

EFEITO DO RUÍDO GERADO PELAS VÁLVULAS DE CONTROLE DE PRESSÃO NAS REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE GÁS NATURAL

Julio César de Almeida ¹
Glaúcio Antônio Weigert ²
Saul Renato da Silva ³

RESUMO

Este artigo apresenta uma alternativa para a determinação do ruído aerodinâmico presente nas válvulas reguladoras de pressão das redes de distribuição de gás natural canalizado, com base na formulação matemática resultante, prevista e recomendada no código IEC 60534-8-4 “*Predição do ruído gerado pelo código de fluxo hidrodinâmico*”. A partir dessas premissas desenvolveu-se um código computacional em ambiente *Matlab*, o qual permite ao engenheiro de operações simular e avaliar o nível de ruído presente em determinada condição operacional, permitindo que o mesmo atue no contexto das suas tomadas de decisão.

Palavras-chave: Ruído aerodinâmico, Redes de distribuição de gás natural, Código IEC 60534-8-4, *Matlab*.

INTRODUÇÃO

O gás natural canalizado é comumente distribuído através de empresas regionais de distribuição, as quais possuem malhas de distribuição responsáveis pelo transporte localizado e distribuição desse fluido para os consumidores finais. Essas malhas operam numa gama de pressões que permitem a distribuição aos diversos tipos de consumidores envolvidos ao longo da rede, seja por razões de preocupação operacional ou segurança. A redução das pressões de trabalho é realizada em dispositivos comumente designados como estações redutoras de pressão (ERPs), as quais apresentam um conjunto de válvulas e acessórios interconectados que permitem a redução de pressão conforme necessário. Essas estações incluem, assim, válvulas de controle de pressão de vários tipos (axial e globo, por exemplo), dependendo das taxas de fluxo envolvidas e da configuração de projeto considerada por cada empresa de distribuição.

¹ Professor Dr Eng Julio César de Almeida do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná - UFPR, j.cezar@ufpr.br;

² Gerente de Operações da Companhia Paranaense de Gás – COMPAGAS, glaucio@compagas.com.br;

³ Engenheiro de Operações da Companhia Paranaense de Gás – COMPAGAS, saul.renato@compagas.com.br.

Válvulas de controle de pressão ou simplesmente reguladores de pressão produzem ruído aerodinâmico quando em operação devido à sua configuração física, condições de fluxo locais e sua própria funcionalidade. Esse ruído tem sido, em muitas situações, um ponto focal de atenção dos órgãos reguladores e fiscalizadores, desencadeado em parte pela legislação local e pelas normas atuais de saúde ocupacional. Entre 70 dBA e 85 dBA, a fonte de ruído se torna bastante pronunciada. A 90 dBA ou acima, a fonte de ruído atinge um nível onde a exposição sustentada pode começar a danificar a audição humana. Por essas razões, as diretrizes da *Occupational and Safety Hazard Administration (OSHA)* determinam um limite de 90 dBA para exposições de até oito horas.

O presente trabalho apresenta, portanto, uma revisão correspondente à formulação matemática do ruído gerado durante a operação das válvulas de controle de pressão (de acordo com o código IEC 60534-8-4), alternativas práticas visando minimizar tais ruídos durante as condições de operação desses dispositivos, bem como o desenvolvimento de um algoritmo matemático, desenvolvido em ambiente *Matlab*, permitindo ao engenheiro de operações responsável uma rápida avaliação desse problema para determinada rede de distribuição de gás natural canalizado.

PRINCIPAIS FONTES DE RUÍDO

Três são as principais fontes de ruído possíveis num sistema de tubulações: a vibração mecânica, o ruído hidrodinâmico e o ruído aerodinâmico. A vibração mecânica é, normalmente, causada pela resposta de componentes internos de uma válvula quando da passagem do fluxo através da mesma. O ruído gerado por esse tipo de vibração apresenta uma característica preocupante, pois podem surgir problemas de ressonância na válvula, fato que certamente causaria falhas de fadiga nas partes internas da mesma. Na prática, porém, o ruído decorrente da vibração mecânica é pouco frequente em válvulas de controle e seu valor é geralmente inferior a 100 dBA.

