

ANÁLISE DE TRANSIENTES DEVIDO A FECHAMENTO RÁPIDO DE VÁLVULAS EM DUTOS CURTOS

Luis Fernando Gonçalves Pires

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
Rua Marquês de São Vicente, 225, Prédio Cardeal Leme, Dpto Engenharia Mecânica, Sala 101.
Gávea - Rio de Janeiro - Brasil – CEP 22453-900
lpires@mec.puc-rio.br

Renata Carneiro da Cunha Ladeia

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
rladeia@mec.puc-rio.br

Claudio Veloso Barreto

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
cvb-prg@mec.puc-rio.br

Resumo

Ao acionar uma válvula de segurança em um duto curto com alta vazão são provocados pulsos de pressão no duto, gerando o fenômeno conhecido como Golpe de Aríete. Em decorrência, a sobrepressão resultante pode vir a ultrapassar a máxima pressão de operação da tubulação, causando sua falha mecânica. O presente trabalho tem como objetivo identificar as variáveis envolvidas neste fenômeno e determinar a importância de cada uma para o caso de um duto real.

Palavras-chave: *Transiente hidráulico, Golpe de Aríete, Duto curto, Fechamento de válvula*

1. INTRODUÇÃO

A transferência de óleo e derivados entre navios e tanques em terra é realizada por dutos curtos que necessitam trabalhar com vazões elevadas. Estes sistemas de transporte são formados basicamente por uma estação de bombeamento, dutos de transporte, estação de recebimento do produto e demais acessórios, como válvulas de controle, bloqueio e retenção. O projeto e a operação destes dutos visam promover uma alta vazão como objetivo de minimizar o tempo de estadia dos navios e, com isso, os custos de operação.

Uma vez que este processo ocorre em regiões cujo vazamento de óleo seria extremamente comprometedor para o meio ambiente, as válvulas de segurança são projetadas para um tempo de fechamento muito curto. Quando isto ocorre, um surto (ou onda) de pressão surge no duto decorrente da repentina conversão de energia cinética do líquido em movimento em energia de deformação causada pela compressão do fluido e pela expansão da parede da tubulação. Este fenômeno, que pode provocar um ruído audível também é conhecido como golpe de aríete (“water hammer”). Em consequência, o projeto do duto deve considerar a sobrepressão resultante que pode vir a ser várias vezes superior a pressão de operação.

Em dutos reais, variáveis como velocidade e curva de fechamento de válvulas, curva da bomba, presença de válvula de retenção, vazão, propriedades do fluido, propriedades mecânicas do duto, etc são normalmente associadas aos valores observados na sobrepressão gerada nos transientes de

fechamento de válvulas. O presente trabalho tem como objetivo identificar as variáveis envolvidas neste fenômeno e avaliar a importância de cada uma para o caso de um duto real.

2. FUNDAMENTOS E METODOLOGIA APLICADA

2.1. Abordagem Matemática

A sobrepressão Δp gerada pela redução de velocidade Δv é normalmente estimada pela equação de Joukowsky (Wylie e Streeter, 1967 e ISGOTT, 1996), determinada para um escoamento sem atrito:

$$\Delta p = \rho a \Delta v \quad (1)$$

onde p é a pressão (Pa), ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3), a é a velocidade de propagação da onda sonora na tubulação (m/s) e v é a velocidade do escoamento do fluido (m/s). Para o caso da parada instantânea do escoamento tem-se que $\Delta v = Q/A$, sendo Q a vazão antes do fechamento. Para a análise global do transiente, diversos autores (Kameswara Rao e Eswaran, 1999) utilizam as equações de continuidade e de conservação de quantidade de movimento para um escoamento unidimensional, incompressível e com atrito como desenvolvidas por Wylie e Streeter (1967) para aplicação do Método das Características:

$$v \frac{\partial H}{\partial s} + \frac{\partial H}{\partial t} - v \sin \alpha + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial s} = 0 \quad (2)$$

$$g \frac{\partial H}{\partial s} + v \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{f v |v|}{2D} = 0 \quad (3)$$

onde s é a coordenada espacial ao longo do duto, t é o tempo, f é o fator de atrito, D é o diâmetro interno do duto, H é a altura manométrica em metros de coluna de líquido e a é definida pela Eq. (4):

$$a^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{K}{E} \cdot \frac{D}{e}} \quad (4)$$

onde e é a espessura do duto, E é o módulo de elasticidade do material do duto e K é o módulo de compressibilidade do fluido.

No presente trabalho o duto foi modelado utilizando o *Stoner Pipeline Simulator 9.3* (SPS) e o *Pipeline Studio Simulator 2.1* (TLNET), dois programas comerciais de simulação tradicionalmente utilizados na área de petróleo.

