

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO  
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE  
VÁLVULAS DE SEGURANÇA PARA AR COMPRIMIDO E CONTRAPRESSÃO  
ATMOSFÉRICA**

THIAGO DE FREITAS HÜLLE SANT'ANNA

VITÓRIA 2021

THIAGO DE FREITAS HÜLLE SANT'ANNA

**METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE  
VÁLVULAS DE SEGURANÇA PARA AR COMPRIMIDO E CONTRAPRESSÃO  
ATMOSFÉRICA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na área de Dinâmica dos Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Ramos.



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

# METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE VÁLVULAS DE SEGURANÇA PARA AR COMPRIMIDO E CONTRAPRESSÃO ATMOSFÉRICA

**Thiago de Freitas Hülle Sant'Anna**

COMISSÃO EXAMINADORA

*Rogério Ramos*

---

Prof. Dr. Rogério Ramos  
Orientador (PPGEM/UFES)

*Márcio Ferreira Martins*

---

Prof. Dr. Márcio Ferreira Martins  
Examinador Interno (PPGEM/UFES)

*João Alves de Lima*

---

Prof. Dr. João Alves de Lima  
Examinador Externo (UFPb)

*Maria Helena Farias*

---

Profa. Dra. Maria Helena Farias  
Examinadora Externa (INMETRO)

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Vitória (ES), 09 de julho de 2021.

## AGRADECIMENTOS

À Deus, por toda sua misericórdia e amor.

À minha noiva Mariana Baptista França pelo seu amor, cuidado, carinho e companheirismo. Sou eternamente grato por sempre acreditar em mim e me fazer querer sempre mais, sem você nada disso seria possível. Te dedico esse trabalho que é fruto de nossa luta e suor. Te amo.

Aos meus pais, Marcos Thadeu Gonçalves Sant'Anna e Karina de Freitas Hülle Sant'Anna, e ao meu irmão David de Freitas Hülle Sant'Anna pelos exemplos que são em minha vida, pela educação e pelas oportunidades que sempre me proporcionaram. Vocês são a minha base.

Aos meus avós Nélza de Freitas Hülle e David Walter Hülle e as minhas tias Geneviève e Renata de Freitas Hülle por todo carinho, suporte e incentivo.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Rogério Ramos, por me incentivar a entrar no mestrado e pelos ensinamentos ao longo desse trabalho. Agradeço a sua paciência, críticas e oportunidades. O exemplo de professor e engenheiro que é levarei por toda vida.

À toda equipe do Laboratório (NEMOG) pela ajuda e suporte. Ao Gabriel Fontoura pela assistência com o Labview e as malhas de controle, aos companheiros de sala Marcelo Aiolfi, Lígia Gaigher e Matheus Damacena por todas as discussões e ajuda nos mais diversos problemas. Agradeço especialmente ao Eng. Maurício Calheiros por todo apoio e amizade, ajudando em tudo que era preciso, desde apertar parafusos de flanges a uma conversa divertida.

Ao Darcy Rodrigues pelo suporte, entusiasmo e fomentação a respeito de válvulas de segurança no Brasil.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, principalmente ao Programa de Pós-Graduação pela atenção sempre que necessitei, principalmente a Andréia e os Professores Marcelo Camargo e José Joaquim.

À Petrobrás e a ANP pelo financiamento de toda estrutura do NEMOG.

À Capes pelo suporte financeiro.



## RESUMO

A segurança de dispositivos e equipamentos submetidos a pressão está diretamente associada ao dimensionamento e funcionamento correto de uma válvula de segurança. Para isso é necessário avaliar o desempenho da mesma. Este trabalho desenvolve e testa metodologias para ensaio de vazão, buscando seguir as principais normas existentes, além de desenvolver um modelo matemático simplificado que estima a elevação e a vazão de válvulas de segurança que operam com ar comprimido e contrapressão atmosférica. Foram desenvolvidas quatro metodologias diferentes para controle e realização de teste de capacidade vazão: I) Alimentado e controlado diretamente pela operação do compressor; II) Controlado manualmente a partir de válvula de controle; III) Controlado automaticamente com *setpoint* de pressão; e IV) Controlado automaticamente com *setpoint* de vazão. Essas metodologias foram testadas em duas válvulas diferentes. Adicionalmente, foi elaborado um modelo matemático a partir da teoria de escoamento compressível em bocal convergente. Seus resultados foram comparados com três válvulas diferentes, quanto à elevação do disco e vazão de descarga. Quanto às metodologias, observou-se que a Metodologia I apresenta a maior variabilidade da vazão devido aos ciclos do compressor, as Metodologias II, III e IV apresentam valores muito próximos entre si, com desvio máximo de 2,03% e 5,11% em relação a média das três metodologias, para as duas válvulas testadas. Destas, destaca-se o menor tempo de execução da Metodologia III, sendo que a IV atingiu menor variabilidade da vazão. Para validação do aparato experimental e da Metodologia III, uma válvula certificada de acordo às normas da *The American Society of Mechanical Engineers (ASME)* foi testada e obteve-se uma vazão 0,95% acima da vazão estampada na válvula. Já o modelo matemático apresenta uma diferença entre a elevação do disco estimada e a elevação experimental de, no máximo, 3,94% e, no mínimo, de 0,60%. Para a vazão, com o modelo matemático, obteve-se a diferença máxima de 7,36% e mínima de 2,09% em relação ao experimental.

**Palavras-chave:** Válvula de segurança, Escoamento Compressível, Modelo Matemático, Teste de Capacidade de Vazão.

## ABSTRACT

The safety of devices and equipment if the pressure is associated with the correct sizing of a safety valve. For this it is necessary to evaluate its performance. This work developed and tests methodologies for flow testing, seeking to follow the main existing standards, in addition to developing a simplified mathematical model to estimate the elevation and flow of safety valves that operate with compressed air and atmospheric backpressure. Four different methodologies were developed to control and carry out flow capacity testing: I) Directly powered and controlled by the compressor operation; II) Manually controlled from a control valve; III) Automatically controlled with pressure set point; and IV) Automatically controlled with flow setpoint. These methodologies were tested on two different valves. Additionally, a mathematical model was developed based on the theory of compressible flow in a convergent nozzle. Their results were compared with three different valves, in terms of disc lift and discharge flow. As for the methodologies, it was observed that Methodology I presents the greatest flow variability due to compressor cycles, as Methodologies II, III and IV have very close values to each other, with maximum deviation of 2.03% and 5.11% in relation to the average of the three methodologies, for the two tested valves. Of these, the shortest execution time of Methodology III stands out, with the IV reaching lower flow variability. To validate the experimental apparatus and Methodology III, a valve certified in accordance with the standards of the American Society of Mechanical Engineers (ASME) was tested and obtained a flow rate 0.95% above the flow stamped on the valve. The mathematical model, on the other hand, presents a difference between the estimated disc elevation and the experimental elevation of at most 3.94% and at least 0.60%. For the flow, with the mathematical model, a maximum difference of 7.36% and a minimum of 2.09% in relation to the experimental one was obtained.

**Keywords:** Safety Valve, Compressible Flow, Mathematical Model, Flow Capacity Test.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Primeira Válvula de Segurança.....	19
Figura 2 - Digestor de Papin, com válvula de contrapeso.....	20
Figura 3 - Primeiras válvulas atuadas por mola.....	20
Figura 4 - Principais componentes de uma válvula de segurança e/ou alívio.....	22
Figura 5 - Contornos internos de bocais, conectores, adaptadores e redutores de válvulas.....	25
Figura 6 - Aumento da área e deflexão do fluxo pelo suporte do disco. Em A válvula fechada e em B válvula aberta.....	26
Figura 7 - Possibilidades e limites de acumulação para válvula instaladas em caldeiras ou máquinas térmicas.....	28
Figura 8 - Representação da ação pop.....	29
Figura 9 - Arranjo de teste de estanqueidade conforme API 527.....	34
Figura 10 - Arranjo de teste de capacidade de vazão recomendado pela ASME PTC 25.....	41
Figura 11 - Croqui básico dos principais elementos mecânicos e propriedades termodinâmicas medidas, envolvidos no escoamento através de válvula de segurança.....	46
Figura 12 - Razão de propriedades termodinâmicas em relação ao número de Mach para $k=1,4$ .....	49
Figura 13 - Razão de áreas em função de $Ma$ para escoamentos isentrópicos com diferentes valores de $k$ .....	50
Figura 14 - Relação de vazão mássica em função da relação da contrapressão e pressão de estagnação em escoamento isoentrópico.....	52
Figura 15 - Sistema simplificado de uma válvula de segurança aberta.....	54
Figura 16 - Diagrama do corpo livre do disco.....	55
Figura 17 - Volume de controle adotado para uma válvula de segurança aberta.....	56
Figura 18 - Planta de teste do NEMOG.....	60
Figura 19 - Imagem do vaso com escada para acesso a plataforma superior.....	61
Figura 20 - Vista isométrica do vaso separador, sem escala.....	62
Figura 21 - Imagem das conexões vistas do patamar superior do vaso separador do NEMOG.....	62
Figura 22 - Esquema de equipamentos de teste com acumulador.....	63
Figura 23 - Tamanho do vaso de teste recomendado, meio de teste: ar ou gás.....	63
Figura 24 - Visão geral da planta no sistema supervisorio de controle.....	64
Figura 25 - Tela principal do supervisorio, com medições e controles.....	64
Figura 26 - Adaptação da planta para validação da vazão da placa de orifício por medidor tipo cone invertido instalado à jusante.....	71
Figura 27 - V-Cone da McCrometer $\Phi 2''$ , $\beta=0,5$ , $C_d=0,65$ .....	71

Figura 28 - Gráfico das vazões medidas pela placa de orifício e pelo V-Cone.....	72
Figura 29 - Válvula de segurança certificada (Modelo D).....	74
Figura 30 - Plaqueta de identificação da válvula de segurança certificada Modelo D, indicando a vazão calibrada, bem com a pressão de abertura.....	74
Figura 31 - Pressão do vaso e vazão medida (Modelo D).....	75
Figura 32 - Desenho e imagem da PSV com válvula de bloqueio.....	82
Figura 33 - Desenho de bocal de válvula de segurança.....	84
Figura 34 - Desenho esquemático do posicionamento dos termopares (TT-3 e TT-4).. .....	85
Figura 35 - Válvula de segurança (PSV) com e sem isolamento térmico.....	86
Figura 36 - Imagem do bocal com termopares.....	87
Figura 37 - Desenho do bocal com termopares.....	88
Figura 38 - Desenho e imagem da válvula Modelo A.....	89
Figura 39 - Gráfico da Metodologia I na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	90
Figura 40 - Gráfico da Metodologia II na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	91
Figura 41 - Gráfico da Metodologia III na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	92
Figura 42 - Gráfico da Metodologia IV na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	93
Figura 43 - Válvula em teste, sem capô, nem alavanca e imagem completa do Modelo B.....	96
Figura 44 - Gráfico da Metodologia II na válvula Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	97
Figura 45 - Gráfico da Metodologia III na válvula Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	98
Figura 46 - Gráfico da Metodologia IV na válvula Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	99
Figura 47 - Gráfico do teste de abertura e vazão do Modelo C. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	103
Figura 48 - Gráfico do teste de medição da abertura do Modelo C. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	104
Figura 49 - Dados para resolução do modelo matemático do Modelo C.....	105
Figura 50 - Cálculo da elevação, segundo Modelo matemático (Eq. 44) da elevação do disco do Modelo C versus leitura experimental.....	105
Figura 51 - Gráfico do teste de abertura e vazão do Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	107
Figura 52 - Gráfico do teste de medição da abertura do Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	108
Figura 53 - Dados para resolução do modelo matemático do Modelo B.....	108