O ruído de fluxo líquido, a cavitação e o *flasching* podem ser gerados pelo fluxo de um líquido através de uma válvula ou sistema de tubulação. Dessas três possibilidades, a cavitação é a mais grave porque o ruído produzido dessa forma pode ser um sinal de que o dano está ocorrendo em algum ponto da válvula ou tubulação. O ruído hidrodinâmico causado por turbulência líquida, cavitação ou *flasching* é geralmente inferior a 110 dBA.

Por fim, o ruído aerodinâmico é o resultado direto da conversão da energia mecânica do fluxo em energia acústica à medida que o fluido passa pela restrição da válvula. A proporcionalidade da conversão é chamada de eficiência acústica e está relacionada à relação de pressão da válvula e a sua própria configuração. O ruído aerodinâmico é o componente mais importante do problema acústico de uma válvula de controle, uma vez que o mesmo é gerado pelas ondas de pressão produzidas pela turbulência do fluido ou por outros fenômenos fluodinâmicos conectados com ondas supersônicas. O ruído aerodinâmico pode chegar a 150 dBA.

A previsão de ruído aerodinâmico é baseada nas equações e nomenclatura do padrão internacional de previsão de ruído de válvulas de controle, o código IEC 60534-8-4.

PREVISÃO DO RUÍDO AERODINÂMICO

A conversão da pressão estática para a energia cinética na *vena contracta* da válvula de controle cria jatos de alta velocidade que podem ser subsônicos, sônicos ou até supersônicos. Turbulência e ondas de choque sônicas criam um espectro de ruído com uma frequência de pico característica.

O código IEC 60534-8-3 descreve duas fontes de ruído diferentes que podem contribuir para o ruído geral gerado pela válvula: o ruído de corte e ruído de saída da válvula. O ruído do corte depende do tipo de guarnição e das características geométricas da válvula. O ruído da saída da válvula depende da área de saída da válvula, do número *Mach* na saída da válvula e de qualquer eventual expansão a jusante da válvula. O regime de fluxo de determinada válvula é determinado a partir da pressão de entrada, pressão a jusante, dados do fluido e fator de recuperação da pressão da válvula. Cinco regimes de fluxo são definidos e possíveis, segundo a ANSI/ISA, 1991:

Regime I – Subsônico

Regime II – Sônico com mistura de fluxo turbulento (recompressão)

Regime III - Sem recompressão, mas com mecanismo de cisalhamento de fluxo

Regime IV - Interação de fluxo turbulento da célula de choque

Regime V - Eficiência acústica constante (ruído máximo)

O fluxograma de previsão de ruído aerodinâmico da válvula de controle da figura 1 ilustra as etapas de cálculo a serem consideradas pelo projetista.