2.2. Descrição do Duto

O duto modelado consiste em uma linha de transferência de óleo cru entre os tanques terrestres (TENV) localizados em Fazenda Alegre (Espírito Santo) e o tanque do navio aportado no Terminal Norte Capixaba (TREC). Esta linha consiste de um duto rígido de 406,4 mm (16") de diâmetro, revestido, com comprimento de 3,50 km e um duto flexível de 304,8 mm (12") com comprimento de 250 m que chega até o navio apoiado a uma monobóia.

Para fazer o carregamento de óleo é utilizada a bomba centrífuga BCE com vazão controlada através da válvula VCONT. A Fig. (1) ilustra o esquema do modelo que simula o carregamento

entre o terminal terrestre e o navio indicando os equipamentos utilizados. Uma lista com as características de cada elemento modelado está apresentada na Tab. (1).

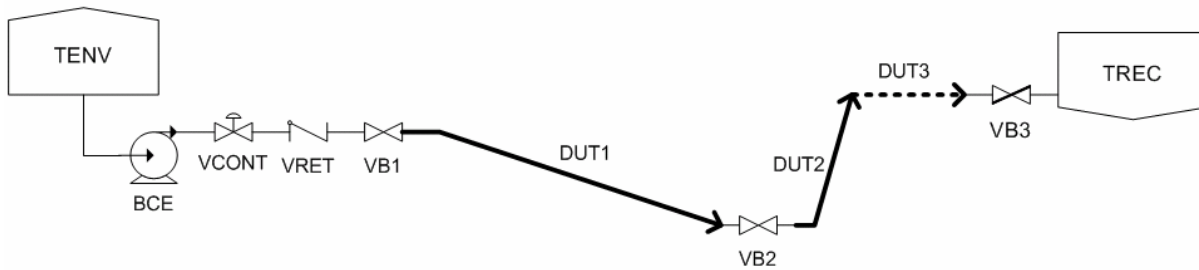


Figura 1. Esquema do modelo do duto

Tendo em vista que os efeitos observados nos transientes são da ordem de um minuto, a troca de calor com o ambiente, que envolve períodos de tempo muito maiores, não foi considerada. Desta forma, toda a análise foi realizada na condição isotérmica a 65°C, temperatura a qual o óleo é aquecido antes de ser bombeado com o objetivo de reduzir sua viscosidade. O produto a esta temperatura possui massa específica igual a 943,66 kg/m³, viscosidade absoluta de 0,0083 Pa.s e módulo de compressibilidade de 1,381 GPa.

Tabela 1. Lista de equipamentos modelados

ID do Equip.	Equipamento	Descrição
TENV	Tanque de envio	Pressão controlada em 98,06 kPa (1 kg/cm ²)
BCE	Bomba centrífuga	917,21 kW (1230 HP) a 1200 RPM
VCONT	Válvula de controle ou PCV	CV: 500 gpm/psi ^{0.5} . Vazão de ajuste: 0,222 m ³ /s (800 m ³ /h). Tempo para atuação total: 4 s
VRET	Válvula de Retenção	Waffle de 304,8 mm (12"). CV: 5000 gpm/psi ^{0.5} . Tempo de fechamento: 0,06 s
V1, V2	Válvulas de Bloqueio	Gaveta de 304,8 mm (12"). CV: 5000 gpm/psi ^{0.5}
DUT1	Duto rígido (enterrado)	D _e : 406,4 mm (16"). e: 14,27 mm (0,562"). L: 3500 m
DUT2	Duto rígido (submarino)	D _e : 406,4 mm (16"). e: 25,4 mm (1"). L: 31 m
DUT3	Duto flexível (monoboia)	Diâmetro externo: 304,8 mm (12"). e: 25,4 mm (1"). L: 250 m
VB3	Válvula de Bloqueio Motorizada	Borboleta de 304,6 mm (12"). CV: 5000 gpm/psi ^{0.5} . Tempo de fechamento: 60 s
TREC	Tanque de recebimento	Pressão controlada em 98,06 kPa (1 kg/cm ²)

2.3. Descrição do Transiente

Após o duto ter atingido o estado estacionário na vazão desejada, é dada a instrução para o fechamento da válvula VB3 do navio. A vazão é reduzida gerando uma elevação de pressão de acordo com a Eq. (1). A informação da redução de vazão e do aumento de pressão viaja pelo duto na velocidade sônica. Em resposta a redução de vazão, a pressão na descarga da bomba aumenta, segundo sua curva característica, e a válvula de controle começa a abrir, de forma a retornar a vazão para o ponto de ajuste. Quando a vazão cessa, a pressão na bomba atinge seu valor máximo (*shut-off*) e o pulso de pressão vindo da extremidade do duto tende a produzir um fluxo reverso. Neste instante a válvula de retenção começa a fechar e, dependendo do seu tempo de resposta pode ocorrer algum alívio da pressão devido a um fluxo reverso pela bomba. O fechamento total da válvula de retenção provoca um novo pulso de pressão em sentido contrário que se desloca para o final do duto. Como consequência tem-se o duto fechado nas duas extremidades, pressurizado e com uma onda de pressão se deslocando entre os extremos, sendo gradualmente amortecida como

apresentada nas Figs. (2a) e (2b). Uma vez que as válvulas VB3 e VRET estão nos extremos do duto, o tempo que a onda de pressão leva para percorrer o duto pode ser obtido pelo intervalo entre a crista das ondas de pressão observadas nestes pontos.