Figura 54 - Cálculo da elevação, segundo Modelo matemático (Eq. 44) da elevação do disco do Modelo B versus leitura experimental.....	109
Figura 55 - Desenho do disco com defletor de 37,2°. Modelo D.....	110
Figura 56 - Gráfico do teste de abertura e vazão do Modelo D. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	111
Figura 57 - Gráfico do teste de medição da abertura do Modelo D. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	112
Figura 58 - Dados para resolução do modelo matemático do Modelo D.....	113
Figura 59 - Cálculo da elevação, segundo Modelo matemático (Eq. 44) da elevação do disco do Modelo D versus leitura experimental.....	113
Figura 60 - Comparativo da elevação teórica e experimental dos modelos.....	114
Figura 61 - Comparativo da vazão teórica e experimental dos modelos.....	115
Figura 62 - Comportamento de abertura do Modelo D para diferentes valores de c..	116
Figura 63 - Comportamento de abertura do Modelo D para diferentes ângulos de saída do fluxo.....	117
Figura 64 - Comportamento de abertura do Modelo D para diferentes ângulos de saída do fluxo.....	117
Figura 65 - Bocal I – Desenho esquemático.....	119
Figura 66 - Bocal II – Desenho esquemático.....	119
Figura 67 - Bocal III – Desenho esquemático.....	120
Figura 68 - Níveis de pressão e vazão do Bocal III. Frequência de aquisição 6,67Hz.....	121
Figura 69 - Relação da razão da vazão pela razão de pressão para os três bocais...	122
Figura 70 - Diferença percentual em relação ao teórico dos bocais.....	123
Figura 71 - Vazão em diferentes pressões para os Bocais I e II.....	124
Figura 72 - Diferença percentual da vazão do Bocais I em relação ao Bocal II.....	124
Figura 73 - Diferentes bocais utilizados por ALAM et al.....	126
Figura 74 - Coeficiente de descarga para cada bocal variando a geometria.....	126
Figura 75 - Comportamento da temperatura em diferentes pontos para válvula Modelo B exposta.....	127
Figura 76 - Comparativo da vazão medida com a vazão teórica calculada pela temperatura para válvula Modelo B exposta.....	129
Figura 77 - Comportamento da temperatura em diferentes pontos para válvula Modelo B isolada.....	130
Figura 78 - Comportamento da temperatura de saída da válvula Modelo B: isolada e exposta.....	132
Figura 79 - Comportamento da temperatura do corpo da válvula Modelo B: isolada e exposta.....	132
Figura 80 - Comparativo da vazão medida com a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura para válvula Modelo B isolada.....	133

Figura 81 - Comportamento da pressão e vazão para teste de temperatura no bocal Tipo I.....	134
Figura 82 - Comportamento das temperaturas para teste de temperatura no bocal Tipo I.....	135
Figura 83 - Comparação da vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura com a vazão medida para o bocal.....	137

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Principais componentes em PSVs.....	22
Tabela 2 - Tolerância para válvulas que operam com vapor.....	32
Tabela 3 - Limites de bolhas por minuto para cada diâmetro e pressão conforme API 527.....	34
Tabela 4 - Normas relacionadas a válvulas de segurança e/ou alívio.....	37
Tabela 5 - Incerteza relativa dos componentes do cálculo de vazão.....	68
Tabela 6 - Dados das medidas de vazão pela placa de orifício e pelo V-Cone na Etapa I.....	73
Tabela 7 - Diferença média percentual entre a vazão pela placa de orifício e pelo V-Cone na Etapa II.....	73
Tabela 8 - Dados da pressão na aquisição de dados (Modelo D).....	75
Tabela 9 - Dados da vazão na aquisição de dados (Modelo D).....	76
Tabela 10 - Requisitos de normas para teste de capacidade de vazão em válvulas de segurança.....	77
Tabela 11 - Parâmetro da Válvula Modelo A.....	89
Tabela 12 - Dados da Metodologia I na válvula Modelo A.....	90
Tabela 13 - Dados da Metodologia II na válvula Modelo A.....	91
Tabela 14 - Dados da Metodologia III na válvula Modelo A.....	92
Tabela 15 - Dados da Metodologia IV na válvula Modelo A.....	93
Tabela 16 - Comparação da pressão de teste e vazão das metodologias para o Modelo A.....	94
Tabela 17 - Comparação do período de aquisição de dados para o Modelo A.....	95
Tabela 18 - Parâmetro da Válvula Modelo B.....	96
Tabela 19 - Dados da Metodologia II na válvula Modelo B.....	97
Tabela 20 - Dados da Metodologia III na válvula Modelo B.....	98
Tabela 21 - Dados da Metodologia IV na válvula Modelo B.....	99
Tabela 22 - Comparação da pressão de teste e vazão das metodologias para o Modelo B.....	99
Tabela 23 - Comparação do período de aquisição de dados para o Modelo B.....	100
Tabela 24 - Parâmetros da válvula do Modelo C.....	102
Tabela 25 - Dados do teste de abertura e vazão do Modelo C.....	103
Tabela 26 - Dados do coeficiente de descarga do Modelo C.....	104
Tabela 27 - Parâmetros do da válvula do Modelo B.....	106
Tabela 28 - Dados do teste de abertura e vazão do Modelo B.....	107
Tabela 29 - Dados do coeficiente de descarga do Modelo B.....	107
Tabela 30 - Parâmetros da válvula do Modelo D.....	110
Tabela 31 - Dados do teste de abertura e vazão do Modelo D.....	111

Tabela 32 - Dados do teste de abertura e vazão do Modelo D.....	112
Tabela 33 - Valores de controle da pressão de estagnação.....	120
Tabela 34 - Dados da diferença percentual em relação ao teórico dos bocais.....	123
Tabela 35 - Valores médios para o teste de temperatura da válvula Modelo B exposta.....	128
Tabela 36 - Valores médios para o teste de temperatura da válvula Modelo B isolada.....	131
Tabela 37 - Diferença dos dados de teste da válvula Modelo B isolada em relação a exposta.....	131
Tabela 38 - Comparação do desempenho da válvula Modelo B: isolada e exposta.....	133
Tabela 39 - Dados para cada nível de pressão do teste de temperaturas com bocal.....	136
Tabela 40 - Vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura para cada nível de pressão.....	136
Tabela 41 - Concordância das metodologias com os parâmetros das normas.....	138



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Abreviações

API	<i>American Petroleum Institute</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MTB	Ministério do Trabalho do Brasil
NBCI	<i>The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors</i>
NR	Norma Regulamentadora
PA	Pressão de Ajuste
PDIT	Transmissor e Indicador de Pressão Diferencial
PIT	Transmissor e Indicador de Pressão
PMTA	Pressão Máxima de Trabalho Admissível
PRD	Pressure Relief Devices
PSV	<i>Pressure Safety Valve</i> (Válvula de Segurança)
PTC	<i>Performance Test Codes</i>
PV	Válvula de Controle
TT	Transmissor de Temperatura
ZIT	Transmissor e Indicador de Elevação

### Símbolos Latinos

$A^*$	Área da garganta ou área crítica
$A$	Área local do escoamento
$a$	Velocidade do som local do gás
$a_c$	Aceleração do disco
$A_D$	Área da seção transversal do bocal
$A_s$	Área local do escoamento na saída da válvula
$b_{\bar{x}}$	Incerteza sistemática absoluta
$c$	Coeficiente de amortecimento
$C$	Coeficiente de descarga da placa de orifício
$C_D$	Coeficiente de descarga da válvula
$C_p$	Calor específico à pressão constante
$C_v$	Calor específico à volume constante
$d$	Menor diâmetro interno do bocal da válvula ou Diâmetro da área de garganta

$d_d$	Diâmetro do disco da válvula
$d_p$	Diâmetro interno da placa de orifício
$D_p$	Diâmetro interno da tubulação
$F_f$	Força exercida pelo fluido no disco
$g$	Aceleração gravitacional
$h$	Entalpia local do gás
$h_o$	Entalpia de estagnação do gás
$k$	Coefficiente isoentrópico do gás
$k_m$	Constante elástica da mola
$L$	Distância entre a sede do bocal e a entrada do vaso de pressão
$m$	Massa dos componentes móveis da válvula
$M$	Massa molar
$Ma$	Número de Mach do escoamento
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\dot{m}_e$	Vazão mássica de entrada da válvula
$\dot{m}_{MAX}$	Vazão mássica máxima ou Vazão de bloqueio
$\dot{m}_s$	Vazão mássica de saída da válvula
$\dot{m}_T$	Vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura
$N$	Tamanho da amostra
$P^*$	Pressão de estagnação do gás
$P$	Pressão absoluta de alívio
$p_1$	Pressão à montante da placa de orifício
$p_2$	Pressão à jusante da placa de orifício
$P_a$	Pressão atmosférica
$P_{al}$	Pressão absoluta de alívio
$P_c$	Pressão de contrapressão na saída da válvula de segurança
$P_o$	Pressão de estagnação no interior do vaso de pressão do gás
$q_m$	Vazão mássica por unidade de área
$R$	Constante de gás perfeito
$\bar{R}$	Constante universal dos gases
$Re_D$	Número de Reynolds do escoamento na tubulação
$s_{\bar{x}}$	Incerteza aleatória absoluta
$s_x$	Desvio padrão da amostra
$T^*$	Temperatura crítica do gás
$S$	Inclinação
$T$	Temperatura local do gás

$T_{al}$	Temperatura absoluta de alívio
$T_c$	Temperatura de contrapressão na saída da válvula de segurança
$T_o$	Temperatura de estagnação do gás no interior do vaso de pressão
$T_o$	Temperatura de estagnação no interior do vaso de pressão
$U_{\bar{x}}$	Incerteza combinada absoluta
$v$	Velocidade local do gás
$V_e$	Velocidade do gás na entrada do bocal
$V_s$	Velocidade do gás na saída do bocal
$v_T$	Velocidade isoentrópica teórica calculada pela temperatura
$W$	Capacidade de vazão medida em teste
$W_T$	Vazão teórica [kg/h]
$\bar{X}$	Valor médio medido
$y$	Elevação do disco a partir da sede do bocal
$y_0$	Deformação inicial da mola
$\ddot{y}$	Aceleração do disco
$\dot{y}$	Velocidade do disco
$Z$	Fator de compressibilidade

### Símbolos Gregos

$\beta$	Razão entre o diâmetro do orifício da placa e da tubulação conectada
$\delta$	Incerteza sistemática absoluta
$\varepsilon$	Fator de expansão
$\theta$	Ângulo de saída do fluxo com a vertical
$\mu_1$	Viscosidade dinâmica do fluido a montante da placa
$\rho$	Massa específica local do gás
$\rho^*$	Massa específica crítica do gás
$\rho_1$	Massa específica à montante da placa de orifício
$\rho_o$	Massa específica de estagnação do gás
$\Delta P$	Diferencial de pressão a montante e a jusante da placa de orifício

