



ESTUDO NUMÉRICO DA PERDA DE CARGA DE UMA VÁLVULA DO TIPO GLOBO

EDVALDO ANGELO, LUCIANO TEMÍSTOCLES, FABRÍCIO LEONARDI
CAMPANELLA, DANIEL BENÍTEZ BARRIOS

Universidade Presbiteriana Mackenzie

Grupo de Simulação Numérica (GSN), Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia
Rua da Consolação 930, prédio 6, CEP 01302-907, Brasil - São Paulo-SP

(Recibido 1 de agosto de 2010, para publicación 17 de septiembre de 2010)

Resumo – O coeficiente de perda de carga é um parâmetro adimensional indicativo do processo inevitável e irreversível de transformação de parte da energia de um fluido em escoamento em parcelas não úteis. A minimização do referido coeficiente é certamente desejável especialmente no que tange a necessidade de despende a menor quantidade de energia possível em processos como o de bombeamento. Para dispositivos como válvulas há possibilidade da escolha de geometrias internas que objetivam diminuir tanto a quantidade quanto a intensidade de vórtices e regiões de separação no escoamento. Essas regiões são as principais causadoras do aumento do coeficiente de perda de carga. Através do software comercial Ansys CFX® foram modeladas e simuladas diversas geometrias internas de válvulas globo. O estudo foi realizado em duas etapas, sendo que na primeira foi estudado o escoamento no interior da válvula, mantidas as características construtivas tipicamente encontradas no mercado. Na segunda etapa foi analisado um modelo de válvula com geometria interna modificada. Na melhor condição, para geometria proposta o coeficiente de perda de carga, sofreu decréscimo de até 54,18% (em situação particular). Os resultados ainda indicaram que no processo de abertura da válvula, a partir de uma determinada posição da haste, não se verificou mais influência deste parâmetro nas condições do escoamento, tão pouco nos casos em que, sob as mesmas condições foi variada a forma geométrica da haste.

Palavras-chave – Válvula globo, simulação numérica, coeficiente de perda de carga.

1. INTRODUÇÃO

O transporte de fluidos entre diferentes locais se faz necessário em muitos tipos de aplicações industriais. As instalações com essa finalidade são compostas principalmente por dutos, acessórios (como válvulas e conexões) e máquinas (como bombas e turbinas).

No projeto da instalação devem ser considerados inúmeros aspectos relacionados à operação, manutenção e principalmente à segurança. As válvulas são dispositivos construídos para exercer o controle sobre fluxo de fluido, e cumprem papel insubstituível nas instalações hidráulicas. O controle do escoamento pode ser exercido de diversas maneiras, como o controle de vazão, o controle sobre a pressão no interior das tubulações e tanques, do sentido do escoamento ou a interrupção do fluxo. Deste modo, as válvulas são os dispositivos mais importantes em uma instalação.

Leonardo da Vinci, no século XV já havia feito alguns projetos de válvulas. Nas Ruínas de Pompéia (meados de 79 d.C., descobertas no final do século XVI) e Herculano (meados de 78 d.C.) no Golfo de Nápoles, no Sul da Itália foram encontradas válvulas com características surpreendentemente avançadas para a época [1].

Porém, apesar de indispensáveis em qualquer instalação, as válvulas devem existir na menor quantidade possível. Isto porque apresentam alto custo, em média, 8% do custo total de uma instalação de processo [1], e ainda porque aumentam o número de conexões com as tubulações, elevando o custo de manutenção e a possibilidade de que ocorram vazamentos. Tais vazamentos, dependendo da aplicação podem causar sérios acidentes e/ou danos ao meio ambiente. Apenas como exemplo é possível citar acidente ocorrido em plataforma brasileira de prospecção de petróleo do Campo de Jubarte (localizado a 130 km de Vitória) em janeiro de 2009, que levou a morte um operário e causou ferimentos a outros dois pela falha em uma

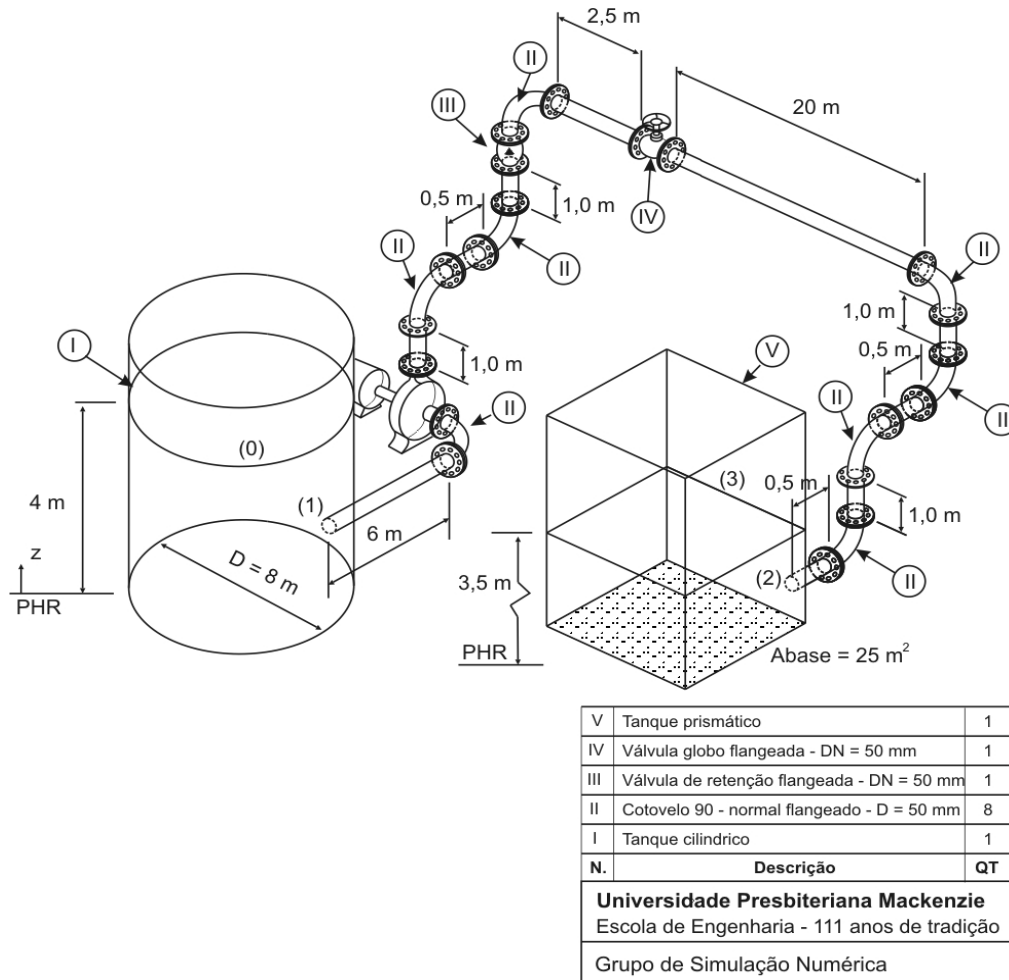


Fig. 1. Exemplo de uma instalação hidráulica típica.

válvula de bloqueio [2]. Todavia, um dos maiores incentivos à restrição no uso das válvulas é que um número menor dessas singularidades na instalação leva a uma diminuição da quantidade de energia necessária na operação durante os períodos de funcionamento.

Em uma instalação de bombeamento as perdas de carga devem ser supridas pela bomba. Durante todo o tempo de funcionamento da instalação, parte da energia fornecida ao fluido pela bomba é “consumida” para vencer as restrições ao escoamento. Deste modo, há sempre uma parcela de energia adquirida (sob forma de energia elétrica para acionar o motor elétrico, ou como combustível para acionar o motor a combustão que movimenta a bomba) que será desperdiçada. Um exemplo da ordem de grandeza dessas perdas pode ser visto no estudo das perdas impostas por uma válvula globo totalmente aberta. Caso a válvula tenha diâmetro nominal de duas polegadas, e opere em uma instalação de bombeamento de água (20°C) a vazão de 4 litros por segundo, é estimada uma perda de carga da ordem de 1,81 J/N, equivalente, para a vazão indicada e operando com abertura total, a uma potência de 72 W. Essa perda é estimada para apenas uma única válvula na instalação. Uma redução nesse valor seria muito útil, favorecendo o menor gasto de energia de operação e também na fase de projeto, contribuindo para escolha de uma bomba de potência menor (e de custo mais acessível).

A Fig. 1 exemplifica uma instalação hidráulica típica, em uma situação em que é necessária a movimentação de um fluido de um tanque cilíndrico para um tanque prismático.

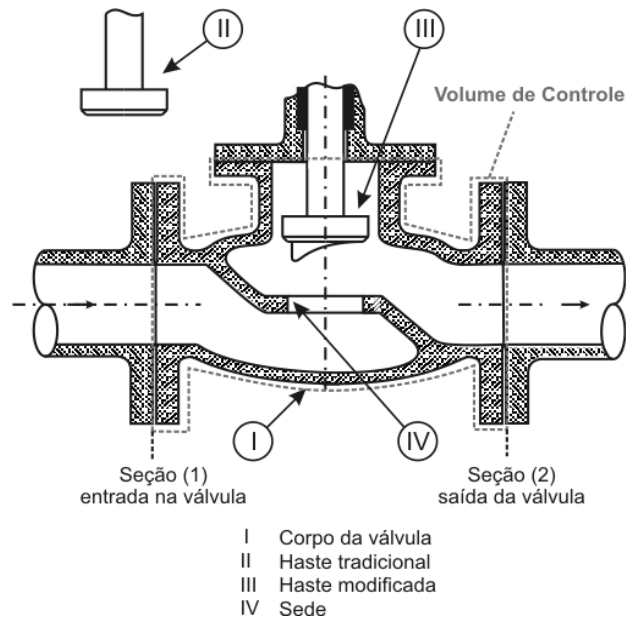


Fig. 2. Esquema de uma válvula globo típica em corte longitudinal. Detalhe de uma possível modificação da haste.

Durante o escoamento do fluido através de válvulas ou tubulações, há conversão de parcelas úteis de energia em formas não úteis [3]. Há, portanto, uma perda de energia útil, o que se convencionou chamar na literatura especializada de perda de carga. Desta maneira, é indispensável à construção de válvulas que apresentem a menor perda de carga possível.

A presença da válvula, dependendo do seu tipo e das condições de operação, impõe perdas de carga significativamente maiores se comparadas àquelas apresentadas por seções de tubulações de trecho reto. Essas perdas extras são relacionadas, sobretudo, a regiões de separação no escoamento [3], regiões em que há formação de vórtices ocasionados por gradientes adversos de pressão, induzidos pela geometria de escoamento, geralmente bastante complexa no interior da válvula. A Fig. 2 indica uma válvula tipo globo e o trajeto que o fluido deve percorrer ao escoar pelo seu interior. Foram suprimidos os detalhes relacionados ao acionamento da haste, principalmente, por existirem diversas hipóteses de sistemas construtivos para a movimentação, desde o simples acionamento manual até acionamentos hidráulicos, pneumáticos e eletromecânicos.