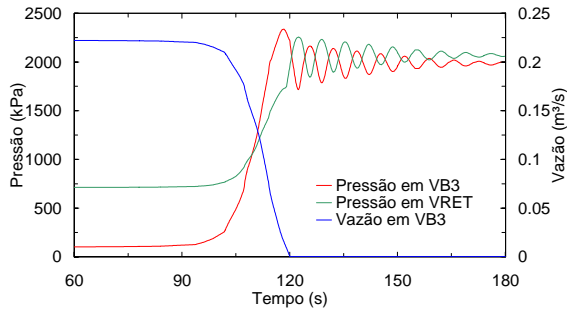


Figura 2.a. Transiente de pressão nas válvulas de retenção e bloqueio para o fechamento da VB3 em 60s.

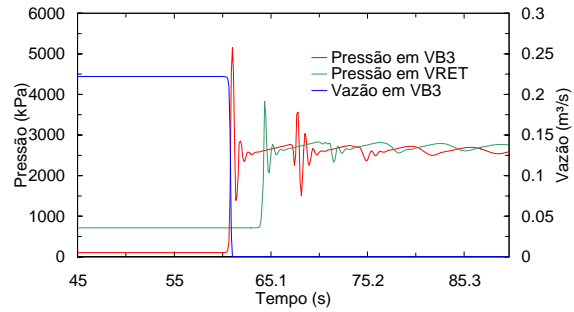


Figura 2.b. Transiente de pressão nas válvulas de retenção e bloqueio para o fechamento instantâneo da VB3 em 1s.

2.4. Características dos Modelos Utilizados

Todos os transientes foram gerados a partir do fechamento da válvula VB3 existente no navio a partir da situação do regime permanente apresentado na Fig. (3). Durante estes transientes, a válvula de controle atua de acordo com os modelos existentes internamente nos softwares. No SPS o controle de vazão é feito através de um controlador PID com as constantes dos tempos derivativo e integral iguais a 1 e 0,3 respectivamente (valores existentes no campo). O modelo da malha de controle do TLNET para uma válvula reguladora de vazão requer somente a vazão de ajuste e o coeficiente de descarga (CV) da válvula. Para avaliar o efeito deste elemento nas simulações, foram realizados diversos testes comparativos nos quais a válvula de controle foi substituída por um elemento estático, com uma perda de carga equivalente, que gerasse uma vazão de $0,222\text{m}^3/\text{s}$. A tendência geral dos resultados está representada na Fig. (4). Nesta, considerou-se a válvula VB3 como sendo uma válvula gaveta com tempo de fechamento de 60 segundos. Observa-se que ao retirar a válvula de controle, as distribuições de pressão máxima geradas pelos dois programas são muito semelhantes. Porém, com a válvula de controle as pressões máximas produzidas pelo TLNET são superiores às obtidas pelo SPS. Observa-se, também, que a atuação da válvula torna o transiente mais severo em ambos simuladores.

Todas as análises foram realizadas com o SPS e com o TLNET, porém, os resultados selecionados para apresentação neste trabalho foram os obtidos com o SPS, uma vez que este simulador permitiu modelar o duto em estudo com maior detalhe.

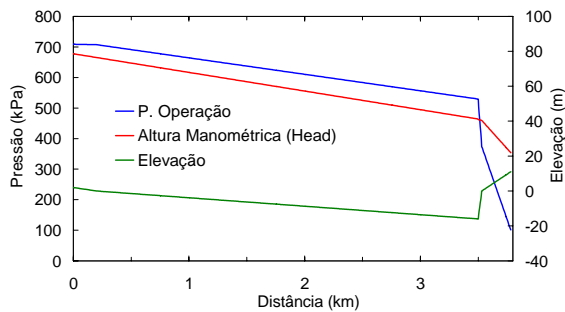


Figura 3. Perfil de pressão, head e elevação no estado estacionário.

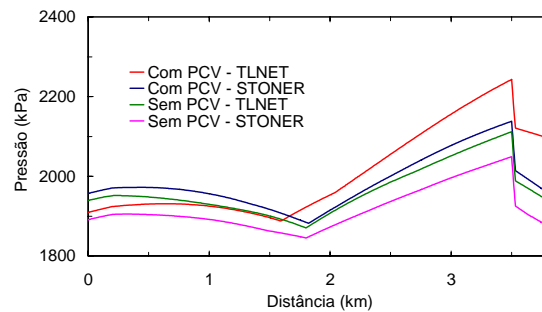


Figura 4. Perfil de máxima pressão para o fechamento de válvula em 60 s. Modelos com e sem malha de controle no SPS e no TLNET.