## SUMÁRIO

<b>RESUMO</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>v</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>vi</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>x</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> .....	<b>xii</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>17</b>
1.1 MOTIVAÇÃO .....	17
1.2 OBJETIVOS .....	18
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>19</b>
2.1 HISTÓRIA .....	19
2.2 VÁLVULAS DE SEGURANÇA E/OU ALÍVIO – PRINCIPAIS COMPONENTES .....	21
2.3 VÁLVULAS DE SEGURANÇA E/OU ALÍVIO - ESPECIFICAÇÕES E ASPECTOS DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO .....	27
2.4 VÁLVULAS DE SEGURANÇA E/OU ALÍVIO - TESTES .....	31
2.5 NORMAS .....	36
2.6 MODELAGEM MATEMÁTICA .....	43
<b>3 ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL APLICADO</b> .....	<b>46</b>
<b>4 APRESENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO</b> .....	<b>54</b>
<b>5 APARATO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>60</b>
5.1 PLANTA E INSTRUMENTAÇÃO .....	60
5.2 SISTEMA SUPERVISÓRIO .....	64
5.3 INCERTEZA DA MEDIÇÃO DE VAZÃO .....	65
5.4 INCERTEZA DO COEFICIENTE DE DESCARGA DA VÁLVULA DE SEGURANÇA .....	69
5.5 VALIDAÇÃO DA VAZÃO POR MEDIDOR DE PRIMÓGENIO TIPO CONE INVERTIDO .....	71
5.6 VALIDAÇÃO POR VÁLVULA CERTIFICADA .....	74
<b>6 METODOLOGIA</b> .....	<b>77</b>
6.1 METODOLOGIAS PARA TESTE DE SUFICIÊNCIA DE VAZÃO .....	77
6.2 METODOLOGIA PARA VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO DE VÁLVULAS PSV OPERANDO EM AR COMPRIMIDO .....	81
6.3 METODOLOGIA PARA ANÁLISE PRELIMINAR DE MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPRESSÍVEIS EM VÁLVULAS DE SEGURANÇA .....	83
<b>7 RESULTADOS</b> .....	<b>89</b>

7.1	AVALIAÇÃO DAS METODOLOGIAS PARA TESTE DE SUFICIÊNCIA DE VAZÃO .....	89
7.2	AVALIAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO DE VÁLVULAS PSV OPERANDO EM AR COMPRIMIDO .....	101
7.3	RESULTADOS DA ANÁLISE DE MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPRESSÍVEIS EM VÁLVULAS DE SEGURANÇA .....	118
<b>8</b>	<b>CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>138</b>
<b>9</b>	<b>REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>142</b>

## 1. INTRODUÇÃO

O principal objetivo de uma válvula de segurança e/ou alívio é a redução de pressão visando proteção de caldeiras, vasos de pressão ou tubulações que operam em pressão acima da atmosférica, protegendo-os de uma possível sobrepressão indesejada. A ocorrência de sobrepressão ocorre por diversos motivos, tais como: falha de operação, falha de equipamentos, falha de controle, incêndio, evaporação de líquidos, expansão térmica, reações químicas, etc.

Existem diversos tipos e construções de válvulas de segurança e/ou alívio, porém todas devem apresentar características em comum: ser auto operada mecanicamente e dependente apenas da energia do próprio fluido do tanque, caldeira ou tubulação que protege, para sua abertura e fechamento. Não pode ser dependente de controle, ação pneumática ou hidráulica externa, eletricidade, entre outras fontes de energia externa [1]. Outro ponto importante é que sua utilização não deve ter como fim o controle ou regulação do vaso, caldeira ou tubulação que protege, não substituindo, assim, válvulas de controle ou bloqueio [2].

As válvulas de segurança e alívio, em sua maioria e simplificada, possuem um sistema de funcionamento baseado na ação de uma mola que exerce uma força sobre um disco contra uma sede de um bocal, esse por sua vez está conectado ao vaso, caldeira ou tubulação pressurizado. Quando a pressão interna do sistema atinge um valor indesejável, a pressão estática atuando sob o a área do disco exerce uma força maior que a da mola e o peso dos componentes móveis, abrindo a válvula. O fluido deve escoar a uma determinada taxa necessária para reduzir a pressão do sistema a um nível seguro e aceitável. Nesse ponto, a força da mola supera a força exercida pelas pressões estática e dinâmica do fluido, fazendo com que a válvula feche e a pressão esteja abaixo daquela que originou a abertura [1].

Para atender tais características de funcionamento e dimensionamento as válvulas são testadas, basicamente, quanto a pressão de abertura, estanqueidade e capacidade de descarga ou suficiência de vazão. Tais procedimentos atestam que a válvula de segurança e/ou alívio não vazará na posição fechada, irá abrir na pressão determinada, escoará a vazão necessária de fluido para redução da pressão, fechando na pressão estabelecida [1].

Válvulas de segurança e/ou alívio são obrigatórias por normas sobre operação de vasos de pressão, caldeiras e tubulação, específicas pelos códigos de grande utilização em diversas partes do mundo. A se destacar *The American Society Of Mechanical Engineers (ASME)*, *The International Organization for Standardization (ISO)* e regionalmente a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

### 1.1 MOTIVAÇÃO

A obrigatoriedade do uso de válvulas de segurança e/ou alívio é definida por normas como NBR-NR-13, elaborada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT e vigente no território brasileiro [3] ou como *American Society of Mechanical Engineers - ASME I* para caldeiras e *ASME VIII* para vasos de pressão não submetidos a fogo, vigentes no território norte americano, porém utilizados como base para normas em todo mundo [4][5]. A *International Standard Organization - ISO 16528-1*, utilizada em

toda Europa e também de base para os países signatários, exige igualmente a presença de válvula de segurança e/ou alívio para caldeiras e vasos de pressão.

Devido a sua importância, por se tratar do último e, em alguns casos, o único dispositivo de segurança, e da vasta utilização na indústria, no comércio e no setor de serviços, desde um compressor de consultório odontológico a uma caldeira industrial de grande porte, testes em válvulas de segurança e/ou alívio se tornaram cada vez mais importantes para garantir o funcionamento desse dispositivo. Os principais testes como já mencionado no item anterior são: (i) de pressão de abertura, (ii) de estanqueidade e (iii) suficiência de vazão. Os dois primeiros testes são de realização mais fácil e comum, realizados em bancada e executados, em sua maioria, pelos próprios fabricantes. Já o teste de capacidade de descarga é de realização mais complexa e custosa, por necessitar de um aparato experimental oneroso e de volume e vazão elevada e controlada de fluido de teste.

Devido a isso, constatou-se que existem apenas dez laboratórios certificados pela ASME, única instituição regulamentadora que apresenta normas para testes em válvulas de segurança e/ou alívio. Dos laboratórios certificados, apenas um laboratório é independente de empresas fabricantes de válvulas, sendo de propriedade da *The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors* (NBBI) localizado em Columbus – Ohio [6]. Pela escassez de laboratórios independentes, fabricantes de válvulas e que não sejam proprietários de laboratórios dificilmente conseguem certificar suas válvulas pelo código ASME, principalmente aqueles que não se encontram nos Estados Unidos.

A motivação do presente trabalho é propor e avaliar o desempenho de metodologias experimentais para avaliação da capacidade de vazão em válvulas de segurança operando com ar comprimido, sob a luz dos requisitos de normas. Adicionalmente, avaliar, por comparação, um modelo matemático, com medições, considerando a mecânica dos fluidos compressíveis aplicada ao caso.

## 1.2 OBJETIVOS

- Elaborar e avaliar metodologias experimentais para teste de capacidade de vazão em válvulas de segurança que se aproximem das normas vigentes.
- Elaborar modelo matemático básico que descreve o comportamento da válvula de segurança.
- Comparar modelo elaborado com dados experimentais para diferentes válvulas.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 HISTÓRIA

A ideia de um dispositivo para alívio de pressão e segurança de um determinado recipiente pressurizado, surge antes mesmo da revolução industrial (século XVIII) e da ampla utilização de vapor em máquinas, grande responsável pela geração e acúmulo de pressão. Acredita-se que em meados dos anos 1650 já se utilizava mecanismos para alívio de pressão e prevenção de possíveis explosões em retortas e alambiques. Esses dispositivos foram desenvolvidos pelo alquimista teuto-holandês Rudolf Glauber, que cita em sua obra *“A Description of New Philosophical Furnaces, or a New Art of Distilling”* de 1651 que “tampas de chumbo” (objeto C) deviam ser utilizadas para evitar que os frascos de vidro quebrassem quando ocorresse “grande evaporação” de álcool e outros líquidos (o termo “vapor” era desconhecido na época) de forma que levantavam para aliviar a pressão interna, fechando posteriormente devido ao seu peso, conforme demonstra o autor na imagem utilizada em sua obra (Figura 1) [2][7].



Figura 1. Primeira Válvula de Segurança [7].

Porém, grande parte da literatura relacionada às válvulas de segurança e/ou alívio atribui a invenção ao físico francês Denis Papin, que em 1682 desenvolveu uma válvula que operava através da utilização do método de braço de alavanca ou também chamada de válvula de contrapeso: na qual uma determinada massa era posicionada em uma alavanca para exercer uma força que obstruía o bocal, permitindo assim, aliviar uma pressão indesejada quando esta fosse maior que a força exercida pelo braço de alavanca, como ilustra a Figura 2 [1].

Esse dispositivo foi utilizado por Papin em seu digestor, um aparelho para amolecer ossos e cozinhar alimentos sob pressão utilizando vapor, o primeiro passo para o que conhecemos hoje como a panela de pressão e para outras máquinas térmicas [8]. Para segurança de operação de seu equipamento, Denis precisou criar um mecanismo que liberasse o vapor quando atingisse o limite de pressão, os digestores atingiam pressões de até 8 bar [1].



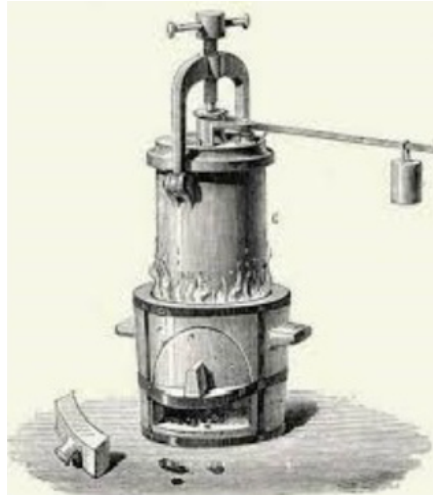


Figura 2. Digestor de Papin, com válvula de contrapeso. [8]

As válvulas do tipo contrapeso apresentaram diversos problemas e erros em sua operação devido ao princípio de funcionamento, as válvulas eram de difícil ajuste para a repetição de uma pressão de abertura, que ocorria de forma lenta inclusive para fluidos compressíveis, além da falta de experiência e de conhecimento de operadores em lidar com as válvulas, o que acarretava em alterações na pressão de abertura e avarias na mesma [1].

Com os problemas e as explosões provenientes da falha ou da má operação das válvulas e com o avanço da tecnologia no final da primeira revolução industrial e início da segunda, surgiram evoluções nas válvulas como o anel do bocal ao redor da área de vedação, para que com o aumento da área de atuação da pressão, a abertura da válvula fosse mais rápida e seu curso de abertura ampliado, proporcionando um melhor escoamento do fluido aliviado, acrescentado pelo britânico Charles Ritchie em 1848. Outra modificação acrescentada foi o anel do disco, criada em 1863 por William Naylor, para assim como a anterior, aumentar o curso de abertura da válvula escoando mais fluido [9].