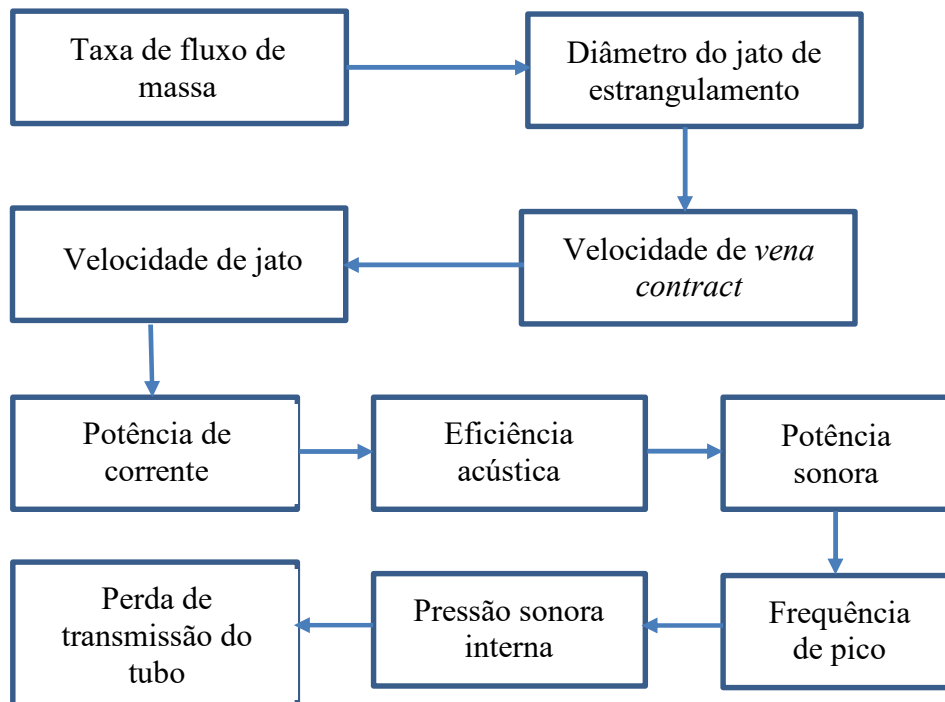


Figura 1 - Fluxograma de previsão de ruído aerodinâmico em uma válvula de controle (adaptado a partir de DRESSER, 2002)

METODOLOGIA

A metodologia utilizada segue as classificações de regime de fluxo segundo a ANSI/ISA, 1991, objetivando-se determinar inicialmente o tipo de regime de fluxo existente em determinada situação ou condição operacional. A partir dessa classificação inicial se torna possível, segundo a formulação matemática do código IEC 60534-8-4 se definir os parâmetros de cálculo de acordo com o fluxograma esquematizado da Figura 1.

- Regime I – Subsônico - trata-se de todas as condições de fluxo em que a queda de pressão é menor ou apenas igual à queda de pressão que produziria fluxo sônico na *vena contracta*. O fluxo é, portanto, subsônico e ocorre recomposição isentrópica.

$$p_1 > p_2 \geq p_{2c} \quad (1)$$

p_{2c} é a pressão a jusante, correspondendo ao limite da criticidade.

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{VCC}) \quad (2)$$

$$p_{VCC} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3)$$

p_{VCC} é pressão absoluta de *vena contracta* em condições críticas de fluxo e γ é a razão de calores específicos.

Sob esta condição, parte da energia mecânica existente na *vena contracta* é recuperada e a energia restante é desperdiçada pela turbulência, transformando-se assim em calor e ruído. Regime II – Sônico com mistura de fluxo turbulento (recompressão) – o fluxo é sônico na *vena contracta*. Sob tal condição, a velocidade do fluido na *vena contracta* atinge a velocidade do som e ondas de impacto supersônico acabam surgindo. Ruídos elevados podem ocorrer, dado que a velocidade do som é atingida e outras perturbações aerodinâmicas complexas são geradas.

$$p_{2C} > p_2 \geq p_{VCC} \quad (4)$$

Regime III – Sem recompressão, mas com mecanismo de cisalhamento de fluxo – o fluxo é sônico na *vena contracta* mas supersônico depois, resultando em ondas de choque. Não ocorre recompressão isentrópica.

$$p_{VCC} > p_2 \geq p_{2B} \quad (5)$$

p_{2B} é a pressão absoluta na saída da válvula no ponto de ruptura.

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6)$$

e α é o fator de correção da recuperação, dado por:

$$\alpha = \frac{p_{VCC}}{p_{2C}} \quad (7)$$

Regime IV – Interação de fluxo turbulento da célula de choque – o fluxo é sônico na *vena contracta*, mas supersônico depois. A interação de choque domina o ruído, não havendo assim recompressão isentrópica.

$$p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE} \quad (8)$$

p_{2CE} é a pressão absoluta da saída da válvula onde ocorre a região de constante eficiência acústica.