3. ANÁLISE DAS PRINCIPAIS VARIÁVEIS

3.1. Tempo de Fechamento

Válvulas com tempos de fechamento menores produzem pressões maiores para uma mesma situação, uma vez que este tempo está diretamente relacionado à desaceleração do escoamento. Por muitos anos, procurou-se desenvolver técnicas para operar válvulas rapidamente de forma a obter pressões, vazões e transientes satisfatórios. Inicialmente, em trabalhos como de Quick (1927) e Wood (1973), gráficos adimensionais foram amplamente usados. Procedimentos analíticos para otimizar o projeto de fechamento de válvulas foram desenvolvidos por Streeter (1963 e 1967) e Propson (1970). Goldberg e Karr (1987) desenvolveram uma técnica de fechamento rápido de válvulas, no qual, para um escoamento sem atrito, a maneira mais rápida de interromper totalmente o fluxo em um sistema e não ter um transiente residual elevado é bloquear instantaneamente 50% da vazão, esperar $2L/a$ segundos e interromper o restante, onde L é o comprimento do duto e a é a velocidade de propagação do som no fluido.

Nos casos analisados, o fechamento da válvula se deu de maneira contínua, procedimento de fechamento mais comum nas válvulas comerciais existentes. Observa-se que tempos de fechamento menores, necessários em válvulas voltadas para o controle de vazamentos, podem produzir sobrepressões várias vezes superiores à pressão normal de operação, como ilustrado na Fig. (5).

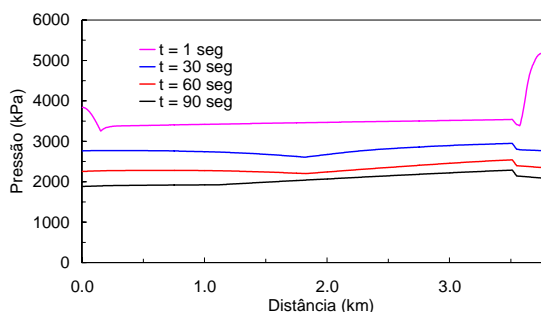


Figura 5. Perfil de máximas pressões para diferentes tempos de fechamento.

Em dutos já existentes este é um dos parâmetros que pode ser alterado com mais baixo custo, de forma a garantir sobrepressões reduzidas em transientes. Porém, a simples elevação do tempo de fechamento pode fazer com que a válvula não cumpra sua finalidade primária de bloqueio.

Para um tempo de fechamento da ordem do período do duto ($2L/a$) pode-se considerar o fechamento como instantâneo (ISGOTT, 1996), que é a condição apresentada na Fig. (5) para $t = 1$ s. Segundo a Eq. (1), tem-se para $\Delta v = 4,4$ m/s, $\rho = 943$ kg/m³ e $a = 1237$ m/s, $\Delta p = 5,13$ MPa (52,3 kgf/cm²) na válvula, que somada a pressão do estado estacionário (100 kPa) resulta em 5230 kPa, valor bem próximo do observado na Fig. (5) igual a 5190 kPa (53,0 kgf/cm²). Porém, para tempos de fechamento maiores, a onda de pressão refletida retorna à válvula com esta ainda numa posição parcialmente aberta, ocorrendo assim uma sensível redução da pressão máxima na válvula e em todo o duto, uma vez que parte da elevação da pressão é aliviada pela própria válvula.

3.2. Curva da Válvula

A curva de fechamento da válvula, isto é, a forma como o coeficiente de descarga varia com a abertura, determina o modo como a vazão varia com a fração de abertura. As curvas de fechamento utilizadas neste trabalho estão apresentadas na Fig. (6). Procedimentos para determinar o padrão ideal de fechamento (para uma dada situação) que produzem a menor elevação de pressão foram desenvolvidos por Cabelka e Franc (1959) para escoamentos sem atrito e por Streeter (1963 e 1967) e Wood e Jones, (1973) para escoamentos com atrito. Azoury et al (1986) constataram que as menores elevações de pressão ocorrem quando a vazão no duto varia de forma linear com o

fechamento da válvula. Para uma determinada válvula, o padrão de fechamento pode ser alterado através da alteração da curva do posicionador. No presente trabalho, considerou-se linear a variação da posição do eixo da válvula ao longo do tempo entre a situação totalmente aberta e a totalmente fechada.

Tipicamente, válvulas tipo gaveta produzem uma variação grande na vazão somente nos últimos instantes do fechamento. Por outro lado, válvulas tipo esfera e borboleta produzem uma variação mais gradual da vazão durante o curso de fechamento. Este efeito é observado na Fig (7) com pressões máximas obtidas. A grande desaceleração do escoamento produzida pela válvula gaveta gera pressões maiores que as obtidas pelas válvulas borboleta e esfera. Todos os fechamentos foram realizados em 60 s.