A primeira tentativa de elaborar uma válvula atuada por mola, como conhecemos hoje, foi em 1830 por Timothy Hackworth, que adotou tal modelo nos primeiros trens a vapor daquele ano com a finalidade de tornar a locomotiva mais segura, porém seu protótipo foi malsucedido [2]. Já em 1869 os norte-americanos, George Richardson e Edward H. Ashcroft, patentearam um modelo de válvula de segurança com atuação de mola, também para proteção de locomotivas a vapor, ilustrada pela Figura 3, por sua vez bem-sucedido [1].

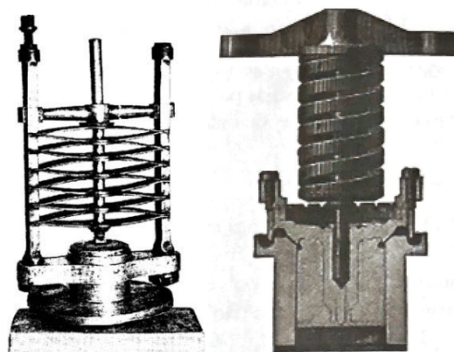


Figura 3. Primeiras válvulas atuadas por mola (esquerda: Hackworth; direita: Richardson). [2][1]

No início do século XX, com os avanços das revoluções industriais e crescimento da industrialização houve um aumento de processos que necessitaram de pressões cada vez mais elevadas, desta forma aumentaram também os números de acidentes, explosões e mortes, tanto nos Estados Unidos quanto na Grã-Bretanha. Com números assustadores de acidentes, mais de 1800 explosões de caldeiras no país europeu de 1881 a 1907, totalizando quase 2300 pessoas acidentadas, entre mortos e feridos. Já nos EUA no período de 7 anos, entre 1905 e 1911, foram 1700 explosões causando cerca de 1300 mortes [2] [1].

Tais fatos induziram o início da criação de normas por associações ou comitês responsáveis, como a ASME, classificando e normatizando vasos de pressão e caldeiras e tornando obrigatória a utilização de válvulas de segurança, desde sua primeira edição em 1914, o que permitiu a evolução nas tecnologias para válvulas e sua ampla comercialização.

## 2.2 VÁLVULAS DE SEGURANÇA E/OU ALÍVIO – PRINCIPAIS COMPONENTES

As válvulas de segurança e/ou alívio pertencem a um grupo maior de dispositivos de segurança e alívio de pressão que são os *PRD*, do inglês *Pressure Relief Devices*, ou dispositivos de alívio de pressão, que engloba válvulas de segurança, discos de ruptura e pinos de ruptura ou dobramento. Todos esses equipamentos possuem como características de funcionamento serem auto operados, ou seja, serem independentes de qualquer fonte de energia, que não seja do próprio fluido contido.

Os dispositivos de alívio de pressão citados acima são subdivididos em dois grupos:

- i) *Nonreclosing Pressure-Relieving Devices*, que são os discos de ruptura e os pinos de ruptura ou dobramento, dispositivos de alívio de pressão que quando entram em funcionamento não retornam ao seu estado inicial, ficam abertos escoando o fluido [10];
- ii) *Reclosing Pressure-Relieving Devices*, que são as válvulas de segurança e/ou alívio, que retornam para a posição fechada quando os parâmetros de pressão retornam para normalidade [10].

A válvula é o último dispositivo de segurança de uma planta, por isso deve ser independente de quaisquer fontes de energia que possam vir a falhar, como energia elétrica, hidráulica, pneumática [3], por exemplo, e desobstruído por válvulas manuais ou automáticas. Porém, não deve ser o único equipamento instalado para a segurança. Medidores, identificadores e sistemas de controle de processos devem atuar para impedir a sobrepressão e eventuais fatalidades.

O funcionamento de válvulas atuadas por molas consiste em um disco pressionado por uma mola vedando um bocal que está conectado a uma caldeira ou vaso de pressão. A partir do momento em que a força que o fluido realiza no disco (pressão multiplicada pela área) é maior que a soma da força da mola, mais o peso dos componentes móveis e a ação da pressão atmosférica, o disco se eleva e permite o escoamento do fluido para atmosfera ou para outro tanque despressurizado, aliviando assim, a pressão do vaso.

Alguns componentes típicos principais, externos e internos, da válvula são destacados aqui para melhor compressão do mecanismo e suas partes, conforme Figura 4 e

Tabela 1.

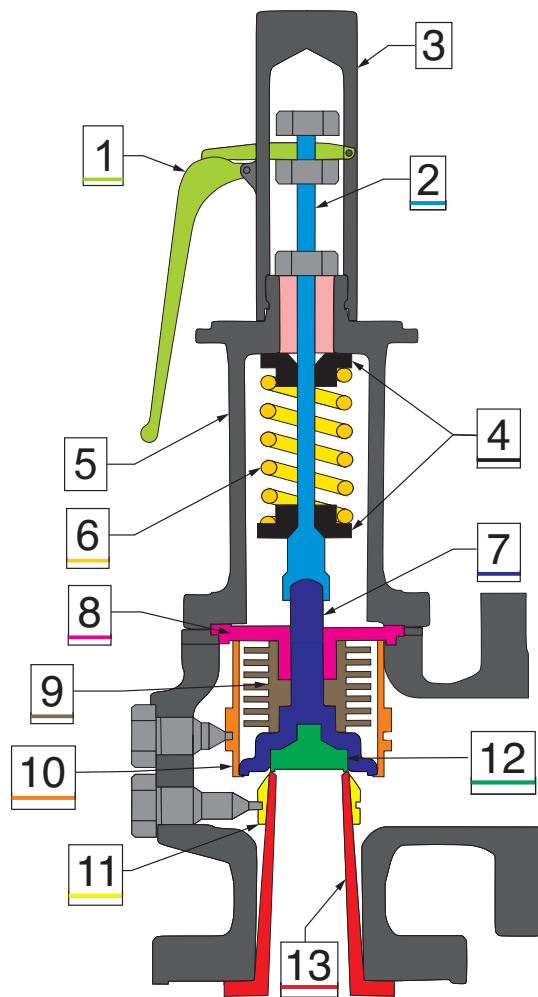


Tabela 1. Principais componentes em PSVs.

Nº	COMPONENTE
1	Alavanca
2	Haste
3	Capuz
4	Suportes da Mola
5	Castelo
6	Mola
7	Suporte do Disco
8	Guia do Suporte do Disco
9	Fole
10	Anel Superior
11	Anel do Bocal ou Inferior
12	Disco
13	Bocal

Figura 4. Principais componentes de uma válvula de segurança e/ou alívio.

**1 – Alavanca:** dispositivo utilizado para aplicação de uma força manual externa que auxilia na abertura da válvula com pressões menores que a de ajuste [10]. Só deve ser acionada com pressão acima de 75% da pressão de ajuste, isso porque com pressões mais baixas a diferença entre força de retorno e a exercida pelo fluido torna-se significativa, podendo empenar a haste e/ou danificar o disco, a sede do bocal, o anel inferior e a vedação ao reassentar, segundo a ASME VIII – Div.1 UG-136 [5]. De acordo com essa norma é obrigatório presença desse dispositivo em válvulas que operam com ar, vapor e água acima de 60°C, para prova da livre movimentação dos componentes. A Norma Regulamentadora - NR 13 determina que para caldeiras de categoria B as válvulas devem ser abertas mensalmente para aquelas que não utilizam água tratada [3]. Sua abertura também é recomendada para válvulas que operam com gases ou líquidos que podem cristalizar ou que apresentem impurezas, prejudicando assim o processo de abertura ou fechamento e reduzindo vazão [1].

**5 – Castelo:** é um componente superior e externo que compõe o corpo da válvula, em alguns casos abriga e protege os componentes internos como mola, haste e suportes da mola. Para válvulas de alívio o castelo é exclusivamente fechado, para que o fluido

não escoe, quando a válvula abrir, por outro caminho que não seja a conexão saída e para não contaminar e/ou incrustar nas partes móveis da válvula impedindo sua abertura futuramente. Para válvulas de segurança o castelo pode ser construído aberto ou fechado, a seleção depende de alguns fatores como: temperatura, fluidos tóxicos, corrosivos, abrasivos, inflamáveis, poluentes ou valiosos, ambiente e contrapressão [1][9].

Para utilização do castelo aberto deve-se atentar para alguns fatores como intempéries, corrosão e sujidade dos componentes internos, além do fluido não ser tóxico, inflamável ou poluente, pois o mesmo será lançado para atmosfera, e no caso de fluido valioso será desperdiçado. O uso desse tipo de castelo é aconselhável para casos de contrapressão em que será utilizado fole de balanceamento, para garantir seu funcionamento e principalmente para altas temperatura, isso porque permite uma melhor troca de calor da mola com o ambiente, diminuindo, assim, a temperatura na qual a mola estará submetida. Molas que trabalham com temperaturas elevadas podem sofrer relaxamento, devido a alteração dimensional e estrutural, alterando assim a pressão de abertura da válvula [2][11]. A ASME I – PG68.6 determina que para válvulas que protegem superaquecedores de caldeiras e que operem com vapor acima de 230°C o castelo deve ser aberto [4].

A maioria das válvulas são de castelo fechado, pois permitem que a descarga do fluido seja canalizada, além de proteger os componentes internos de intempéries.

**6 – Mola:** pode ser considerada o principal componente para o funcionamento da válvula, pois mantém a válvula fechada e estanque, forçando o disco na sede do bocal, e permite a abertura em uma pressão determinada. Para atender à pressão de abertura a mola deve proporcionar um aperto inicial, ajustado por parafuso ou porca, localizados na haste, abaixo do ponto de inserção da alavanca. Tanto a ASME I, no parágrafo PG-73.2.3, quanto a ASME VIII Div.1, no parágrafo UG-136(a)(2), determinam que a mola utilizada no seu curso máximo de compressão (compressão inicial mais compressão quando estiver na sobrepressão máxima) não ultrapasse 80% de deflexão nominal sólida, a qual é a altura da mola quando a mesma está comprimida sem apresentar espaço entre as espiras. Além disso, a mola deve apresentar estabilidade. Para tanto, comprime-se seguidamente três vezes até sua deflexão nominal sólida e, após 10 minutos de compressão, a diferença entre a altura livre da mola no início e no final não pode ser superior a 0,5% da altura livre inicial [5][4].

A ASME I PG-72.3 permitia que válvulas fossem alteradas em  $\pm 5\%$  da pressão de ajuste através do aperto ou desaperto da mola, porém, a partir da edição de 2017 esse parágrafo foi suprimido [4].

**7 – Suporte do Disco:** é utilizado para auxiliar na fixação e no funcionamento do disco. Outra função, tão importante quanto a primeira, é de aumentar a área de atuação da pressão no disco e de mudar a direção do fluxo na descarga, junto com o anel superior, o que permite a ação “pop” para fluidos compressíveis. O suporte do disco também é responsável por conectar a haste ao disco, além de suportar o fole [2].

**9 – Fole:** é um elemento utilizado para válvulas que trabalham com uma determinada

contrapressão. Devido a seu formato ele faz com que a força resultante da ação da contrapressão seja eliminada ou diminuída por forças contrárias geradas pela geometria. O interior do fole permite que a área superior de vedação do disco fique submetida à pressão atmosférica. Assim, pode-se dizer que sua função é de anular ou minimizar a contrapressão e igualar a área interna com a área de vedação do disco. Isso faz com que a válvula não necessite de calibração da pressão de ajuste para compensação de efeitos de variação da contrapressão. Outra função do fole é proteger a parte superior da válvula de fluidos viscosos e impuros. Válvulas que necessitam de fole são aquelas que a descarga do fluido pode causar uma contrapressão (chamada de contrapressão desenvolvida), ou que a descarga está conectada a uma linha de descarga que está pressurizada, podendo ser variável ou não [1][9].