A Fig. 2 indica a haste tradicionalmente empregada neste tipo de válvula (haste II) e a haste modificada (haste III) com geometria escolhida para diminuir a perda de carga. Evidentemente, para a haste modificada, deve existir um sistema que impeça a rotação da haste sobre o seu eixo. Detalhes construtivos do sistema que impede a rotação foram suprimidos por não figurarem entre os objetivos deste trabalho.

O coeficiente de perda de carga é função do material o qual a válvula é fabricada, o acabamento superficial interno, de sua geometria interna e das condições de escoamento.

2. NOMENCLATURA

A	– área, [m ²]
A_F	– coeficiente de forma [1]
a	– cota de abertura da válvula, [mm]
B_F	– coeficiente de forma [1]
C_S	– corda de saída, [mm]
D_H	– diâmetro da base da haste, [mm]

D_N	– diâmetro nominal da válvula, [mm]
e	– energia específica, [J.kg ⁻¹]
\vec{F}_S	– forças de superfície, [N]
\vec{F}_B	– forças de campo, [N]
F_H	– força horizontal, [N]
g	– aceleração local da gravidade, [m.s ⁻²]
H_P	– perda de carga, [J.N ⁻¹] ou [m]
K	– coeficiente de perda de carga, [1]
K_1	– condutividade térmica, [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
K_M	– coeficiente de perda de carga calculado, [1]
\vec{n}	– versor normal à superfície de controle, [1]
\vec{V}	– vetor velocidade, [m.s ⁻¹]
V_m	– velocidade média do fluido, [m.s ⁻¹]
P	– pressão do fluido, [Pa]
\dot{Q}	– fluxo de calor, [W.m ²]
\dot{W}	– potência, [W]
Z	– cota em relação ao plano horizontal de referência, [m]
γ	– peso específico do fluido, [N.m ⁻³]
e	– energia específica, [J.kg ⁻¹]
ε	– energia interna específica, [J/kg]
ρ	– densidade, [kg.m ⁻³]
τ	– tensão de cisalhamento, [N.m ⁻²]
\forall	– volume, [m ³]

Índices

1	– entrada do volume de controle
2	– saída do volume de controle

3. REFERENCIAL TEÓRICO

A abordagem para resolução de um escoamento como o escoamento de interesse pode ser feita de três métodos [4]: analíticos, numéricos e experimentais.

Os métodos analíticos e numéricos são da classe dos métodos teóricos e possuem distinção na complexidade de abordagem dos problemas. Os métodos analíticos [5,6] dependem da imposição de inúmeras condições para solução das equações de conservação. Essas condições, denominadas hipóteses simplificadoras, reduzem a complexidade das equações de conservação, permitindo sua solução sem artifícios numéricos específicos. Entretanto, escoamentos mais complexos, como o escoamento no interior das válvulas, não podem ser resolvidos de modo detalhado em uma abordagem analítica.

Os métodos experimentais têm a vantagem de tratar fisicamente das condições reais dos problemas, são desenvolvidos em campo ou em laboratório e podem utilizar modelo físico em escala ou em tamanho real. Geralmente, estudos experimentais são complexos, pois demandam grande quantidade de tempo e recursos humanos e materiais. Isto porque é necessário a construção, calibração e testes do modelo físico. Em algumas situações a montagem do modelo físico é praticamente impossível. Diversas situações não podem ser reproduzidas completamente por questões práticas ou de segurança. Como seria possível posicionar instrumentos de medição no centro de uma explosão nuclear (por exemplo)?

Os métodos numéricos por sua vez podem simular infinitos tipos de problemas com condições de contorno e situações das mais diversas. Sua limitação é a complexidade numérica na formulação da solução dos modelos matemáticos, que induzem a tempos de processamento (solução) elevados e modelos mate-

máticos que utilizam equações inadequadas aos tipos de problemas de interesse. O grande desenvolvimento dos computadores e dos modelos matemáticos tem possibilitado o aumento do uso das técnicas numéricas na resolução dos problemas e ampliado significativamente as aplicações como ferramenta básica de projeto.

Atualmente são usadas as três técnicas (analítica, experimental e numérica) em conjunto, aproveitando o que cada uma apresenta de vantagem como ferramenta de desenvolvimento. A técnica analítica possibilita a estimativa inicial de grandezas e apresenta diretriz e limite na exploração do estudo. Os modelos matemáticos complexos, resolvidos matematicamente, são capazes de proporcionar análise de falhas e apontar dentre as muitas combinações de design, as mais eficientes, diminuindo muito a etapa de validação, geralmente findada pela construção física e teste de protótipos. Desta maneira, o estudo e a simulação computacional podem limitar os caros testes de laboratório àqueles indispensáveis, contribuindo para diminuição do tempo total de projeto.

3.1. MÉTODO ANALÍTICO

A solução analítica para as válvulas, amplamente apresentada na literatura especializada e utilizada pelos projetistas de tubulações é a adoção de um coeficiente adimensional (K) obtido experimentalmente [5,6,7] que correlaciona as perdas na válvula (H_p) com a quantidade $\frac{V_m^2}{2g}$, onde V_m é a velocidade média do escoamento e g , a aceleração local da gravidade. Assim, a perda de carga na válvula pode ser avaliada através da seguinte expressão:

$$H_p = K \frac{V_m^2}{2g} \quad (1)$$

As equações de conservação de massa, de conservação de energia e de conservação de quantidade de movimento no formato integral para volume de controle são, respectivamente:

$$-\int_{SC} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{\forall C} \rho d\forall \right) \quad (2)$$

$$-\int_{SC} e \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA + \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{\forall C} e \rho d\forall \right) \quad (3)$$

$$-\int_{SC} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA + \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{\forall C} \vec{V} \rho d\forall \right) \quad (4)$$

As variáveis apresentadas nas equações são: ρ densidade, \vec{V} o vetor velocidade, \vec{n} um vetor unitário (versor) normal à SC (Superfície de Controle), A a área da SC, \forall o volume, e a energia específica, \dot{Q} o fluxo de calor, \dot{W} a potência das forças agindo sobre a superfície do volume de controle, \vec{F}_S as forças de superfície e \vec{F}_B as forças de campo. A energia específica (e), ou energia por unidade de massa, é composta pelas parcelas de energia interna específica, energia cinética específica e energia potencial específica. Outras formas de energia com o parcelas relacionadas a efeitos originados de reações nucleares, reações químicas, campos elétricos e magnéticos não são contabilizados por não serem efeitos comuns em escoamentos internos às válvulas. A potência das forças agindo sobre a superfície de controle é constituída de potência realizada por uma máquina (inexistente no caso do escoamento interior à válvula), a potência das forças de pressão e a potência das forças viscosas.

Se forem admitidas as seguintes hipóteses simplificadoras: escoamento incompressível (correspondente ao escoamento com número de Mach inferior a 0,3) e unidimensional, em regime permanente, com troca de calor com o meio desprezível e com áreas de seção de escoamento iguais para a entrada e saída da

válvula, as equações (2), (3) e (4) aplicadas ao volume de controle (esquematizado em linha tracejada na Fig. 2) é possível obter, respectivamente as equações (5), (6) e (7):

$$V_1 = V_2 \quad (5)$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + K \frac{V_m^2}{2g} \quad (6)$$

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_H = 0 \quad (7)$$

Nas equações anteriores Z é a cota em relação a um plano horizontal de referência, p é a pressão, γ o peso específico do fluido e F_H a força horizontal necessária para manter a válvula em seu lugar, força exercida pelas conexões com as tubulações, sejam elas através de flanges, rosqueadas ou parafusadas.

Combinando as equações (5) e (6), sabendo que para uma válvula, tanto a entrada quanto a saída possuem mesma cota Z , temos:

$$K = 2 \frac{\Delta p^2}{\rho V_m^2} \quad (8)$$

Dessa forma, conhecidas as pressões na entrada e saída, a densidade do fluido e a velocidade de escoamento (igual na entrada e saída), pode-se facilmente estimar o valor do coeficiente de perda de carga da válvula.

Experimentalmente, o coeficiente de perda de carga localizada pode ser obtido através de ensaios em bancadas de teste (utilizando medidores de vazão e pressão na entrada e saída da válvula). Os fabricantes de válvulas divulgam em seus catálogos valores médios para determinadas faixas de vazão (função do diâmetro nominal da válvula e velocidade de escoamento). Apesar disso, o valor de K é dependente da vazão (ou do número de Reynolds). Tal coeficiente pode ser utilizado pelos projetistas de instalações hidráulicas durante o projeto da instalação para estimativa do valor da perda de carga. Entretanto, o parâmetro não carrega informações sobre detalhes do escoamento no interior da válvula, principalmente no que se refere às condições como presença de regiões em que há estagnação ou recirculação, tendo função, como citado, apenas de auxílio no projeto da instalação hidráulica e não no projeto de uma válvula em si.

Para os fabricantes de válvulas é necessário o conhecimento detalhado do padrão do escoamento no interior do dispositivo, para que, por exemplo, sejam utilizados reforços estruturais em apenas algumas regiões, o que diminuiria o custo da válvula. Esse conhecimento é capaz de determinar se o escoamento é eficiente ou não, do ponto de vista do aproveitamento de energia disponível, ou seja, se a válvula consegue desempenhar a função a que se destina sem desperdício desnecessário de energia. Nestes casos, o volume de controle apresentado na Fig. 2 e as equações de conservação na forma integral não são úteis, pois fornecem efeitos macroscópicos globais. Características internas do escoamento só podem ser distinguidas e dimensionadas para pequenas escalas, em uma abordagem diferencial. Essas equações devem ser resolvidas numericamente.

3.2. MÉTODO NUMÉRICO

As equações de conservação, já apresentadas no formato integral, podem ser escritas no formato diferencial [8]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (11)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(\varepsilon + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(\varepsilon + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = & \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(K_1 \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_1 \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_1 \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \\ & + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \\ & + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (13)$$

As equações (9), (10), (11), (12) e (13) são, respectivamente, as equações de conservação de massa, conservação da quantidade de movimento na direção x , y e z , respectivamente, e da conservação da energia. As equações apresentadas resolvem escoamentos tridimensionais para coordenadas cartesianas de fluidos compressíveis em escoamento viscoso transitório.

Nas equações de conservação no formato diferencial, a velocidade é escrita como combinação das componentes cartesianas $\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$, a letra grega τ identifica as tensões normais e de cisalhamento, a letra ε a energia interna específica, e é possível a inclusão de forças de campo $\vec{f} = f_x\vec{i} + f_y\vec{j} + f_z\vec{k}$ como a força peso e a transferência de calor por condução (para um fluido de condutividade térmica K_1). Por fim, também é possível a inclusão do termo \dot{q} , que é a taxa de “geração volumétrica” de calor causado por efeitos de interação radiativa, efeito Joule, reação química ou reação nuclear.