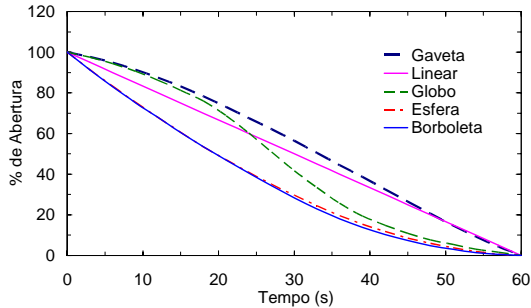


Figura 6. Curvas de fechamento da válvula de bloqueio VB3.

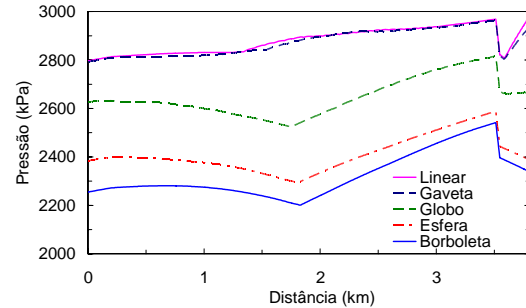


Figura 7. Perfil da máxima pressão para os diferentes tipos de válvulas.

3.3. Vazão de operação (variando pela válvula de controle VCONT)

O ajuste da vazão desejada na operação pode ser realizado por uma válvula controladora de vazão. Desta forma, foram comparados casos com cinco valores de vazão diferentes ajustados pela válvula VCONT. Observa-se que a elevação da vazão de operação em 25%, de 0,222 m³/s para 0,278 m³/s, produz valores de pressão máxima 5,4% maiores na válvula VB3, como ilustrado na Fig. (8). A proporcionalidade entre a vazão e a pressão, prevista pela Eq. (1) não ocorre devido, principalmente, ao tempo de fechamento de 60 segundos, que não pode ser considerado como um fechamento instantâneo.

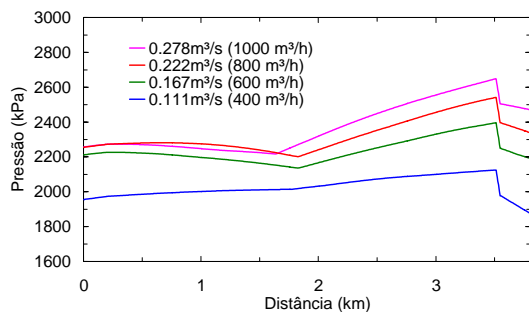


Figura 8. Perfil de máxima pressão para diferentes vazões controladas pela VCONT.

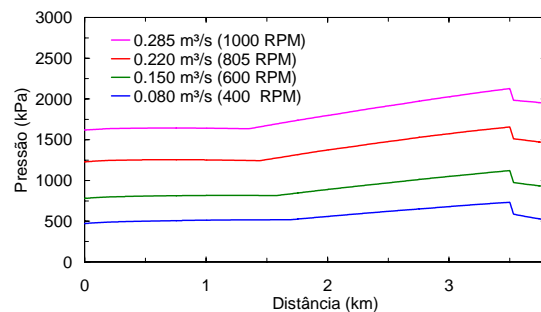


Figura 9. Perfil de máxima pressão para diferentes vazões, variando a rotação da bomba.

3.4. Vazão de Operação (variando pela velocidade da bomba)

Durante a fase de projeto ou de reformulação do duto, uma alternativa ao controle de vazão por uma válvula é a utilização de uma bomba acionada por um dispositivo que permita a variação de velocidade. Neste caso, as curvas da bomba em diversas rotações diferentes são obtidas pelas leis de semelhança para bombas centrífugas.

Para a análise desta situação, a válvula de controle foi retirada do modelo e as diversas vazões foram obtidas alterando-se a rotação da bomba. As pressões máximas obtidas no transiente estão apresentadas na Fig. (9) para diversas vazões (e rotações correspondentes). Como esperado, vazões maiores produzem pressões máximas mais elevadas. Porém, comparando os resultados da Fig. (9) com as curvas correspondentes apresentadas na Fig. (8), verifica-se que as pressões máximas geradas são menores que as observadas quando se utiliza a válvula de controle. Isto é explicado pelo fato de que, ao se retirar a válvula de controle, retira-se a perda de carga introduzida por este elemento e, desta forma, a bomba deve trabalhar em uma rotação menor para produzir a mesma vazão. Nesta rotação menor, a pressão de estagnação (*shut-off*) é reduzida, o que leva a pressões máximas menores ao longo do duto.