O valor da contrapressão máximo admitido para válvulas balanceadas com fole é variável e depende de fatores como: orifício, classe de pressão e temperatura. Segunda a API 520 Part I, válvulas com fole devem ser utilizadas quando a contrapressão for maior que 10% da pressão de ajuste [11].

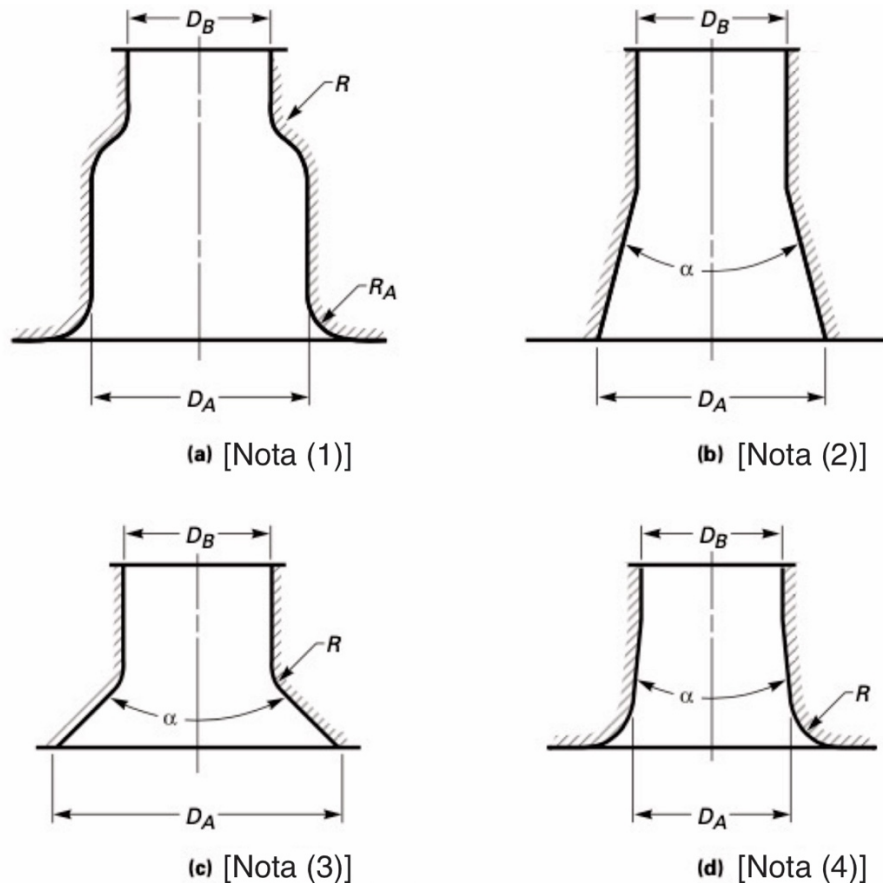
**10 – Anel Superior:** trata-se de uma peça rosqueada ao suporte do disco, que junto com este, tem a função de aumentar a área de deflexão do escoamento, sendo fundamental para a ação “pop” em fluidos compressíveis. O seu posicionamento modifica o ângulo de deflexão e a área, alterando assim, o diferencial de alívio. O posicionamento correto desse anel afeta a quantidade de movimento no disco, acarretando em máxima abertura e conseqüentemente na máxima vazão. Ao abaixar o anel superior ocorre o aumento do diferencial de alívio (*blowdown*), ou seja, a pressão de fechamento fica mais distante da pressão de abertura. Se o anel for elevado, então ocorre o processo contrário. Para segurança de operação da válvula os anéis são travados por pinos, para não permitir a alteração de sua posição acidentalmente ou quando ocorrer a abertura [1].

**11 – Anel Inferior ou Anel do Bocal:** sua principal função é criar uma câmara de pressão secundária, imediatamente antes da abertura da válvula, para que junto com o suporte do disco e o anel superior a área de atuação da pressão do fluido seja maior, gerando assim a ação “pop” para fluidos compressíveis. Sua posição regula a ação dessa força contrária a mola. Quanto mais “alto”, próximo ao suporte do disco, estiver o anel inferior maior será o volume dessa câmara secundária. Ao abaixar, ocorre o aumento do chiado (*simmering*) antes da abertura e aumento da sobrepressão, entretanto há a redução do diferencial de alívio [1].

**12 – Disco:** é a principal peça móvel responsável pela estanqueidade da válvula, vedando-a juntamente com o bocal de possíveis vazamentos. Além disso é o dispositivo na qual a pressão do fluido age antes de abrir ou surgir a câmara secundária, suporta também a força de ação da mola. Portanto o disco é o componente no qual ocorre o equilíbrio de forças antes da abertura. Alguns discos apresentam um defletor para direcionar a descarga do fluido, aumentando a velocidade do escoamento, por evitar a formação de vórtices [1][9].

**13 – Bocal:** representa a conexão entre o vaso ou caldeira pressurizada com o disco,

sendo responsável pelo percurso do fluxo até a descarga, além de atuar na vedação da válvula em conjunto com o disco. O bocal atua impedindo o contato do fluido com o corpo da válvula. O menor diâmetro de uma seção transversal do bocal é o principal fator para o cálculo da vazão de uma válvula, essa região é denominada de garganta, sendo a menor área de escoamento, quando a válvula estiver completamente aberta em sua máxima sobrepressão. A ASME PTC 25 recomenda alguns contornos internos para bocais, adaptadores, redutores e conectores da válvula, como demonstra a Figura 5 [10].



Nota Geral: Em nenhum caso o tamanho da conexão deve exceder o tamanho da conexão no recipiente de teste.

Notas:

(1) Se  $D_B \geq 0,75 D_A$ , então  $R_A \geq 0,25 D_A$ .

Se  $D_B < 0,75 D_A$ , então  $R \geq 0,25 D_B$ .

(2) Se  $\alpha \leq 30$  e  $D_B < 0,75 D_A$ , suavize todas as arestas.

(3) Se  $\alpha > 30$  e  $D_B < 0,75 D_A$ , então  $R \geq 0,25 D_B$ .

(4) Se  $\alpha \leq 30$  e  $D_B \geq 0,75 D_A$ , então  $R_A \geq 0,25 D_A$ .

Figura 5. Contornos internos de bocais, conectores, adaptadores e redutores de válvulas recomendados pela ASME PTC 25, 2014 [10].

Tais contornos são recomendados para que o fluxo seja o mais isoentrópico possível e, conseqüentemente, proporcione a maior vazão para a mesma pressão e temperatura.

O termo “válvula de segurança” é citado quando o escoamento é compressível.

Pela característica expansiva do fluido e por possuírem uma câmara secundária, gerada pelos anéis de ajuste e suporte do disco, que confina o gás ou vapor, porém com um pequeno vazamento insuficiente para reduzir a pressão, o aumento da área de atuação faz com que a força do fluido sobre o disco aumente significativamente e de forma instantânea, vencendo a força da mola e abrindo a válvula, aproximadamente de 60 a 70% do curso máximo, imediatamente.

Além do aumento da área, os anéis de ajuste são responsáveis por uma deflexão do fluxo, acarretando em mais uma força atuante contra a ação da mola como demonstra a Figura 6.

Tal fenômeno de abertura é chamado de “pop” ou de estalo ou de disparo, pela forma repentina que ocorre a abertura da válvula, como citado anteriormente [1][12].

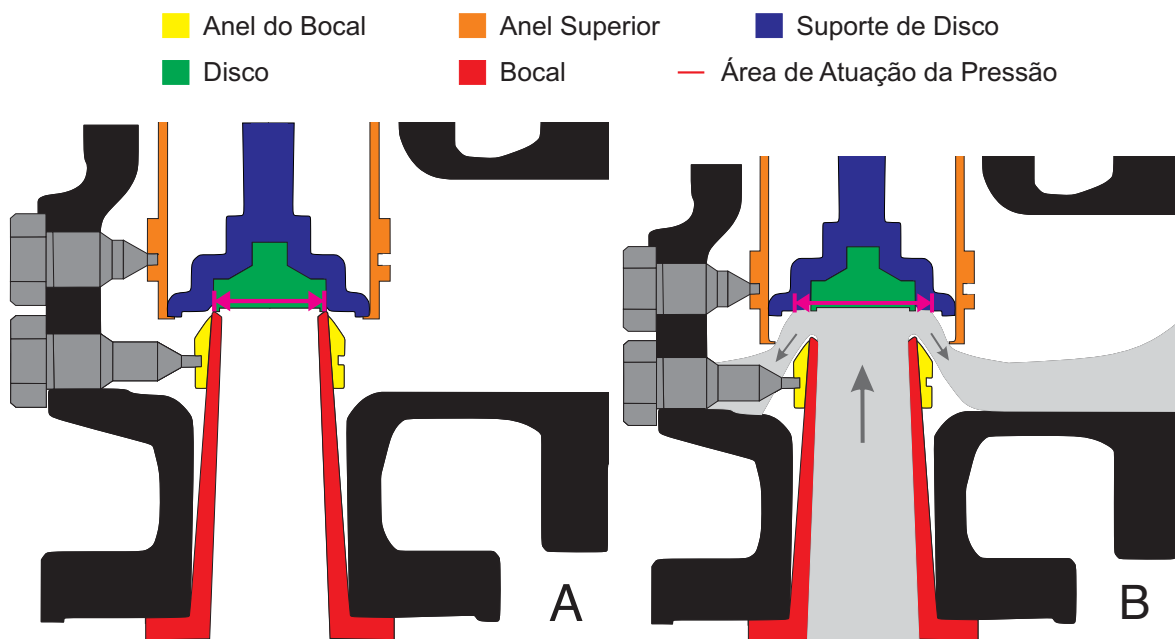


Figura 6. Aumento da área e deflexão do fluxo pelo suporte do disco. Em A válvula fechada e em B válvula aberta.

Já as denominadas “válvulas de alívio” são aquelas que operam com líquidos (incompressíveis) e apresentam abertura e fechamento proporcional ao aumento da pressão, portanto não há o “pop” em sua abertura. Isso ocorre pelo fato que, qualquer abertura (escoamento) já é o suficiente para redução da pressão, devido a ser um fluido incompressível, não ocorrendo variação significativa de massa específica com a queda de pressão.

## 2.3 VÁLVULAS DE SEGURANÇA E/OU ALÍVIO - ESPECIFICAÇÕES E ASPECTOS DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

Alguns termos relacionados ao funcionamento das válvulas serão destacados para melhor compreensão quando utilizados e o que representam. Os nomes em inglês presentes nas normas são destacados entre parênteses e em itálico.

**Pressão de ajuste ou abertura (*Set Pressure*):** é a pressão na qual ocorre a abertura da válvula em um teste de bancada.

É uma das principais informações que deve constar no corpo da própria válvula, em uma forma que suporte às intempéries sem se apagar. Segundo a ISO 4126:1 [13], é a pressão manométrica na entrada da válvula na qual as forças de pressão estão em equilíbrio com as forças que retêm o disco da válvula contra a sede.

**Pressão Máxima de Trabalho Admissível – PMTA (*Maximum Allowable Working Pressure – MAWP*):** é a pressão limite na qual um vaso pode ser submetido continuamente, sendo determinada em projeto de acordo com a resistência dos materiais empregados e seus parâmetros operacionais e dimensionais. É o valor máximo da pressão de ajuste de uma válvula [1][3].