A resolução das equações de conservação é obtida a partir da aplicação de métodos de solução de equações diferenciais parciais. Os métodos de solução mais conhecidos são o Método das Diferenças Finitas (MDF), o Método dos Volumes Finitos (MVF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF). Cada método é mais indicado, devido a características próprias, a tipos de problemas específicos. Nos meios acadêmicos e científicos há calorosas discussões sobre as limitações e vantagens de cada um deles [4], e inúmeras técnicas e implementações numéricas têm incrementado os métodos, elevando significativamente o grau de precisão das soluções.

As equações são resolvidas através do MDF, MVF ou MEF em um domínio computacional discretizado. Isto quer dizer que a região de escoamento é dividida em partes (malha) e as equações são resolvidas para cada uma dessas partes de acordo com as peculiaridades numéricas de cada método.

As malhas podem ser estruturadas ou não estruturadas, ou seja, podem ter construção associada às fronteiras do domínio computacional e uma regra clara de distribuição espacial (estruturadas) ou conter elementos cuja distribuição não indica claramente uma ordem (não estruturadas) [8].

Determinadas regiões do domínio computacional apresentam características bem determinadas, gerando a solução do mesmo. A correta imposição das condições de contorno (propriedades e grandezas) nesta região é decisiva na obtenção adequada dos resultados. Dependendo do tipo de problema, o modo de imposição das condições de contorno sobre o domínio computacional é diferente. Fato ligado ao comportamento matemático das equações de conservação; se elípticas, hiperbólicas ou parabólicas [9].

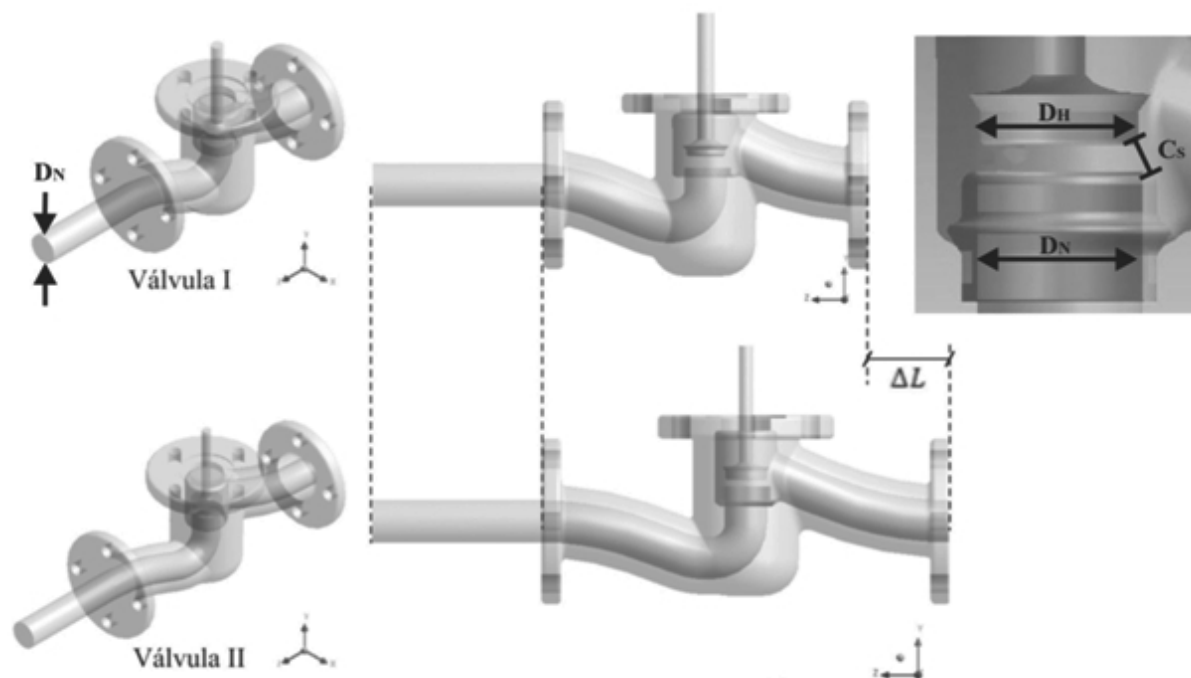


Fig. 3. Características geométricas das válvulas estudadas.

4. METODOLOGIA DE ENSAIOS

A metodologia empregada foi a análise do escoamento no interior da válvula globo através do desenvolvimento e solução de um modelo matemático tridimensional. A abordagem, portanto, é o estudo numérico. No desenvolvimento foram usadas técnicas aplicadas em Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics – CFD, na literatura inglesa), através do emprego de um programa comercial, o ANSYS CFX®, que utiliza o método dos volumes finitos (MVF) na solução das equações de conservação, neste caso sobre uma malha não estruturada.

A seqüência de solução numérico-computacional obedece à seguinte ordem:

- a) **PRÉ-PROCESSAMENTO:** etapa na qual são determinados e discretizados os domínios e os modelos computacionais tridimensionais, além de serem impostas as condições de contorno;
- b) **PROCESSAMENTO:** etapa na qual ocorre o processamento da resolução numérica das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia, para as condições de contorno impostas sobre a malha no pré-processamento e;
- c) **PÓS-PROCESSAMENTO:** que é a fase de visualização e análise dos resultados obtidos.

O estudo foi realizado em duas etapas, na primeira foram modeladas duas válvulas com características distintas, porém com mesmo diâmetro nominal, conforme indica a Fig. 3, a fim de analisar a influência da quantidade de elementos utilizados na malha nos resultados obtidos – estudo de malha –, comparar o coeficiente de perda de carga em função da geometria da válvula, com características tradicionais e analisar a influência da posição da haste no coeficiente de perda de carga localizada. Na segunda etapa do estudo, foi fixado o modelo da válvula II, porém a geometria da haste e da sede foram modificadas para analisar a influência da geometria das mesmas, em relação à posição em que se encontra a haste, no coeficiente de perda de carga localizada.

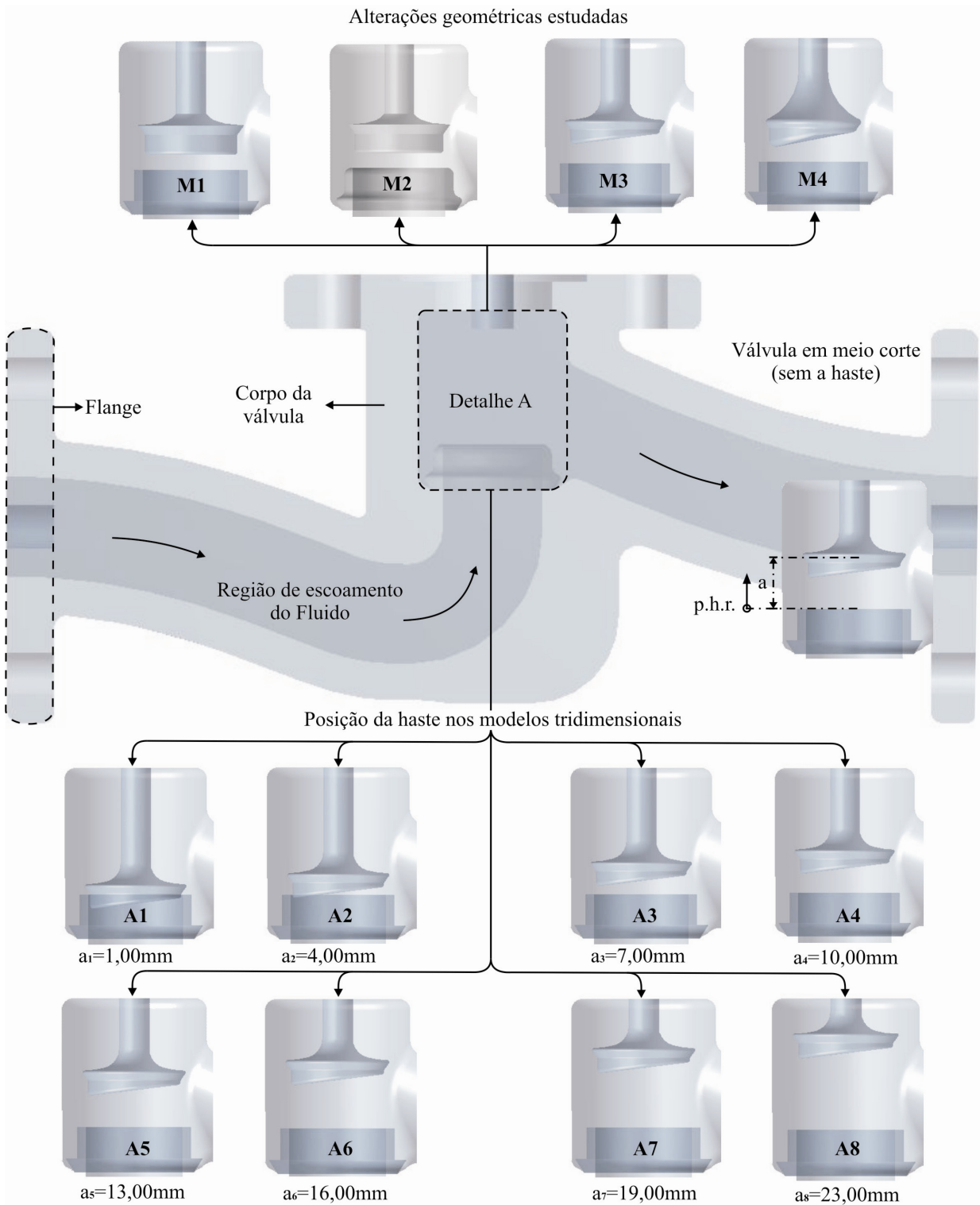


Fig. 4. Modificações realizadas na haste e posições estudadas.

Foram estudadas diversas posições, simulando a abertura (ou fechamento) da mesma, conforme indica a Fig. 4.