3.5. Curva da Bomba (influência do shut-off)

A influência da pressão de descarga da bomba para a situação de estagnação (vazão zero) foi analisada considerando diferentes curvas de bomba, mas todas com um mesmo ponto de operação para a vazão de $0,222 \text{ m}^3/\text{s}$ ($800 \text{ m}^3/\text{h}$) (Fig.10). Observa-se que a chegada da onda de pressão na bomba provoca uma redução da vazão e, em consequência, a pressão de descarga se altera de acordo com a curva da bomba. Quando a vazão chega a zero, a pressão de descarga fica constante e a pressão máxima neste ponto é a resultante da soma da pressão máxima de descarga com a do pulso de pressão, como ilustrado na Fig. (11), para o início do duto.

Caso a válvula de bloqueio fosse fechada instantaneamente, a sobrepressão resultante neste extremo do duto seria independente da curva da bomba. Porém, para um fechamento mais lento (60s), o valor de *shut-off* da bomba repercute em todo o perfil de pressão máxima no duto (Fig.11).

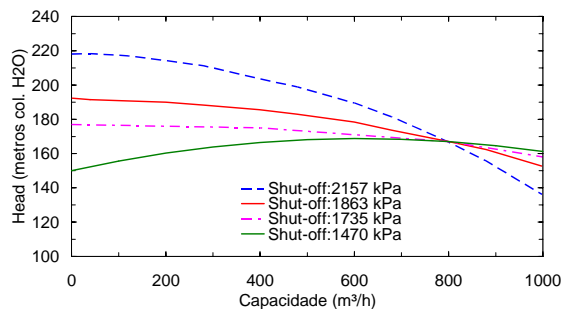


Figura 10. Curvas da bomba com a variação do *shut-off*.

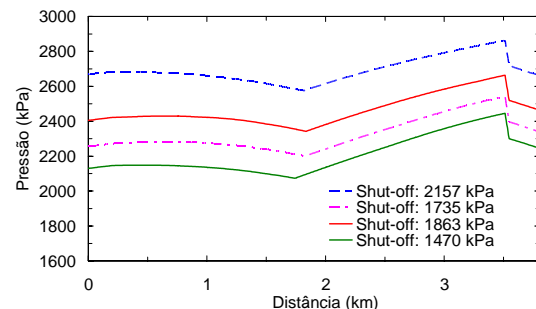


Figura 11. Perfil de máxima pressão variando a curva da bomba.

3.6. Válvula de Retenção

Válvulas de retenção são normalmente posicionadas na descarga de bombas de forma evitar o refluxo do fluido quando a bomba está desligada e para evitar que ondas de pressão viajando no sentido contrário ao escoamento coloquem em risco a integridade do equipamento. Porém, a presença da válvula de retenção interfere nos valores de pressão máxima observados durante o transiente, já que o seu fechamento tende a acentuar a reflexão da onda de pressão primária. Rehymer (1993) e Thorley (1989) analisaram o comportamento de válvulas de retenção durante transientes e forneceram parâmetros para a seleção destas válvulas para aplicações específicas. Uspuras et al (2001) constataram a influência do momento de inércia do disco no pulso de pressão gerado pelo fechamento de válvulas de retenção no circuito de refrigeração de um reator nuclear.

Tempos de fechamento característicos de válvulas de retenção estão entre 0,01 e 0,06 segundos. Observa-se que à medida que o fechamento se aproxima do instantâneo, maior é a sobrepressão no trecho próximo a válvula de retenção (Fig. 12). Porém, para tempos de fechamento maiores que 6 segundos (ocorrendo somente devido ao mau funcionamento da válvula), o sistema funciona

como se não houvesse válvula de retenção, ocorrendo fluxo reverso total de líquido através da bomba.

3.7. Material do Duto

A velocidade acústica varia em função das propriedades termohidráulicas do produto bombeado (módulo de compressibilidade e massa específica) e das propriedades do duto (área e módulo de elasticidade) como definido na Eq. (4). Dutos flexíveis são compostos por várias camadas de materiais distintos (anéis de aço, polímeros, borracha, etc) de forma que o módulo de elasticidade destes dutos difere do módulo de elasticidade de um duto rígido de aço. A partir de dados de fabricantes de dutos flexíveis verifica-se que a velocidade acústica pode ser reduzida em até 2/3 da velocidade num duto rígido. Nas simulações realizadas em todos os outros itens deste trabalho, o módulo de elasticidade do duto flexível (mangote) de 250 m foi considerado como sendo igual ao duto de aço rígido. Isto foi feito para compatibilizar as simulações realizadas com os programas SPS e TLNET, uma vez que neste último o efeito desta propriedade não é considerado.

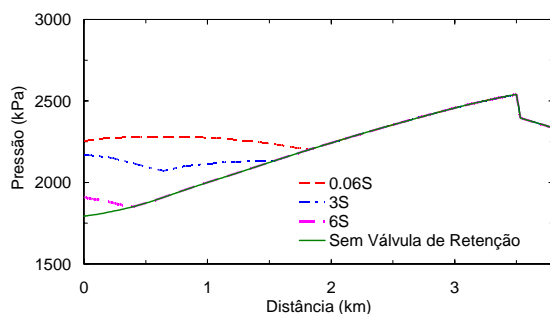


Figura 12. Perfil de máxima pressão variando o tempo de fechamento da válvula de retenção.