**Contrapressão (*Back Pressure*):** é a pressão estática que, na saída do dispositivo de alívio de pressão, tanto o dispositivo quanto o fluido estão submetidos na conexão de saída da válvula, no lado da descarga (e durante o evento de descarga). Pode ser a própria pressão atmosférica ou resultante de outros efeitos, caso a saída da válvula esteja conectada a algum vaso ou instalação.

No caso de gases poluentes e/ou onerosos a descarga deve ocorrer para um tanque despressurizado, por exemplo.

Existem dois tipos de contrapressão:

- i) Superimposta (*Superimposed Pressure*): pressão imediatamente antes da abertura da válvula causada por outras fontes, como uma pressão já existente na linha de descarga;
- ii) Desenvolvida (*Built-up Pressure*): pressão que ocorre após ou ao decorrer da descarga causada pelo alívio da válvula. Acarreta em um aumento da pressão na região de saída, podendo ser na própria válvula ou na tubulação de descarga. [9][10][13][11]

**Sobrepessão (*Overpressure*):** é o aumento da pressão em relação a pressão de ajuste que a válvula alcança na elevação máxima do disco e apresenta a vazão máxima proporcionada pela válvula, expresso em porcentagem da pressão de ajuste.

Máxima pressão atingida por um vaso protegido por uma válvula de segurança dimensionada corretamente. [2][1]

**Acumulação (*Accumulation*):** é o acréscimo da pressão acima da PMTA do vaso enquanto a válvula está aberta (em situação/condições de alívio). A Sobrepessão



também é um parâmetro para a válvula em condição de alívio, ou seja, aberta. Se a pressão de abertura for igual à PMTA, a sobrepressão será igual acumulação. A acumulação pode variar de 6 a 21% da PMTA, dependendo da classificação na qual o vaso se encontra, conforme a ASME e 10% da PMTA conforme Diretiva Europeia de Equipamentos de Pressão (PED 97/23), sendo esses valores dependentes da acumulação.

Segundo ASME I parágrafo PG-67 [4] e ASME VIII parágrafo UG-125 [5] há uma divisão dos vasos e caldeiras conforme abaixo:

- Para vasos não submetidos a fogo com uma única válvula de segurança a acumulação máxima permitida é de 10% ou 3psi (20kPa), o que for maior, acima da PMTA [5].
- Para vasos não submetidos a fogo com múltiplas válvulas de segurança a acumulação máxima permitida é de 16% ou 4psi (30kPa), o que for maior, acima da PMTA [5].
- Para vasos que podem ser expostos ao fogo ou a outras fontes inesperadas de calor externo, independentemente do número de válvulas de segurança, a acumulação máxima permitida é de 21% [5].
- Para caldeiras ou máquinas térmicas o valor da acumulação é dependente de qual equipamento do processo a válvula é instalada, conforme Figura 7 [4].

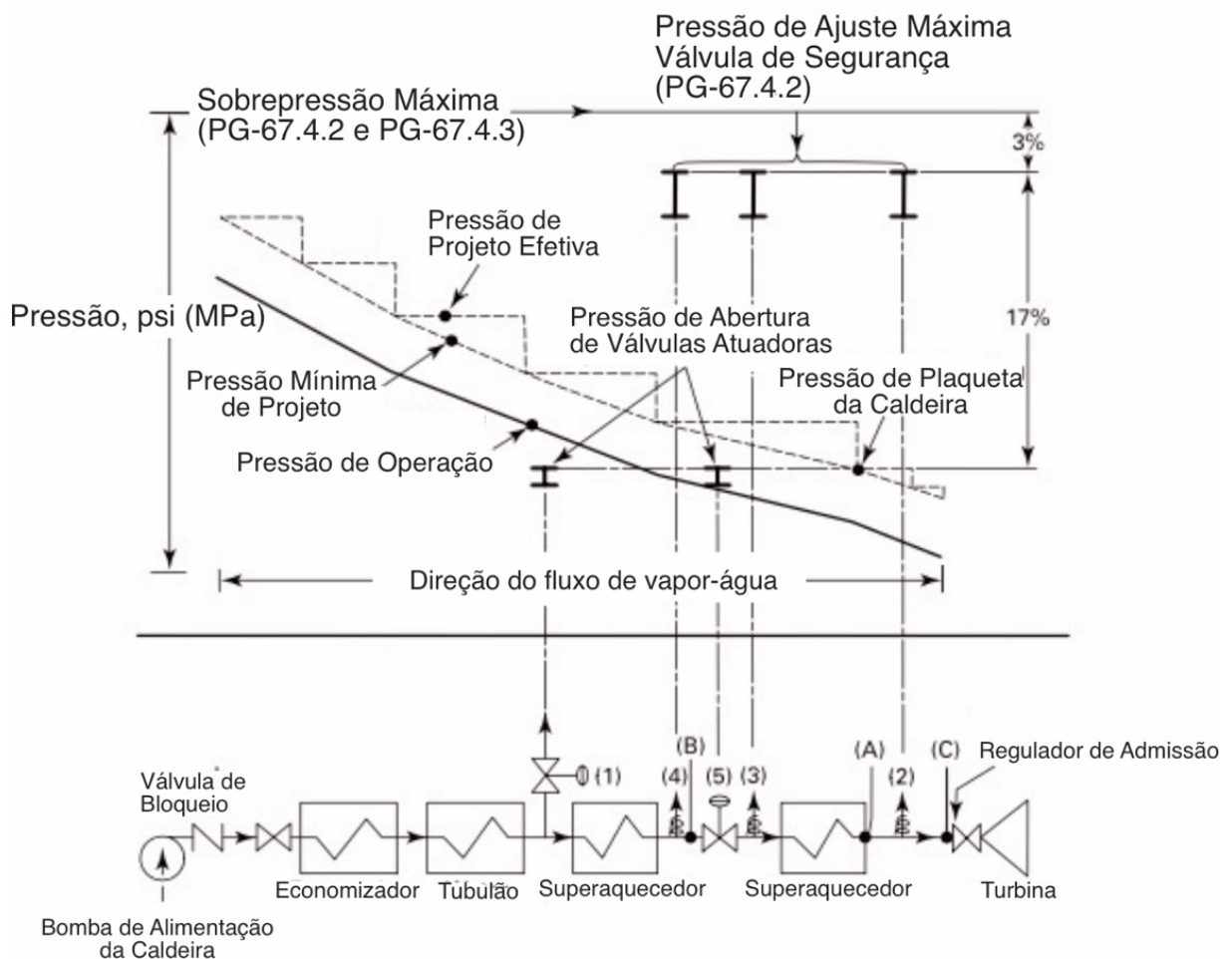


Figura 7. Possibilidades e limites de acumulação para válvula instaladas em caldeiras ou máquinas térmicas [4].

**Pressão de Alívio (*Relief Pressure*):** é a pressão na qual a válvula apresenta sua máxima abertura e, conseqüentemente, máxima vazão.

É dada pela pressão de ajuste mais a sobrepressão, sendo utilizada para dimensionamento do dispositivo [1][13].

**Pressão de Fechamento ou Reassentamento (*Resealing or Reseating Pressure*):** é a pressão na entrada da válvula que a mesma fecha, ou seja, o disco reassenta na sede não permitindo mais o escoamento [2][10]. Ou seja, pressão na qual a válvula retorna à condição de fechamento.

**Diferencial de Alívio (*Blowdown*):** é a diferença entre a real pressão de abertura e a real pressão de fechamento.

Normalmente é informado em porcentagem em relação a pressão de ajuste. A ISO 4126-1, determina que para pressões de abertura menores que 3bar o diferencial de alívio deve ser expresso em bar.

Assim como os termos operacionais alguns fenômenos relacionados ao funcionamento das válvulas serão destacados.

**Ação Pop (*Pop Action*):** é um fenômeno que ocorre com válvulas que operam com fluidos compressíveis que, devido a presença de uma câmara formada por uma pequena abertura da válvula, faz a área de atuação da pressão aumentar (Figura 8B), além de alterar a direção do fluxo, aumentando, repentinamente, a força exercida pelo fluido, fazendo com que a válvula abra de forma abrupta (efeito “pop”) (Figura 8C) [1].

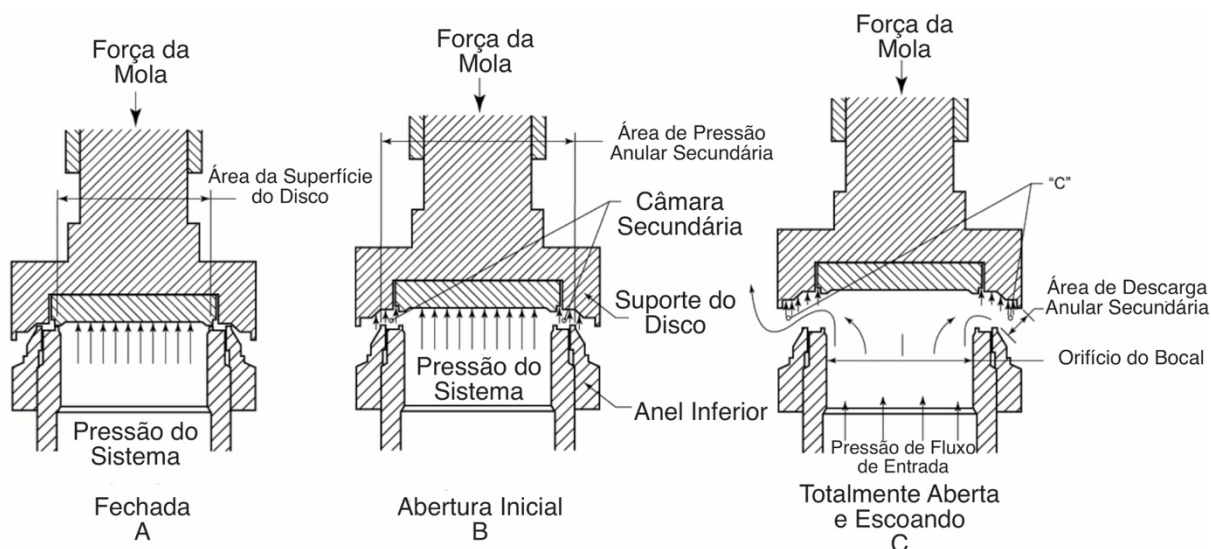


Figura 8. Representação da ação pop [11].

**Batimento (*Chattering*):** tal fenômeno está relacionado a movimentos cíclicos na abertura, sobrepressão e fechamento, quando o disco entra em contato repetidamente com a sede do bocal.

Tal fenômeno gera um impacto consideravelmente forte, afetando todas as partes

móveis da válvula, a sede do bocal e até ao sistema protegido.

Por não conseguir se manter aberta em seu curso máximo, a capacidade de vazão da válvula é reduzida com o batimento.

Na maioria dos casos o fenômeno ocorre com fluidos compressíveis por sua compressibilidade. Em líquidos é mais incomum, porém pode ocorrer devido a perda de carga na conexão entre o tanque e a válvula [1][9].

A frequência do batimento pode variar por diferentes motivos, porém é da ordem de grandeza da frequência natural do sistema massa-mola da válvula [11][14].

Por outro lado, o fechamento repentino da válvula pode gerar ondas de pressão no sistema, o chamado golpe de aríete.