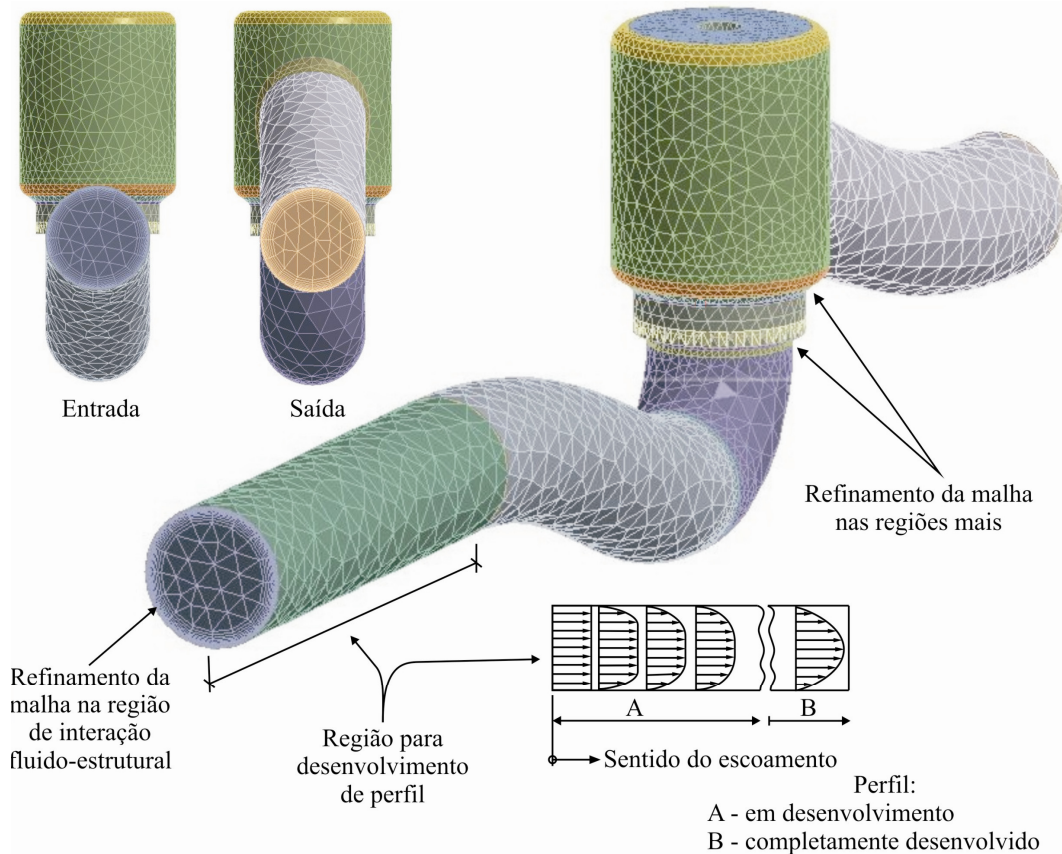


Fig. 5. Detalhe da malha superficial do domínio computacional. É possível perceber o refinamento da malha em regiões nas quais ocorre maior perturbação no fluido.

Para medir a abertura da válvula, foi adotado um plano horizontal de referência com origem na parte superior da sede da válvula, com orientação positiva ascendente (ver Fig. 4), onde o parâmetro de abertura a foi medido em mm da origem do plano até o ponto médio da aresta responsável pelo contato que garante a estanqueidade da válvula. Como pode ser observado na Fig. 4, para a válvula II, quando $a=23.00$ mm, a válvula encontra-se completamente aberta. Ainda com relação à Fig. 4, podem ser identificadas as modificações referidas anteriormente, sendo:

- M1 – Geometria da haste e sede tradicionais;
- M2 – Alteração na sede da válvula;
- M3 – Mudança 1 na haste;
- M4 – Mudança 2 na haste;

Conforme citado, é interessante ressaltar que para que tenha validade a alteração proposta, a mesma não pode ter seu dispositivo de abertura tradicional, pois a haste, ao girar 180 graus (por exemplo), forçaria o fluido a inverter o seu sentido de escoamento e o adimensional K seria certamente maior do que o esperado. Dessa forma, um dispositivo prático (dentre os vários existentes e utilizados em modelos de válvulas mais sofisticados) deveria ser utilizado no sentido de fazer com que a base não gire com a abertura e fechamento da válvula, por exemplo, através de um guia (ou como em válvulas com acionamento hidráulico ou pneumático).

No modelo M1 (assim como o modelo da válvula I) foi mantida certa semelhança com os modelos encontrados no mercado, porém foi realizada uma curva mais suave na geometria interna, para escoamento do fluido (em ambos os modelos – válvulas I e II). Foi modelado também o corpo da válvula, como pode ser visualizado na Fig. 4. Tanto a geometria interna do escoamento, quanto a geometria do corpo da válvula

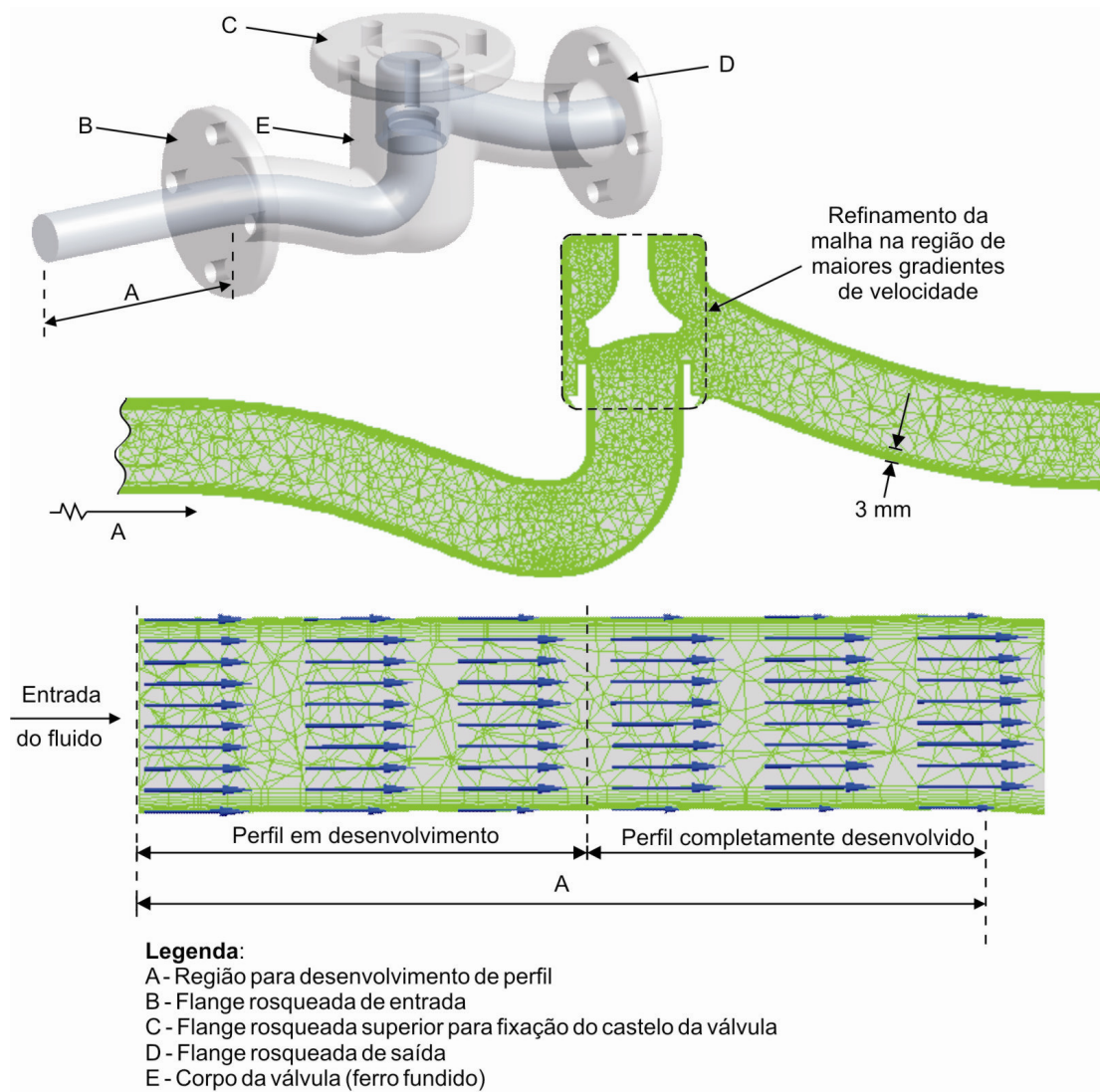


Fig. 7 Corpo da válvula, domínio computacional discretizado em corte, mostrando detalhes da malha e desenvolvimento do perfil de velocidades.

vula II foram utilizadas para os outros modelos subsequentes. No modelo M2 foi mantida a geometria da haste e na sede foi aplicada curvatura na parte superior externa da sede e na parte inferior, como pode ser observado na Fig. 4. Nos modelos M3 e M4 foi mantida a geometria da sede e alterou-se a geometria da haste, suavizando o perfil da mesma, retirando uma cunha esférica da haste e aplicando raios de arredondamento nas extremidades.

Para todos os modelos foi utilizada malha não estruturada tetraédrica para discretizar o domínio computacional (em algumas regiões foram utilizados elementos hexaédricos, que fornecem resultados mais precisos em relação aos tetraédricos). No estudo realizado, para todos os ensaios, as regiões com malhas mais refinadas foram: entrada e saída do domínio computacional, região central da válvula (detalhe A indicado na Fig. 4, e em toda a região de contato direto entre o fluido e a superfície interna da válvula, numa espessura de 3 mm (nessa região foram usados majoritariamente elementos hexaédricos), como ilustram as Figs. 5 e 6.

Também foram colocados mais elementos na região da sede da válvula, pois nessa região o gradiente de velocidade é maior. Como critério de convergência, para término das iterações, o erro residual percentual máximo (ERPM) foi definido para as componentes da velocidade e para a pressão como menor do que 10^{-4} .

Para tornar os resultados ainda mais apurados, é necessário que o perfil de velocidades ao entrar no domínio da válvula esteja completamente desenvolvido, assim como é na maioria dos casos práticos. Deste modo, é necessário agregar uma região anterior ao domínio da válvula propriamente dito, denominado região de desenvolvimento do perfil, como indicado na Fig. 6 e que, na prática, pode ser entendido como a tubulação antecedente à válvula.

Nas Figs. 5 e 6 estão indicados o domínio computacional discretizado e os detalhes de refinamento de malha citados anteriormente, tal qual o desenvolvimento do perfil de velocidades e as partes principais que fazem parte da composição da válvula (salvos os detalhes já mencionados).

As condições de contorno e características aplicadas nas simulações foram:

- a) Velocidade na entrada do domínio computacional igual a 1 m.s^{-1} ;
- b) Velocidade nula nas regiões de contato entre o fluido e a superfície interna da válvula;
- c) Pressão de descarga de 101325 Pa (zero, na escala efetiva);
- d) Rugosidade média de $0,26 \text{ mm} \pm 50\%$, para ferro fundido novo;
- e) Regime permanente – sem variação de qualquer propriedade ou grandeza ao longo do tempo;
- f) Escoamento isotérmico a 20°C – sem variação de temperatura no interior da válvula – (densidade da água a 20°C igual a $997,0 \text{ kg.m}^{-3}$);
- g) Escoamento incompressível – número de Mach é inferior a $0,3$;
- h) Escoamento de fluido newtoniano – fluido que obedece a lei de proporcionalidade direta entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação;
- i) Escoamento em regime turbulento – quando as forças de inércia têm supremacia sobre as forças viscosas. O modelo de turbulência utilizado para tratamento das flutuações de velocidade é o modelo clássico $k - \epsilon$ [10] e;
- j) Malha não estruturada de elementos tetraédricos.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO – 1ª ETAPA

A primeira etapa do estudo consistiu na determinação do menor número de elementos presentes na malha para que os resultados da simulação numérica fossem independentes da mesma. A Fig. 7 e a Fig. 8 apresentam para a mesma condição os resultados obtidos na determinação do coeficiente de perda de carga localizada em duas aberturas distintas para a válvula I (indicada na Fig. 3). A análise das figuras Fig. 7 e Fig. 8 indica que o número de elementos necessários para atingir o valor do coeficiente de perda de carga singular correto é maior para aberturas menores. Todos os modelos em discussão enfrentaram testes semelhantes, que serão omitidos neste texto por razões de espaço.