Regime V – Eficiência acústica constante - o regime V começa quando a pressão a jusante cai para p_{2CE} e onde a eficiência acústica se torna constante. A velocidade na *vena contracta* é sônica e eventuais novas reduções na pressão de saída não aumentarão o nível de ruído.

$$p_{2CE} > p_2 \quad (9)$$

REFERENCIAL TEÓRICO – ROTINA COMPUTACIONAL

O gás natural distribuído vem de diferentes pontos de produção, configurando variações na composição química média do gás, condição que afeta, mesmo em pequenas proporções, os cálculos realizados no contexto do presente trabalho. Assim, ao propor a rotina computacional correspondente, decidiu-se permitir que o usuário final possa ajustar os percentuais parciais dos diversos componentes independentes que podem vir a fazer parte da composição química final do gás considerado. Como exemplo, a composição química média do gás utilizado nos cálculos de referência do presente trabalho é reproduzida na Tabela 1. Esses valores são compatíveis com a composição química média do gás natural da Bolívia.

Tabela 1 – Composição química média do gás natural considerado

Componente	Fração molar (%)	Massa molar (kg/kmol)
CH ₄	0.8901	16.043
C ₂ H ₆	0.0593	30.069
C ₃ H ₈	0.0185	44.096
n-C ₄ H ₁₀	0.0042	58.123
i-C ₄ H ₁₀	0.0031	58.123
n-C ₅ H ₁₂	0.0011	72.151
i-C ₅ H ₁₂	0.0008	72.151
n-C ₆ H ₁₄	0.0008	86.178
N ₂	0.0067	28.013
CO ₂	0.0154	44.010
Gás Natural	1.0000	18.374

A rotina computacional desenvolvida tem por objetivo principal possibilitar levantamentos e simulações gerais acerca do problema do ruído em estações redutoras de pressão, seja na fase de projeto como também na fase de estudos e análises operacionais correspondentes. A partir de dados de entrada simplificados é possível assim obter respostas sobre o tipo de taxa de fluxo predominante, bem como, cálculos gerais do problema de ruídos em válvula reguladoras de pressão.

Na sequência, como exemplo, o resultado de uma rotina computacional realizada.

*****Programa para Cálculo de Ruído em Válvulas de Reguladoras de Pressão – conforme padrões da norma IEC 60534-8-3*****

****Entrada preliminar de dados****

Composição química do gás natural analisada:

CH4: 89,01
 C2H6: 5.93
 C3H8: 1,85
 nC4H10: 0,42
 iC4H10: 0.31
 nC5H12: 0.11
 iC5H12: 0.08
 nC6H14: 0,08
 O2: 0
 N2: 0,67
 CO2: 1,54
 percentual total: 1,00

****Propriedades dos componentes individuais****

	CH4	C2H6	C3H8	nC4H10	iC4H10	nC5H12	C5H12	C6H14	O2	N2	CO2
M(kg/kmol)	16.043	30.069	44.096	58.123	58.123	72.151	72.151	86.178	31.998	28.013	44.010
TC(K)	190.6	305.4	369.8	425.2	408.2	469.7	460.4	507.5	154.6	126.3	304.2
PC(MPa)	4.596	4.883	4.250	3.796	3.648	3.370	3.380	3.010	5.287	3.400	7.382
Cp	2253.3	1754.3	1672.9	1707.9	1673.5	1649.1	1645.0	1673.1	0.000	1037.5	869.34
Cv	1735.1	1477.8	1484.4	1565.9	1530.5	1533.9	1529.8	1576.6	0.000	740.71	680.43