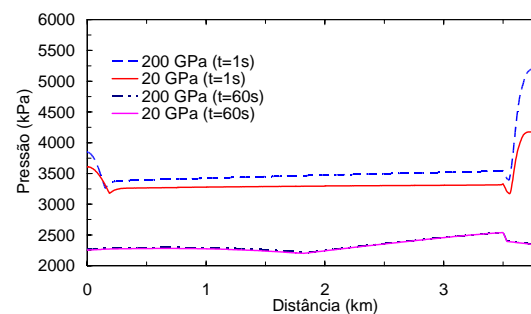


Figura 13. Perfil de máxima pressão alterando o módulo de elasticidade do material do mangote.

A redução do módulo de elasticidade em 10 vezes (20 GPa) de acordo com Eq. (4) gera uma redução na velocidade sônica no duto para 895 m/s. Para fechamentos lentos (60s) a variação do módulo de elasticidade do mangote não gera alteração dos perfis de máxima pressão. No entanto, para o fechamento instantâneo (1s) verifica-se que a pressão máxima na válvula VB3 sofre uma redução de 11,33 kPa (10 kgf/cm²) quando comparada com o caso no qual o módulo de elasticidade do mangote é considerado igual ao do aço comum.

3.8. Propriedades do Produto

3.8.1. Variação da Massa Específica (viscosidade constante)

O efeito da variação da massa específica sobre as pressões máximas é claramente expresso pela Eq. (1) para fechamento rápido de válvulas. Porém, para óleos crus, a variação desta propriedade implica na variação do módulo de compressibilidade, normalmente calculado por correlações como a expressa pela norma API (1984), e, conseqüentemente, na variação da velocidade de propagação da onda sonora no duto. Além disto, a massa específica afeta diretamente a pressão de descarga da bomba, já que a curva característica da bomba (HxQ) é obtida, normalmente, para a água. Assim, fluidos mais densos aumentam a pressão máxima de descarga da bomba (*shut-off*) o que acarreta maiores sobrepressões durante o transiente.

Como nos casos anteriores, a vazão na válvula controladora foi ajustada em 0,222 m³/s e o tempo de fechamento em 60s. A variação da densidade desloca todo o perfil de máximas pressões ao longo do duto, sendo a variação de pressão diretamente proporcional à massa específica do produto (Fig.14).

3.8.2. Variação da Viscosidade

A variação da viscosidade do produto afeta, principalmente, o gradiente de pressão no estado estacionário, considerando a vazão constante. Porém, como a velocidade do escoamento na válvula de bloqueio, a pressão de estagnação da bomba e a curva da válvula não mudam, para um determinado tempo de fechamento a variação da viscosidade praticamente não produz qualquer efeito significativo sobre as pressões máximas geradas no transiente, como ilustrado na Fig. (15).

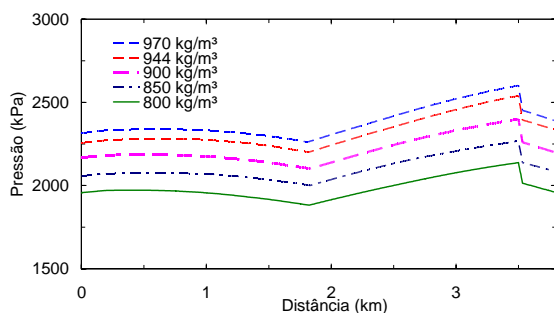


Figura 14. Perfil de máxima pressão variando a densidade do produto (viscosidade constante).

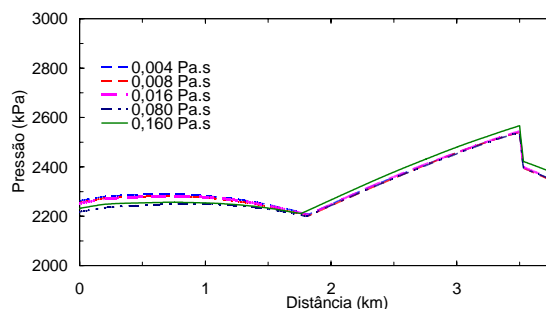


Figura 15. Perfil de máxima pressão para diferentes viscosidades (densidade constante).

4. CONCLUSÕES

Um terminal marítimo de carregamento de petróleo foi modelado utilizando dois programas comerciais. Verificou-se que para o tempo de fechamento instantâneo ($t < 2L/a$) da válvula de bloqueio na extremidade do duto, são produzidas sobrepressões neste elemento que seguem a equação de Joukowski. Variações no diâmetro, módulo de elasticidade, presença de válvula de retenção e controle alteram levemente a predição desta equação em outros pontos do duto. Para tempo de fechamento superior a $2L/a$ somente a simulação detalhada pode prever os reais valores de sobrepressão que ocorrerão no duto.