Com o estudo de refinamento da malha, a fim de que o erro nos dados obtidos seja o menor possível, pode-se então, realizar a comparação entre os coeficientes de perda de carga de dois modelos diferentes (I e II indicados na Fig. 3).

Sabendo que as válvulas globo podem ser classificadas conforme a resposta de vazão em função de sua abertura como: *quick-open* (abertura rápida), *linear* e *equal percentage* [11], e suas características podem ser observadas na Fig. 9.

Analisando separadamente o comportamento das válvulas I e II, podemos concluir que para o tipo de construção realizada e condições e contorno impostas, ambas podem ser classificadas como válvulas de abertura rápida.

Um comportamento comum entre os dois modelos de válvulas propostos é a grande variação do coeficiente de perda de carga até cerca de 40% da abertura máxima. A partir desse valor, o adimensional varia muito pouco como pode ser observado no gráfico da Fig. 10.

A ordem de grandeza dos coeficientes de perda de carga calculados é condizente com os encontrados na literatura especializada, entretanto, são ligeiramente inferiores do que os relatados [5,6].

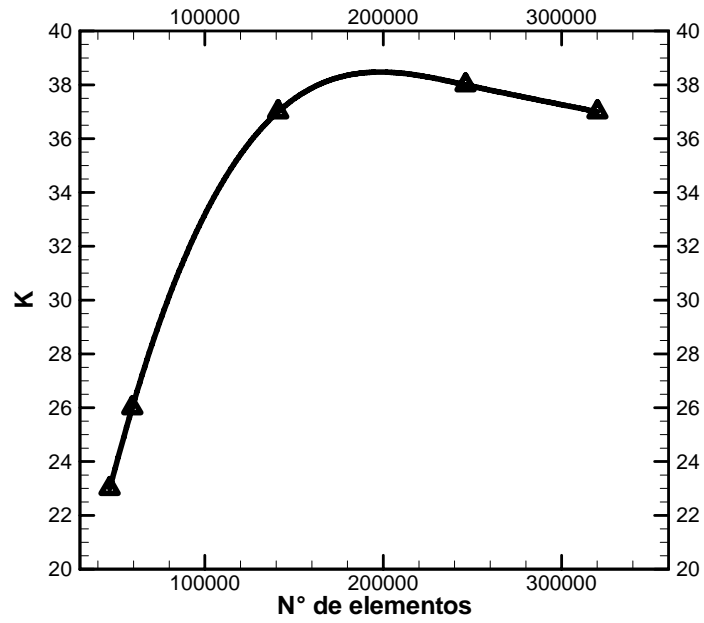


Fig. 7. Gráfico da malha para a válvula I quando $a=3$ mm.

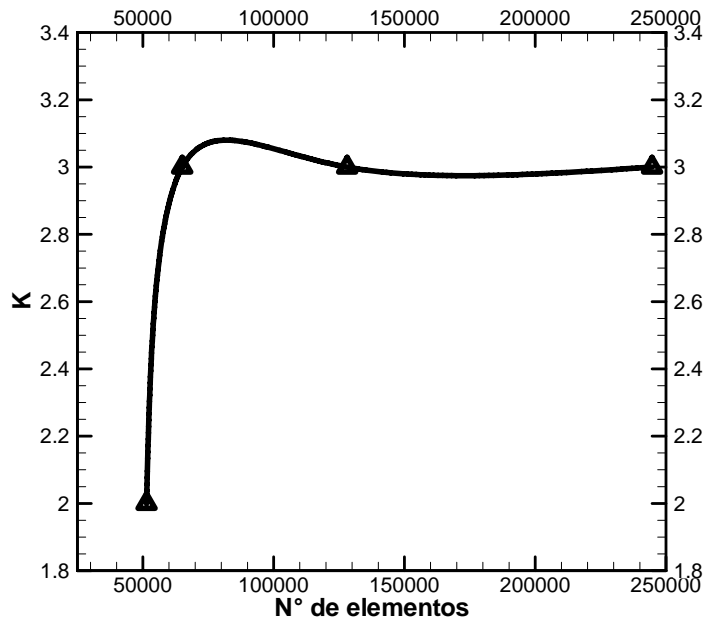


Fig. 8. Gráfico da malha para a válvula I aberta completamente ($a=26$ mm).

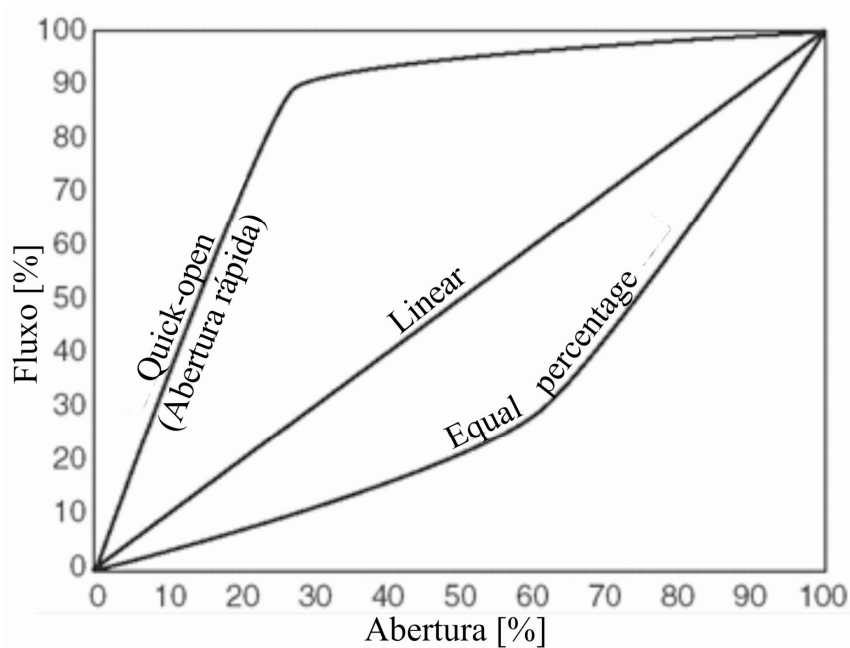


Fig. 9. (Tratada digitalmente pelo autor). Características típicas inerentes ao fluxo [11].

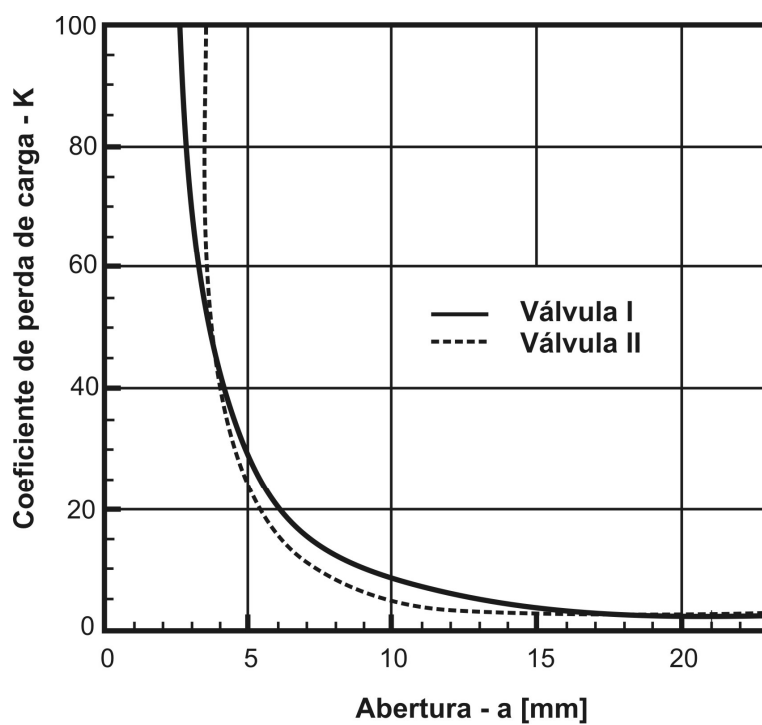


Fig. 10. Gráfico do coeficiente de perda de carga em função da abertura da válvula para os modelos de válvulas com características tradicionais.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO – 2ª ETAPA

A visualização da dinâmica do escoamento pode revelar diversas características importantes, entre elas, a possibilidade de identificação de regiões em que a pressão atinge valores iguais ou menores do que a pressão de saturação do líquido gerando mudança de fase líquido-vapor [5,6]. As bolhas de vapor podem ser comprimidas em outras regiões e implodirem nas paredes das válvulas gerando a cavitação (retirada de material). Fenômeno claramente prejudicial, pois além da perda de material associada dos componentes da válvula, pode causar vibração e ruído. Vibrações em uma faixa específica de frequência (de 20 Hz a 20 kHz) podem ser audíveis pelo ser humano, causando desconforto e danos auditivos irreversíveis (se acima de determinados valores e horas de exposição) a operários, por exemplo, numa instalação industrial. Além disso, há possibilidade de identificação de regiões com recirculação, que, como já dito, são causadoras da perda de energia útil do fluido, transformando-a em parcelas de energia não úteis no sistema.

Nesse sentido, foram obtidos mapas de cores para velocidade e pressão do fluido em escoamento na válvula II, conforme podem ser observados nas Figs. de 11 a 18. Dessa forma, na segunda etapa do estudo, para que fosse possível correlacionar comparativamente os dados obtidos através dos mapas de velocidade e pressão em posições de haste iguais (mesma cota “a”), foram utilizadas escalas globais para os parâmetros. Porém, em situações particulares, uma escala global não permite a identificação das variações das grandezas no escoamento interior a válvula. Isto ocorre porque há grande diferença entre os valores máximos e mínimos se comparadas as geometrias testadas.

Conforme indica a Fig. 11 há um aumento brusco de velocidade quando o fluido escoar no espaço compreendido entre a haste e a sede, na situação em que a abertura é pequena, chegando a valores máximos de até 13 m/s (na geometria de haste tradicional). O valor máximo de velocidade, se comparado ao valor da velocidade média na seção de entrada, é 13 vezes maior, quando a vale 4 mm.

