga

Dept. Eng. Mecânica, PUC/Rio, 22453-900 RJ, RJ, Brasil, abraga@mec.puc-rio.br

***Abstract.** The numerical simulation of the transient regime of gas flow during pipeline operations is shown. The formulation is based on a totally implicit the finite difference technique. The mass, momentum and energy equations are simultaneously solved by a direct method. Further, through a special treatment, the boundary conditions can be altered, such that the operation limits are not violated. To illustrate the need of a transient formulation and the versatility of the code, a comparative example is presented between a real transient case and stationary situation based on mean value delivery. It can be seen by the results of the stationary case that a wrong project decision can be made. It is also shown operation situations, which can lead to critical operating conditions, due to unexpected interruption of the flow field by a valve and due to leakage in the middle of the pipeline.*

Key-words: gas pipeline, transient