Quando tempos de fechamento próximos a $2L/a$ são necessários, somente a manutenção da vazão em níveis adequados garante que as sobrepressões estarão dentro dos níveis aceitáveis. Porém, deve-se estar atento quando o produto transportado difere do utilizado no projeto do duto, já que a massa específica do produto afeta fortemente as pressões máximas geradas no transiente.

Visando aumentar a capacidade de transporte do duto, diversas estratégias podem ser empregadas: a) utilização de um sistema de atuação da válvula de bloqueio de forma a alterar a curva de fechamento da válvula no tempo, gerando um rápido fechamento no início, e um fechamento mais gradativo no curso final; b) utilização de um sistema de controle de vazão através da alteração da rotação da bomba em substituição a válvula de controle; c) aumento do diâmetro do mangote ou sua duplicação de forma a reduzir a velocidade do escoamento neste trecho.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer a TRANSPETRO Petrobrás Transportes S.A. pela colaboração técnica indispensável para a execução deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Azoury, P.H., Baasiri, M. and Najm, H., 1986, "Effect of Valve-Closure Schedule on Water Hammer", *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 112, No. 10, pp. 890-903.
- Cabelka, J. e Franc, I., 1959, "Closure Characteristics of a Valve with Respect to Water Hammer", *Eighth Congress of the International Association for Hydraulic Research*, Montreal, Canadá, pp 6-A-1 a 6-A-23

- Goldberg, D. E. and Karr, C. L., 1987, "Quick Stroking: Design of Time-Optimal Valve Motions", Journal of Hydraulic Engineering, Vol. 113, No. 6, pp. 780-795.
- International Safety Guide for Oil Tankers & Terminals (ISGOTT), ICS/OCIMF/IAPH 4ª Edição, 1996
- Kameswara Rao, C. V. e Eswaran, K., 1999, "Pressure Transients in Incompressible Fluid Pipeline Networks", Nuclear Engineering and Design, Vol. 188, pp. 1-11
- Manual of Petroleum Measurement Standards, CH 11.2.1, API, 1984.
- Propson, T. P., 1970, "Valve Stroking to Control Transient Flows in Liquid Piping Systems", Universidade de Michigan.
- Quick, R. S., 1927, "Comparison and Limitation of Various Waterhammer Theories", Transactions of the ASME, Vol. 49, No. 5, pp. 524-530.
- Rehymer, W. J., 1993, "Sinsing of swing Check Valves for Stability and Minimum Velocity Limits", Tans. ASME, Vol. 115, pp. 406-410
- Streeter, V. L., 1963, "Valve Stroking to Control Waterhammer", Journal of Hydraulic Division, ASCE, Vol. 89, No. 2, pp. 39-66
- Streeter, V. L., e Wylie, B. E., 1967, "Hydraulic Transients", McGraw-Hill Book Company.
- Streeter, V. L., 1967, "Valve Stroking for Complex Piping Systems", Journal of Hydraulic Division, ASCE, Vol. 93, No. 3, pp. 81-98
- Thorley, A.R.D., 1989, "Check Valve Behaviour under Transient Flow Conditions. A State of the Art Review", ASME JFE 111, 2.
- Uspuras, E., Kaliatka, A. and Dundulis, 2001, "Analysis of Potential Watherhammer at the Ignalina NPP Using Thermal-hydraulic and Strutural Analysis Codes", Nuclear Engineering and Design, Vol. 203, pp. 1-12.
- Wood, D. J. and Jones, S. E., 1973, "Water-Hammer Charts for Various Types of Valves", Journal of Hydraulic Division, Vol. 99, No. 1, pp. 167-178.

TRANSIENT FLOW ANALYSIS OF FAST VALVE CLOSURE ON SHORT PIPELINES

Luis Fernando Gonçalves Pires

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
Rua Marquês de São Vicente, 225, Prédio Cardeal Leme, Dpto Engenharia Mecânica, Sala 101.
Gávea - Rio de Janeiro - Brasil – CEP 22453-900
lpires@mec.puc-rio.br

Renata Carneiro da Cunha Ladeia

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
rladeia@mec.puc-rio.br

Claudio Veloso Barreto

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
cvb-prg@mec.puc-rio.br

Abstract. Once block valves are acted in short pipelines with high flows, pressure pulse are induced inside the pipeline, generating a phenomenon known as Waterhammer. As a result, the magnitude of the surge pressure can surpass the maximum operational pressure of the pipeline causing its mechanical fail. The objective of this paper is to identify the variables concerned with this phenomenon and to quantify the importance of each one of these variables in the study of a real pipeline.

Keywords: *Hydraulic transient, Waterhammer, Short pipeline, Valve closure*