A Fig. 13 indica que quando a abertura é de 19 mm, a velocidade máxima não chega a superar os 2 m/s e o tamanho dos vórtices formados atrás da haste é menor, o que significa dizer que o coeficiente de perda de carga será menor.

Na Fig. 14 é possível observar a diferença entre os vórtices formados atrás das hastes, respectivamente para os modelos M1 e M3, na situação particular em que a cota de abertura vale 7 mm. Observe que as escalas do mapa de cores em $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ para os modelos M1 e M3 são distintas.

Na Fig. 15 pode ser observado o gradiente de pressão na válvula que se modifica em decorrência da alteração na geometria da haste e da sede (resultados válidos para uma cota a de 4 mm).

Nota-se que a mudança da sede implica em pequeno aumento do gradiente de pressão e que para geometrias mais hidrodinâmicas de haste (M3 e M4) há uma diminuição da pressão, à jusante da haste. Uma vez que a diferença de pressão entre a entrada e saída é menor, o coeficiente de perda de carga localizada também é menor (ver equação 8).

Na Fig. 15, observa-se que a pressão, para a abertura indicada (4 mm), é praticamente constante na região anterior à haste, e estabiliza-se pouco após a passagem pela mesma, já na Fig. 16, situação em que a cota de abertura vale 10 mm, nota-se uma grande variação de pressão (com valor máximo de 2800 Pa e mínimo de -13600 Pa) na região anterior à haste, estabilizando, da mesma forma como em $a = 4$ mm (comportamento geral para todos os casos estudados).

A Fig. 17 mostra, em outra escala, o gradiente de pressão na mesma situação de escoamento indicado na Fig. 16, apenas para as geometrias M3 e M4. Diminuindo o intervalo entre o máximo e o mínimo valor encontrados, é possível observar mais claramente a distribuição de pressões no interior da válvula.

O comportamento da distribuição de pressões na válvula tende a se tornar indiferente em relação à geometria de haste quanto maior a cota a , como pode ser observado na Fig. 18.

Observando atentamente os casos M1 (para diferentes aberturas, fixados: fluido – água a 20° C e velocidade – de 1m/s), podemos observar que a área de passagem do fluido tem influência na perda de carga, assim sendo, (cotas na Fig. 3) tomando o diâmetro nominal da válvula D_N [em mm], o diâmetro da base da haste D_H [em mm], a cota de abertura a [em mm] e a corda de saída C_S [em mm], pode-se chegar à equação (14), que relaciona a perda de carga K_{M1} com parâmetros construtivos da válvula:

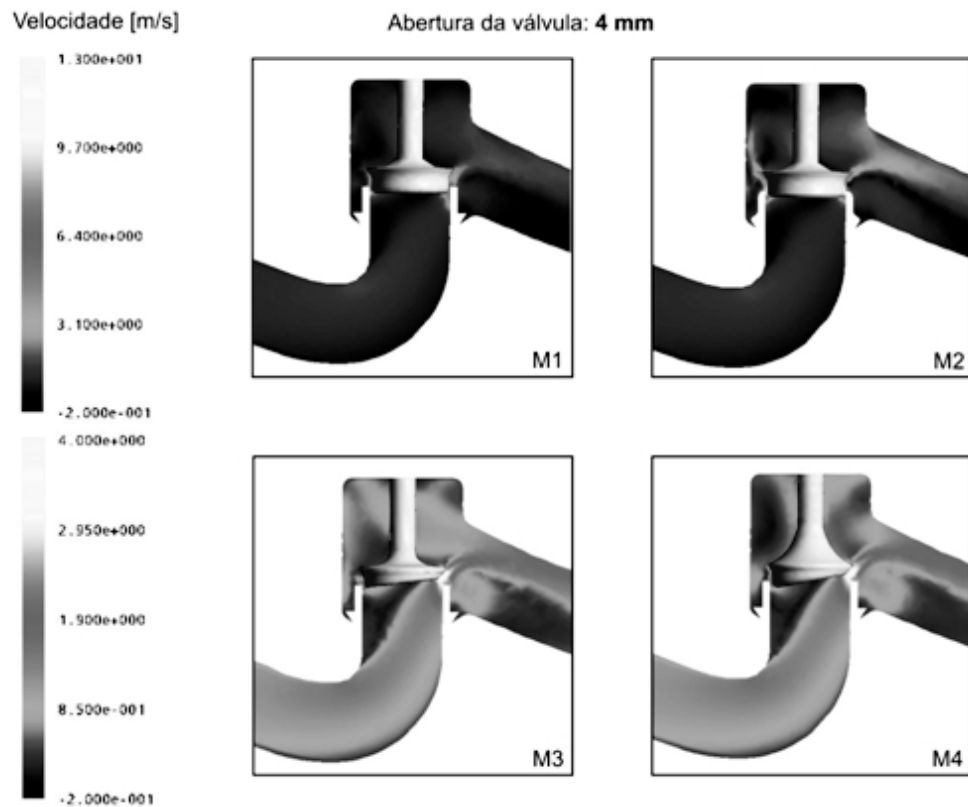


Fig. 11. Gradiente de velocidade em função da geometria da haste e sede para $a=4$ mm.

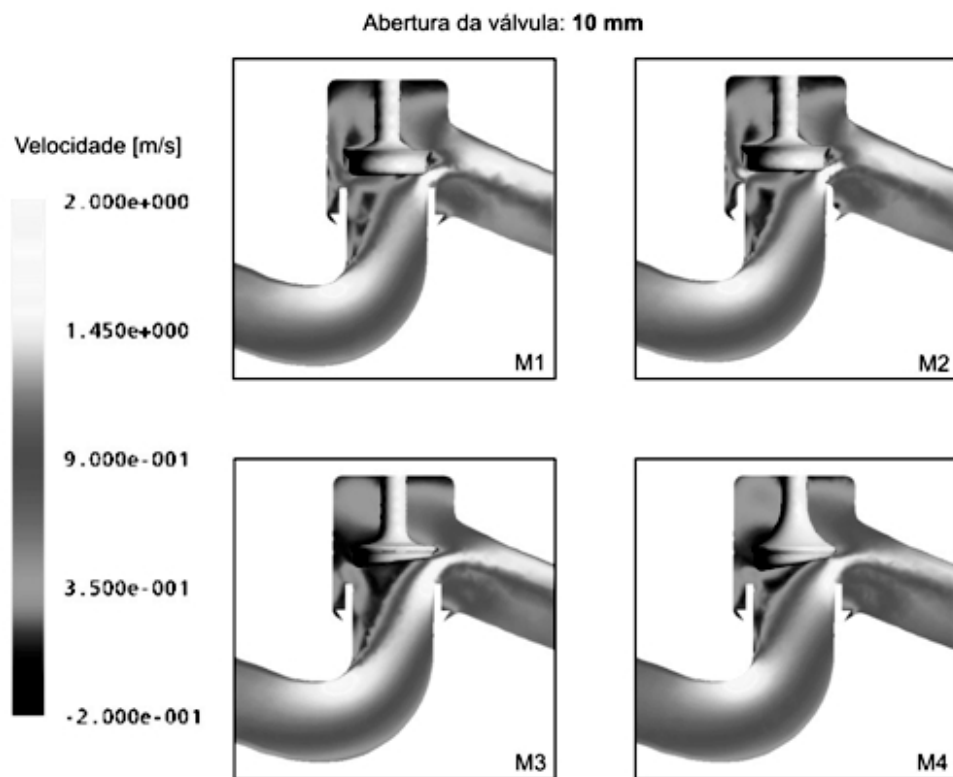


Fig. 12. Gradiente de velocidade em função da geometria da haste e sede para $a=10$ mm.

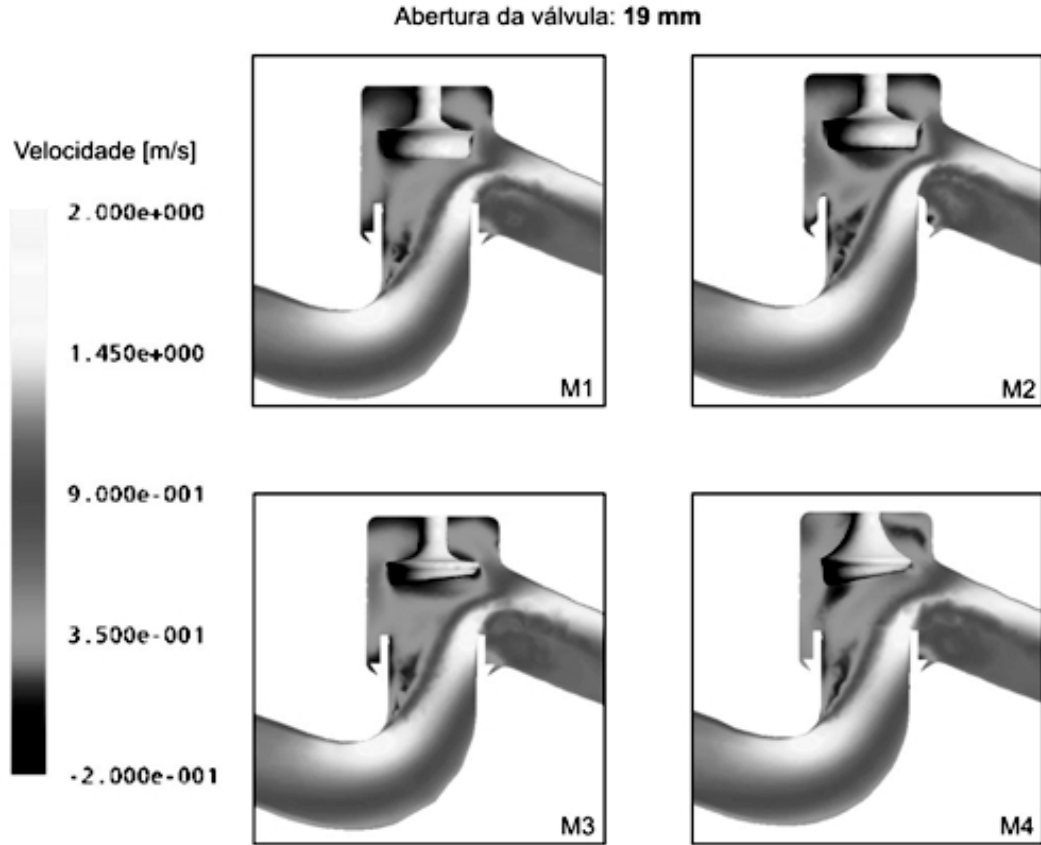


Fig. 13. Gradiente de velocidade em função da geometria da haste e sede para $a=19$ mm.