As principais causas do batimento são:

- i) Perda de carga à montante - Antes da válvula abrir, a pressão desenvolvida, tanto no vaso quanto na entrada da válvula, é estática. A abertura da válvula acarreta o escoamento do fluido e, com isso, o atrito entre o fluido e a parede da tubulação que conecta a válvula no vaso, ocasiona uma perda de pressão, e então a válvula fecha. A pressão torna-se estática novamente e imediatamente se eleva, fazendo com que o processo de abertura e fechamento ocorra de forma muito rápida [1], em várias centenas de Hertz [15]. Devido a isso, a API 520 Part II determina que a perda de pressão na entrada da válvula não pode ser superior a 3% da pressão de ajuste [16]. Porém, alguns estudos concluem que a perda de carga não é a principal causa de batimento ou outros fenômenos operacionais, atribuindo uma relação do comprimento do tubo com a vazão mássica, ondas acústicas e design da válvula [14].
- ii) Contrapressão devido a descarga – Um sistema de descarga com uma tubulação mal projetada pode causar contrapressão em uma válvula que não foi projetada para tal. Portanto, quando ocorre o escoamento a ação dessa contrapressão atuando junto com a mola gera um esforço maior de fechamento e então a válvula fecha numa pressão maior que a de abertura. Ao fechar, o escoamento cessa e a contrapressão é inexistente, porém o vaso continua em uma pressão maior que a pressão de abertura, fazendo com que a válvula volte a abrir, repetindo assim ciclicamente. Para resolver tal problema as normas recomendam que a tubulação de descarga seja a mais curta e direta (sem curvas) possível, para evitar que o atrito e as curvas diminuam a velocidade de descarga, causando contrapressão [1].

O batimento pode causar sérios danos ao sistema de vedação devido ao forte impacto do disco na sede e, conseqüentemente, vazamento na válvula, causar fadiga na mola em virtude da atuação de uma força cíclica, e em função da vibração causada pode afrouxar todas as partes que tenham aperto por rosca, desregulando a válvula. Outra consequência é a formação de faíscas no contato entre metal e metal. Se o fluido for inflamável pode gerar combustão.

**Flutuação (*Flutting*):** é um fenômeno de instabilidade, gerando um processo cíclico assim como o batimento. Se difere pela menor amplitude, logo não ocorre o contato do disco com a sede. Recebe esse nome por parecer que o disco fica “flutuando” sobre a sede com movimentos oscilatórios. Suas causas e as consequências são as mesmas que a do batimento, porém com menor intensidade, normalmente uma ordem

de grandeza menor. [1][14].

**Ciclagem (Cycling):** é um fenômeno oscilatório assim como os dois citados acima, porém de baixa frequência (menor que 1Hz) na qual ocorre a abertura e o fechamento diversas vezes durante a atuação da válvula. A principal causa da ciclagem é o superdimensionamento [14][11]. Uma válvula é considerada superdimensionada quando sua capacidade é maior que 30% da capacidade máxima requerida pelo processo.

A ciclagem ocorre devido a vazão do sistema ser insuficiente para manter a válvula aberta, fazendo com que a abertura incompleta da válvula alivie momentaneamente a pressão e conseqüentemente fechando-a. Porém o processo continuará alimentando o vaso ou caldeira fazendo com que a pressão aumente até uma nova abertura da válvula, o que ocorre de forma rápida, gerando o batimento.

Portanto uma válvula superdimensionada, ao contrário do que se pode imaginar o senso comum, não aliviará a pressão do sistema [1][14].

**Chiado (Simmering):** é um fenômeno que ocorre em válvulas operando com fluidos compressíveis na qual é possível visualizar e, principalmente, ouvir o vazamento do fluido. O chiado, diferentemente dos outros três fenômenos citados, acontece antes da abertura da válvula e também em seu fechamento. A sua ocorrência pode ser considerada admissível quando a pressão é 99% da pressão de ajuste e por um curto intervalo de tempo [1][9]. As principais causas do chiado são:

- i) Alteração das propriedades da mola: pode ocorrer por ação de intempéries causando, por exemplo, corrosão nas espiras da mola, reduzindo o diâmetro do fio e conseqüentemente a constante elástica da mola, ou por características operacionais do sistema, como altas temperaturas de operação, gerando o relaxamento da mola pela alteração de propriedades, como o módulo de elasticidade do material. Devido a isso, há variações na pressão de abertura [1].
- ii) Pressão de operação e de abertura próximas: se a pressão de fechamento da válvula estiver abaixo da pressão de operação do sistema quando a mesma fechar a pressão aumentará e ficará próxima da abertura fazendo com que a válvula não vede corretamente e acabe chiando [1].

O chiado pode causar desgaste por erosão no elemento vedante, no disco e na sede por causa da alta velocidade do fluido vazando, devido a isso também a pressão do fluido escoando cai repentinamente o que pode condensar ou até sublimar (“congelar”) obstruindo o bocal e reduzindo a capacidade de vazão.

## 2.4 VÁLVULAS DE SEGURANÇA E/OU ALÍVIO - TESTES

Para garantir o a operação, as válvulas são testadas de diferentes formas para diferentes processos. Aqui são destacados os principais testes em válvulas de segurança e/ou alívio.

**Teste de Abertura em Bancada:** também chamado de teste de pressão diferencial a frio (*cold differential set pressure*) é um teste realizado em bancada de laboratórios ou

do próprio fabricante, que determina a pressão de abertura (pop) da válvula a temperatura ambiente e contrapressão atmosférica.

A válvula é pressurizada por reservatórios, relativamente pequenos, equipados com manômetros. Pressuriza-se até a sua abertura e o maior valor da pressão deve ser registrado. Para válvulas de segurança normalmente utiliza-se ar ou nitrogênio (ou qualquer gás inerte). Já em válvulas de alívio, o teste é realizado comumente com água [2][5].

Por ser um teste que não está submetido aos parâmetros na qual a válvula irá operar, o valor da pressão de abertura do teste deve ser corrigido para serviços com altas ou baixas temperaturas e/ou contrapressões acima da atmosférica. Isso porque a temperatura influencia diretamente no comportamento da mola e, conseqüentemente, na pressão de abertura. A contrapressão atua no mesmo sentido da mola e também altera a abertura caso seja maior que a pressão atmosférica. Para válvulas balanceadas, a correção ocorre apenas para a temperatura. Tais correções devem ser determinadas pelos fabricantes [5].

As tolerâncias desse teste para válvulas de segurança que protegem caldeiras são determinadas pela ASME I, parágrafo PG-72.2 [4], o qual define as tolerâncias conforme a Tabela 2.

Tabela 2. Tolerância para válvulas que operam com vapor. [4]

Pressão de Ajuste	Tolerância
70psi (0,5MPa)	2psi (15kPa)
> 70psi (0,5MPa) e ≤ 300psi (2,1MPa)	3%
> 300psi (2,1MPa) e ≤ 1000psi (7MPa)	10psi (70kPa)
> 1000psi (7MPa)	1%

Para válvulas que protegem vasos de pressão, as tolerâncias são determinadas pela ASME VIII parágrafo UG-134(d)(1) [5], que determina  $\pm 2$ psi (15kPa) para pressões de ajuste menores ou igual a 70psi (500kPa) e  $\pm 3\%$  para pressões acima de 70psi (500kPa).

A ISO 4126-1 [13] determina como tolerância  $\pm 3\%$  ou  $\pm 0,15$ bar, o que for maior, para qualquer tipo de válvula.

**Teste Real ou Teste em Serviço:** é o teste que apresenta características de operação (temperatura, contrapressão, condições do fluido e de instalação) idênticas ou próximas daquelas de serviço da válvula.

Todos os dispositivos de segurança auxiliares devem ser liberados e, então, a pressão do sistema deve ser elevada até a pressão de abertura da válvula.

Essa pressão deve ser registrada. A pressão deve ser reduzida de forma gradual até o fechamento da válvula. Essa pressão também deve ser registrada.

Outras características de funcionamento também podem ser observadas como os fenômenos citados nesse capítulo (batimento, flutuação, ciclagem e chiado) e outros parâmetros medidos, como elevação do disco, medição de vazão e sobrepressão.

Vale ressaltar que o teste em serviço e o teste de capacidade, que será mencionado mais adiante, são os únicos capazes de determinar a pressão de reassentamento da válvula, e conseqüentemente o diferencial de alívio, e a sobrepressão, isso porque permitem a abertura da válvula e a manutenção da abertura proporcionada pelo escoamento [10].

Esse teste é aplicado, normalmente, em caldeiras e realizado quando não estão em produção de vapor para o processo industrial, são realizados normalmente quando a caldeira é instalada ou retorna de parada para manutenção.

Sua prática é apropriada para:

- Determinar a operação da válvula com as condições reais,
- Verificar a pressão de ajuste testada em bancada com correções de temperatura e contrapressão,
- Verificar a suficiência de vazão para manter a pressão da caldeira dentro dos limites de acumulação,
- Estipular o diferencial de alívio e caso esteja fora dos limites determinados por norma pode ser ajustada pelos seus anéis [1].

**Teste *On-line*:** esse teste é uma possibilidade em alguns casos para o teste real. O teste *on-line* é realizado com a válvula instalada no vaso ou caldeira em funcionamento e com o fluido de operação. Seu funcionamento consiste em um atuador hidráulico ou elétrico posicionado na parte superior da válvula acoplado na haste que realiza uma força no mesmo sentido e direção da pressão do fluido sobre o disco, fazendo com que a válvula abra com uma pressão menor que a de ajuste. Um computador conectado a uma célula de carga do atuador mede a força realizada, com a pressão da entrada da válvula e a área de vedação do disco calcula-se a pressão de abertura da válvula sem o auxílio do atuador. Em algumas normas esse atuador é denominado de auxiliar de levantamento (*Auxiliary Lift-Assist*). A pressão do sistema para esse teste não precisa ser elevada até a pressão de ajuste da válvula, normalmente é mantida em torno de 75 a 95% da pressão de ajuste. A válvula é livre para abrir nesse intervalo e caso isso ocorra o atuador não impede ou dificulta na abertura [1][10].

A vantagem do teste *on-line* em relação ao teste real é que o processo não precisa ter a pressão de operação elevada até a pressão de abertura da válvula. Isso é muito válido para caldeiras, porque o aumento da pressão e conseqüentemente da temperatura, para abertura da válvula, é contrastado, em seguida, com uma queda da pressão e da temperatura quando a válvula atua. Esse processo pode causar fadiga, inclusive térmica, em componentes da caldeira e possíveis vazamentos em flanges. O teste *on-line* pode ser realizado com a caldeira em operação, o que faz com seja mais econômico não necessita de parada da caldeira e por atuar a pressão de operação ocorre uma queima menor de combustível [1].

Em alguns casos não é possível realizar tal teste, como, por exemplo, em válvulas que operam com fluidos tóxicos, corrosivos ou inflamáveis, pois para a instalação do atuador necessita-se da remoção do capuz, acarretando na liberação de tais fluidos

para atmosfera [1].

**Teste de Estanqueidade:** esse teste tem a finalidade de determinar se a válvula apresenta vazamento quando estiver fechada, com uma pressão próxima à pressão de ajuste da válvula.

Para válvulas com pressões de ajustes maiores que 3,45barg (50psig) a API 527 [17] determina que a pressão de teste deve ser 90% da pressão de ajuste.

Para válvula com pressões menores ou igual a 3,45barg (50psig), a pressão de teste deve ser 0,345barg (5psig) menor que a pressão de ajuste. Portanto antes do teste de estanqueidade deve-se realizar o teste de abertura em bancada para determinar a pressão de ajuste.