pressão crítica do gás natural - PC (MPa): 4.6316

temperatura crítica do gás natural - TC (K): 204.4777

calor específico a pressão constante do gás natural - Cp: 2177.8405
calor específico em volume constante de gás natural - Cv: 1690.4426
razão entre os calores específicos do gás natural - (Cp/Cv): 1,2883
massa molecular do gás natural - M (kg/kmol): 18,3745
digitar o valor de Fd: 0.31
digitar o coeficiente de fluxo da válvula - CV:152
massa específica do fluido à montante - Ro1 (kg/m3):10.3642
diâmetro do jato - Dj (m): 0.016679
****Cálculo das taxas de pressão e pressão****
pressão Pvc (MPa): 1,5123
pressão Pvcc (MPa): 1,3696
pressão P2c (MPa): 1,5844
pressão P2b (MPa): 0,93234
correção de fatores: 0,86444
pressão P2ce (MPa): 0,13146
Fluxo subsônico; recompressão isoentropica; ruído turbulento de cisalhamento - Regime I
velocidade gasosa para a região de *vena contracta* - UVC (m/s): 478.8963
poder de fluxo para a região de *vena contracta* - Wm (Watts): 1043504.4265
temperatura absoluta para a região de *vena contracta* - TCV (K): 476.3826
velocidade de som para a região de *vena contracta* - cVC (m/s): 526.9724
número de *Mach* para a região de *vena contracta* - MVC: 0,90877
fator de eficiência acústica - eta1: 7.0865e-05
potência sonora - Wa (Watts): 14.9745
frequência de pico - fp (Hz): 5742.604
****Cálculos do ruído****
densidade do fluido a jusante - Ro2 (kg/m3): 7,0477
velocidade sônica a jusante - c2 (m/s): 550,6218
Número de *Mach* na tomada da válvula - Mo: 0.28924
nível de pressão sonora interna - Lpi (dB): 162.522
frequência de anel - fr (Hz): 15603.4258
frequência de coincidência externa - fg (Hz): 2154.9834
primeira frequência de coincidência interna - fo (Hz): 6262.0888
frequência de corte - fc (Hz): 3163.376
fator de frequência - Gx: 0,38479
fator de frequência - Gy: 1
perda de transmissão através da parede do tubo - TL: -51.4464
fator de correção da velocidade do tubo a jusante - Lg: 2.3504
nível de pressão sonora ponderada medida a 1m da parede do tubo - LpAe_1m: 105,7454

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O presente artigo apresenta uma proposta simplificada e rápida para a determinação do ruído aerodinâmico nas válvulas reguladoras de pressão utilizadas em redes de distribuição de gás natural canalizado. Tal proposta, focada no padrão de previsão de ruído, segundo o código IEC 60534-8-4, cumpriu a difícil tarefa de produzir respostas razoavelmente precisas para problemas mais complexos mediante meios teóricos. A possibilidade de rápida variação nos parâmetros de entrada do problema também permite ao profissional envolvido, uma análise comparativa mais precisa a partir de dados operacionais diversos.

Deve-se destacar também que o código IEC 60534-8-4 é o método mais confiável disponível no momento.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente artigo apresenta uma proposta simplificada e rápida para a determinação do ruído aerodinâmico nas válvulas reguladoras de pressão utilizadas em redes de distribuição de gás natural canalizado. Tal proposta, focada no padrão de previsão de ruído, segundo o código IEC 60534-8-4, cumpriu a difícil tarefa de produzir respostas razoavelmente precisas para problemas mais complexos mediante meios teóricos. A possibilidade de rápida variação nos parâmetros de entrada do problema também permite ao profissional envolvido, uma análise comparativa mais precisa a partir de dados operacionais diversos.

Deve-se destacar também que o código IEC 60534-8-4 é o método mais confiável disponível no momento.

REFERÊNCIAS

- ANSI/ISA-75.17-1989, 1991, Control Valve Aerodynamic Noise Prediction, American National Standard.
- EMERSON, 2017. Control Valve Handbook, Emerson Automation Solutions Flow Controls.
- DRESSER, 2002. Noise Control Manual, Bulletin OZ3000 01/02.
- FENG, G., ALLEN, D.L., 2004. Butterfly Valve Generated Noise Calculations on Standard and Fluted Disc, Stealth Valve & Controls Ltda.
- LIPTÁK, B.G, 2006. Process Control and Optimization – Instrument Engineer’s Handbook. Taylor & Francis Group.

PETERSON, C., 2015. Combating Noise in Gas Pipeline Transmission. Pipeline & Gas Journal: Vol. 242, No. 11.

SINGLETON, E.W., 1999. The impact of IEC 534-8-3 on control valve aerodynamic noise prediction. Measurement and Control Journal: Volume 32 Issue 2, 37-44.