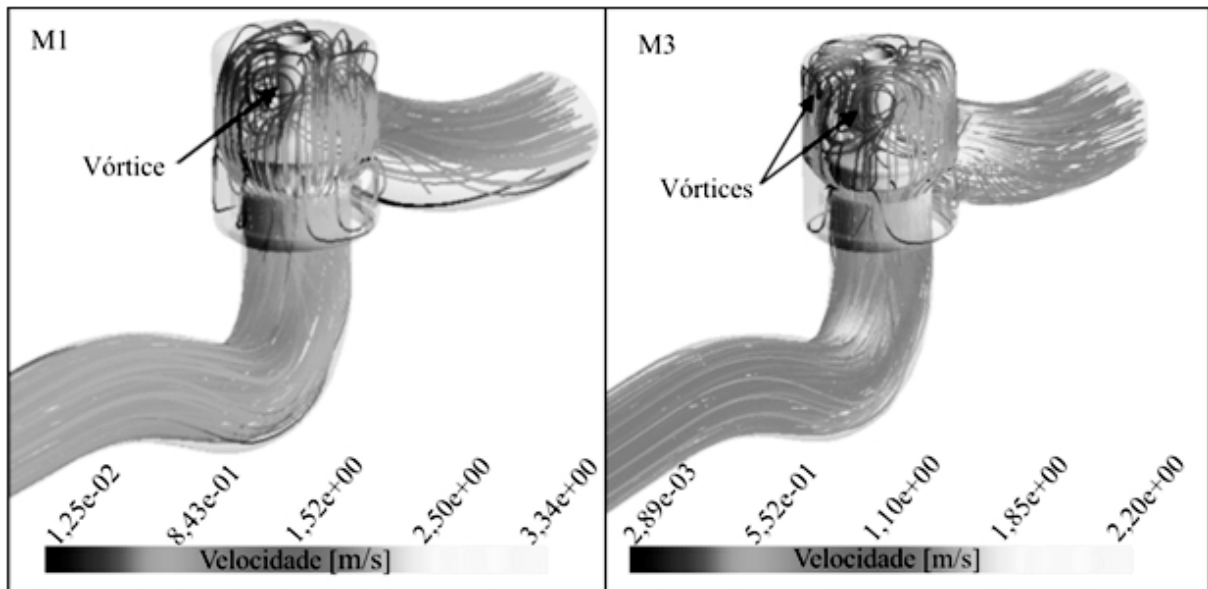


Fig. 14. Linhas de corrente do fluido mostrando os vórtices formados para os modelos M1 (esquerda) e M3 (direita) com abertura de 7 mm.

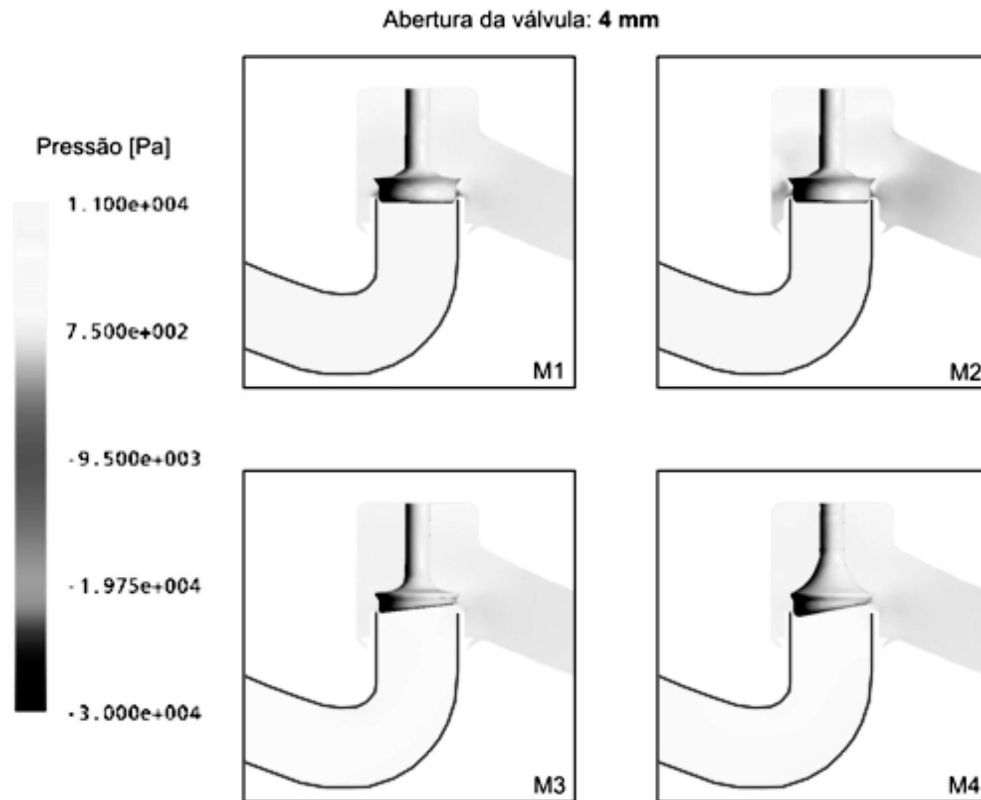


Fig. 15. Gradiente de pressão em função da geometria da haste e sede para $a = 4$ mm.

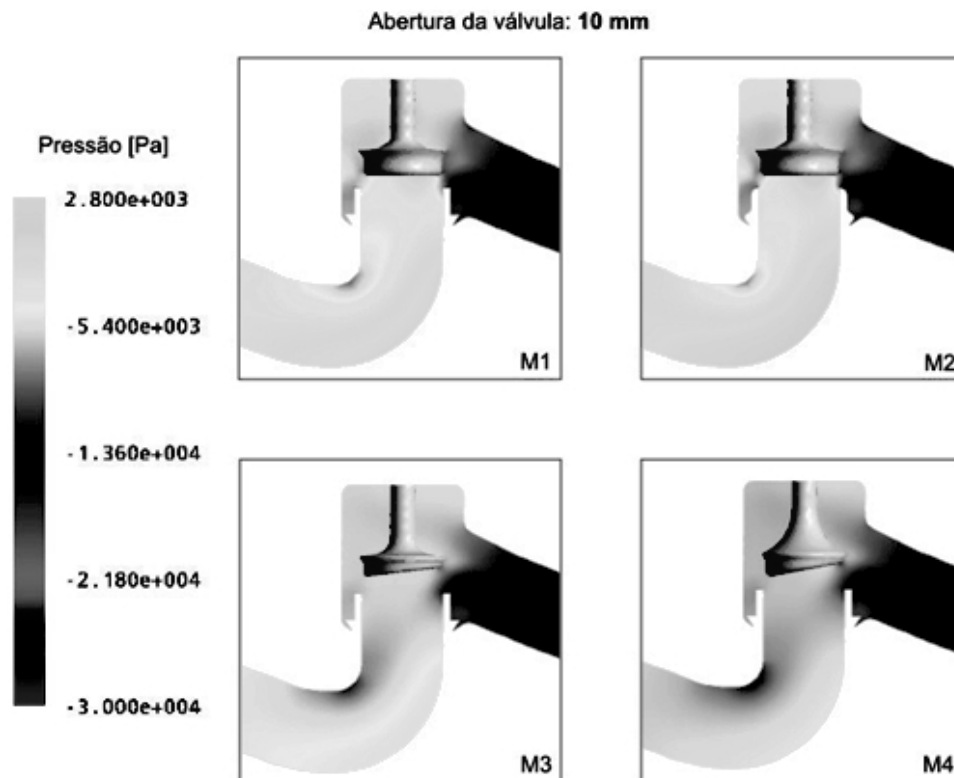


Fig. 16. Gradiente de pressão em função da geometria da haste e sede para $a = 10$ mm.

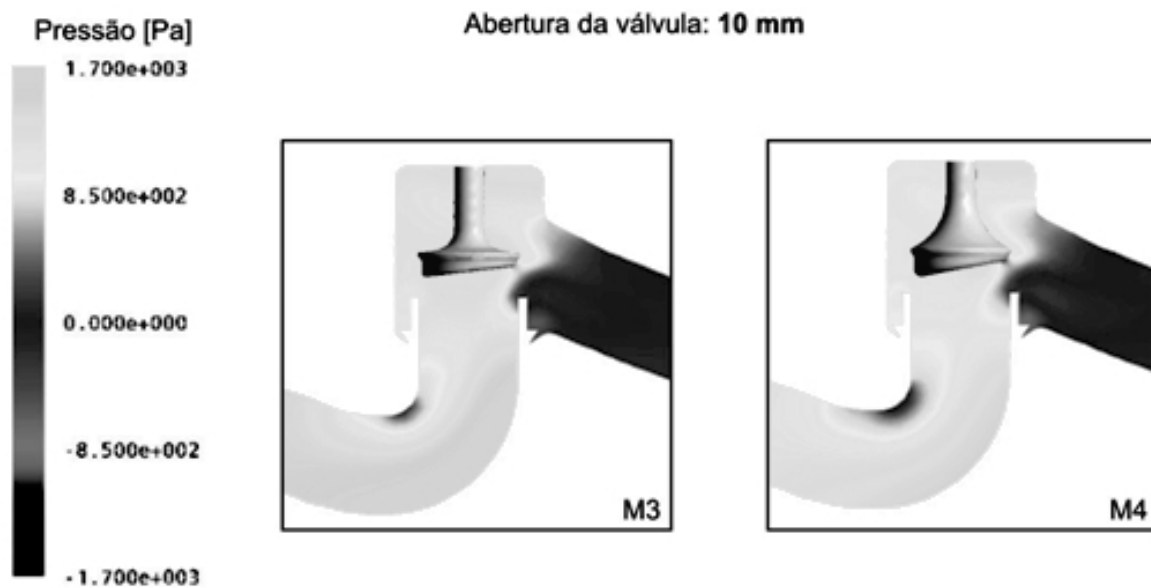


Fig. 17. Gradiente de pressão em função da geometria da haste e sede em escala diferenciada, para $a=10$ mm.

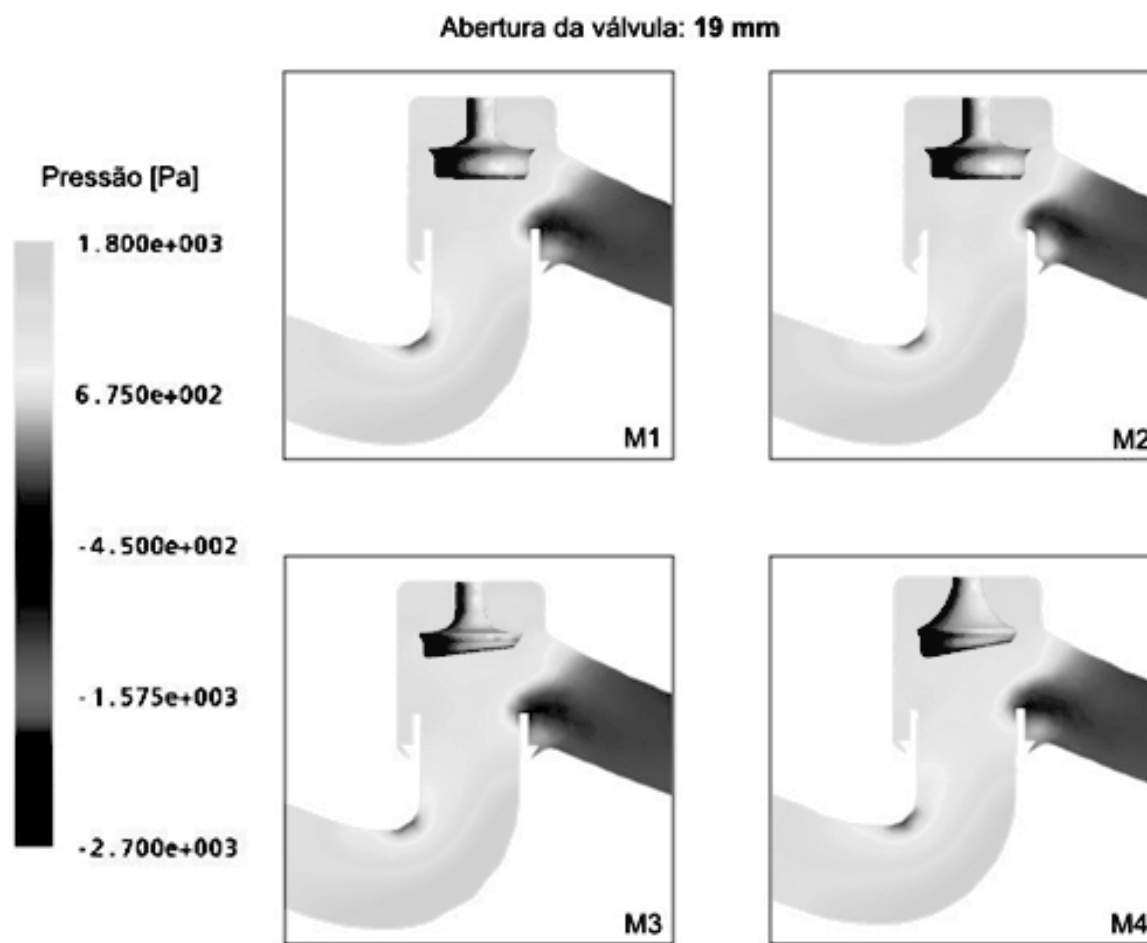


Fig. 18. Gradiente de pressão em função da geometria da haste e sede para $a = 19$ mm.

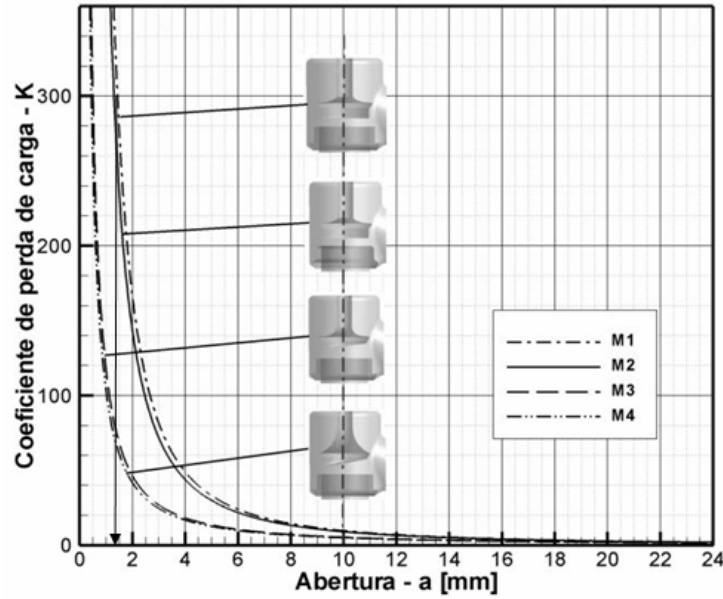


Fig. 19. Gráfico de coeficiente de perda de carga localizada (k) em função da abertura da válvula (a).

$$K_{M1} = \frac{[(D_N + D_H)\pi C_S] e^{[11,12(1,1-\log_{10} a)]}}{930} + e^{\log_{10}(|a-8|+0,3)} \quad (14)$$

Para o modelo M3, temos analogamente ao modelo M1, a equação (15):

$$K_{M3} = \frac{[(D_N + D_H)\pi C_S] e^{[7,5(1,1-\log_{10} a)]}}{1060} + e^{\log_{10}(|a-8|+0,3)} \quad (15)$$

Sabendo que A e B são constantes que dependem da geometria da válvula, podemos inferir que, a equação (16) correlaciona os diferentes modelos estudados.

$$K_{M3} = \frac{[(D_N + D_H)\pi C_S] e^{[A_F(1,1-\log_{10} a)]}}{B_F} + e^{\log_{10}(|a-8|+0,3)} \quad (16)$$

As equações de (14), (15) e (16) têm validade para cotas de abertura a entre 4 mm e 23 mm (completamente aberta), para valores abaixo do limite inferior desse intervalo, os resultados encontrados não condizem com os obtidos através da análise numérico-computacional.

Através da equação (6) e dos valores obtidos para variação da pressão na entrada e na saída, sabendo que a velocidade de entrada é de 1 m/s, pode-se calcular os coeficientes de perda de carga e construir o gráfico de coeficiente de perda de carga em função da abertura da válvula, para as quatro geometrias de haste, como mostra a Fig. 19.

Pelo gráfico da Fig. 19, podemos inferir que para pequenas aberturas, as válvulas com as alterações geométricas M3 e M4 tem seu coeficiente de perda de carga reduzido de cerca de 300 para 70 quando a dimensão a vale aproximadamente 1,4 mm, sendo que quanto mais aberta a válvula, menor a influência da geometria na perda de carga localizada, até tornar-se praticamente desprezível, como mostra a Fig. 20, na qual observam-se os pontos calculados através da análise numérico-computacional. A Fig. 20 compara os resultados da equação empírica (15) com o resultado do coeficiente de perda de carga singular obtido através das simulações numéricas.

7. CONCLUSÕES

Foram realizadas simulações numéricas de um escoamento isotérmico de água a 20°C através de uma válvula do tipo globo. Inicialmente foi analisada a influência da malha sobre os resultados obtidos, o que demonstrou que para válvulas com pequenas aberturas, a necessidade do emprego de modelos mais refinados, principalmente nas regiões onde há maior gradiente das grandezas (como velocidade e pressão). Porém existe um número ótimo de elementos de malha a partir do qual os resultados convergem, para uma precisão pré-definida dos mesmos. Ainda numa primeira análise dos resultados, pode-se observar que o adimensional K varia expressivamente até cerca de 40% de abertura e a partir desta posição tende a se tornar constante. As geometrias de válvula propostas, por terem formato mais hidrodinâmico do que as encontradas no mercado, possuem o indicativo de perda de carga (menor coeficiente de perda de carga singular - adimensional K) menores do que os valores relatados na bibliografia especializada.

A análise de diferentes geometrias de haste e sede possibilitou uma melhoria significativa no que diz respeito à economia de energia. O estudo de um formato hidrodinâmico para a haste para condições de pequenas aberturas mostrou uma redução de cerca de até 54,18% do valor de K em relação a geometrias tradicionais. Os resultados obtidos mostraram a influência da abertura da haste sobre o coeficiente de perda de carga até 40% de abertura.

Os mapas de pressão analisados permitem supor que haja uma correlação entre as características geométricas da válvula com o parâmetro K . Uma análise minuciosa pôde revelar que a corda de saída, a cota de abertura e o diâmetro nominal e da base da haste da válvula podem ser equacionados com o objetivo de calcular o coeficiente de perda de carga apenas com parâmetros construtivos da válvula.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro oferecido pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) aos projetos do Grupo de Simulação Numérica. O segundo e terceiro autores agradecem também ao Fundo Mackenzie de Pesquisa (MACKPESQUISA) pelo oferecimento das bolsas de Iniciação Científica. Finalmente todos os autores agradecem a Escola de Engenharia da Universidade Presbiteriana Mackenzie pelo apoio institucional.

REFERÊNCIAS

- [1] Telles, P.C.S., *Tubulações industriais - Materiais, projeto e montagem*, 8. ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. (1994)
- [2] APN - Agência petroleira de notícias. Mal começou, 2009 já anuncia a morte de mais um petroleiro, 2009. Disponível em: <http://www.apn.org.br/apn/index.php?option=com_content&task=view&id=814&Itemid=46>. Acesso em: 30 jun. 2009
- [3] Sabersky, R.H., Acosta, A.J., Hauptmann, E.G., *Fluid Flow. A first course in fluid mechanics*, 3. ed. New York, Macmillan Publishing Company (1989)
- [4] Maliska, C.R., *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. Fundamentos e coordenadas generalizadas*, Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos S.A. (1995)
- [5] Potter, M.C., Wiggert, D.C., Hondzo, M., *Mecânica dos Fluidos*, São Paulo, Pioneira Thomson Learning (2004)
- [6] White, F.M., *Mecânica dos Fluidos*, 4. ed. Rio de Janeiro, McGraw Hill (1999)
- [7] Coffield, R.D., Hammond, R.B., Mckeown. Irrecoverable pressure loss coefficients for two out of plane piping at high Reynolds numbers. The National Science Digital Library, 2001. Disponível em: <<http://www.osti.gov/bridge/servlets/purl/78568-yAJEII/webviewable/78568.pdf>>. Acesso em: 25 abril 2006.
- [8] Anderson, J.D., *Computational fluid dynamics. The basic with applications*, New York, McGraw Hill (1995)
- [9] Hirsch, C., *Numerical computational of internal and external flows*, New York, John Wiley & Sons. Inc., v. 1 and v. 2 (1994)

- [10] Wilcox, D.C., *Turbulence Modeling for CFD*, 3. ed. California, D.C.W. Industries (2006)
- [11] Skousen, P.L., *Valve Handbook*, 2^a. ed. United States, McGraw-Hill (2004)

NUMERICAL STUDY OF PRESSURE LOSSES FOR A GLOBE VALVE

Abstract – The dimensionless minor loss coefficient is an indicative parameter of the inevitable flow non-isentropic process. The minimization of the dimensionless is certainly desirable especially regarding the need to expend as little energy as possible in cases such as pumping. For devices like valves it is possible to choose internal geometry to reduce the quantity and intensity of the vortices and flow separation regions. These regions are the main cause of the increase of the minor loss coefficient. Through the commercial software Ansys Workbench® and Ansys CFX® were modeled several internal geometry of globe valves. The study was conducted in two stages. Initially was studied the flow inside the traditional valve design, maintaining the constructive original features. The influence of unstructured tetrahedral mesh on the results obtained for the coefficient of pressure loss and other parameters was obtained. In the second study was analyzed a model of valve with internal geometry changed.

Keywords – Globe valve, Numerical simulation, Minor loss coefficient.