Instala-se uma membrana de vedação na saída da válvula, que permite que todo o fluido (ar ou nitrogênio) que venha a vazar escoe por uma tubulação, que finaliza dentro de um recipiente com água, conforme Figura 9.

A API 527 [17] define quantas bolhas por minuto é admissível para um determinado intervalo de pressão e orifício de entrada, de acordo com a Figura 9 e Tabela 3 [17].

Para válvula com diâmetro nominal de entrada de 50mm (2") ou menor o teste deve ser realizado por um minuto, para diâmetros até 100mm (4") dois minutos e cinco minutos para válvulas com diâmetro nominal de entrada maior que 150mm (6") [17].

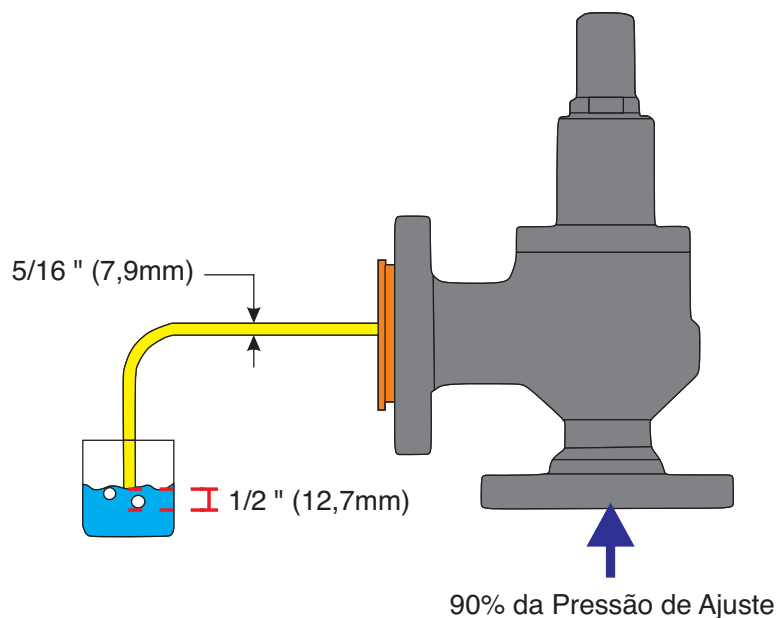


Figura 9. Arranjo de teste de estanqueidade conforme API 527. [17]

Tabela 3. Limites de bolhas por minuto para cada diâmetro e pressão conforme API 527. [17]

Pressão de Ajuste a 15,6°C (60°F) kPag (psig)	Diâmetro menor ou igual que 18mm (0,7")	Diâmetro maior que 18mm (0,7")
	Bolhas/Minuto	Bolhas/Minuto
13 a 6.896 (15 a 1.000)	40	20
até 10.500 (1.500)	60	30
até 13.800 (2.000)	80	40
até 17.200 (2.500)	100	50
até 20.700 (3.000)	100	60
até 27.600 (4.000)	100	80
até 34.400 (5.000)	100	100
até 41.400 (6.000)	100	100

O teste de estanqueidade também pode ser realizado com líquidos. Nesse caso a válvula é pressurizada e mede-se qual o volume de líquido descarregado no vazamento. Os valores de pressão de teste são os mesmos que o do ar ou nitrogênio.

Para água a válvula deve ser submetida a essa pressão por 1 minuto. Para válvulas com sede de metal com entrada de 1" ou menor o vazamento não deve exceder 10cm<sup>3</sup>/h, já com diâmetros maiores que 1" o vazamento não deve ser maior que 10cm<sup>3</sup>/h/in.

Para válvulas com sedes macias não deve haver vazamento no período do teste [17].

O teste também pode ser realizado com vapor, porém é um processo mais complicado e pouco utilizado no meio industrial.

**Teste de Capacidade de Vazão:** entre os testes mencionados é o mais completo e raro de ser realizado devido à complexidade e ao custo, porém trata-se de um dos mais importantes.

Todos os testes apresentados anteriormente ensaiam e medem características importantes para o funcionamento da válvula, contudo o único capaz de medir a vazão aliviada pela válvula é o teste de capacidade, que além desse parâmetro também abrange a medição que os outros testes realizam, exceto estanqueidade.

Por se tratar de um teste que requer um grande fluxo constante a uma determinada pressão e por um período maior que os outros, necessita de grande capacidade de alimentação da planta do laboratório e grande volume de fluido, acarretando na necessidade de um espaço físico considerável.

Além disso, os instrumentos e máquinas necessários para esse teste são consideravelmente maior, em questão física e econômica, que os já mencionados, visto que os demais testes são realizados em laboratórios pequenos ou até mesmo bancadas móveis. Tal peculiaridade desse teste foi demonstrada no capítulo anterior,



onde citam-se apenas dez laboratórios certificados pela ASME para a realização do teste de capacidade de vazão, nenhum em território brasileiro.

A finalidade do teste é determinar qual a máxima vazão, mássica ou volumétrica, na qual uma válvula é capaz de aliviar quando estiver submetida à máxima sobrepressão permitida. Para isso, faz-se necessário submeter o dispositivo a pressão e vazão controlada e suficiente que o permita permanecer aberto nessas condições.

Sua aplicação é de grande importância para o funcionamento e dimensionamento correto da válvula para o processo, visto que não basta apenas abrir na pressão desejada, se a vazão de alívio requerida não for atendida, pois mesmo com a válvula aberta a pressão continuará aumentando, no caso da vazão escoada ser menor que a vazão produzida.

Para líquidos, o teste torna-se mais simples, por se tratar de um fluido incompressível o processo de medição de vazão pode ser realizado à jusante da válvula, ou seja, com o líquido descarregado.

Basta direcionar o fluxo para um determinado recipiente e medir a quantidade de fluido aliviado, massa ou volume, em um determinado período cronometrado. Porém para fluidos compressíveis o processo torna-se mais trabalhoso pelo fato da mudança da massa específica do fluido para as diferentes pressões de entrada da válvula e de descarga. Assim, a medição deve ser feita a montante do reservatório de teste na qual a válvula está instalada.

Para garantir que a vazão medida, realizada à montante, seja a mesma que a vazão escoando pela válvula, deve-se garantir regime permanente de pressão.

Para execução do teste de capacidade de vazão algumas informações são fornecidas, como uma parte da planta de teste e parâmetros de interesse, tanto na ASME VIII UG-131 [5], ASME PTC 25 [10], quanto ISO 4126 [13] que tratam desse teste.

Em todos os testes, observa-se que as normas detalham os critérios e os parâmetros para que os diferentes modelos de válvulas sejam validados, porém, não descrevem metodologias de execução. Assim, os principais objetivos do presente trabalho são: elaborar, testar, comparar e validar diferentes metodologias do levantamento da capacidade de vazão em válvulas de segurança operando com ar comprimido.

## **2.5 NORMAS**

Considerando a importância do assunto na segurança operacional de processos industriais, cada legislação de acordo com a região vigente (país, continente, bloco econômico) apresenta sua norma dedicada a caldeiras e vasos de pressão e conseqüentemente pelas respectivas válvulas de segurança e/ou alívio. Devido a isso, existem diferentes códigos com diferentes parâmetros para aplicação do dispositivo de segurança. Algumas apresentam uma visão geral, outras englobam apenas instalação e manutenção, já os textos mais completos apresentam critérios para funcionamento, testes, dimensionamento, material e entre outros tópicos relacionados ao tema.

Como cada norma apresenta suas peculiaridades nesse subcapítulo serão mencionadas aquelas com maior representatividade (mundial e regional), importância e completude.

Assim, as normas mais consideradas foram elaboradas por *American Society of Mechanical Engineering - ASME* e *American Petroleum Institute - API*, instituições

que abrangem os Estados Unidos da América e Canadá.

Por terem força de lei nos EUA, a maior parte do mundo e das outras normas também a adotam.

A *International Organization for Standardization* - ISO, de validade em vários países filiados, é utilizada como base também para outras normas regionais, inclusive pelo Ministério do Trabalho do Brasil e, portanto, de validade regional.

A Tabela 4 sintetiza as instituições e respectivos textos que, de alguma forma, citam ou estão relacionadas à dispositivos de segurança e/ou alívio.

Tabela 4. Normas relacionadas a válvulas de segurança e/ou alívio.

<b>Instituição</b>	<b>Normas</b>
API	API 520 Parte 1 – Dimensionamento e Seleção ( <i>Sizing and Selection</i> )
	API 520 Parte 2 – Instalação ( <i>Installation</i> )
	API 521 – Guia de Sistemas de despressurização e Alívio ( <i>Guide for Pressure Relief and Depressurizing Systems</i> )
	API 526 – Válvulas de Alívio Flangeada de Aço ( <i>Flanged Steel Pressure Relief Valves</i> )
	API 527 – Teste de Estanqueidade de Válvulas de Alívio ( <i>Seat Tightness of Pressure Relief Valves</i> )
	API 576 – Inspeção em Válvulas de Alívio ( <i>Seat Tightness of Pressure Relief Valves</i> )
ASME	ASME Caldeiras e Vasos de Pressão ( <i>Boiler and Pressure Vessel Code</i> ) – Seção I – Caldeiras de Potência ( <i>Power Boilers</i> )
	ASME Caldeiras e Vasos de Pressão ( <i>Boiler and Pressure Vessel Code</i> ) – Seção VIII – Vasos de Pressão ( <i>Pressure Vessels</i> )
	ASME PTC ( <i>Performance Test Codes</i> ) 25 – Dispositivos de Alívio de Pressão ( <i>Pressure Relief Devices</i> )
ISO	ISO 4126 Parte 1 - Válvulas de Segurança ( <i>Safety Valves</i> )
	ISO 4126 Parte 6 - Aplicação, Seleção e Instalação de Válvulas de Segurança e Disco de Ruptura ( <i>Application, Selection and Installation of Bursting Disc Safety Devices</i> )
MTB	Norma Regulamentadora 13 (NR13) - Caldeiras, Vasos de Pressão, Tubulações e Tanques Metálicos de Armazenamento

API: American Petroleum Institute; ASME: American Society of Mechanical Engineers; ISO: International Organization for Standardization; MTB: Ministério do Trabalho do Brasil.

No presente trabalho, são mencionados os seguintes textos, relacionados a válvulas que operam com gases a contrapressão atmosférica protegendo um vaso de pressão não submetido a fogo.

**API 520 Parte 1:** É um dos principais guias para dimensionamento e seleção de válvulas de segurança e/ou alívio e dispositivos de alívio de pressão que operam protegendo vasos com PMTA maior que 15psig ou 103kPag [11].

O texto traz definições de funcionamento, partes, parâmetros dos dispositivos e principalmente o dimensionamento a uma determinada sobrepressão e pressão do vaso em regime permanente para fluidos Newtonianos (gases, líquidos, vapor e bifásicos).

O capítulo 5 aborda sobre procedimentos para dimensionamento, onde em 5.6.3 determina fórmula para cálculo da área requerida para uma válvula que opera com gases em estado crítico, em 5.6.4 para gases subcríticos, em 5.7 para vapor e em 5.8 para líquidos.

A fórmula utilizada para gases será discutida no capítulo 3 desse trabalho, comparando-a com o encontrado na literatura [11].

**ASME Seção VIII:** essa norma diz respeito, principalmente, a aspectos de construção, de inspeção, de testes e de segurança de vasos de pressão não submetidos ao fogo. Dispositivos de proteção de sobrepressão são mencionados entre os parágrafos UG-125 e UG-140.

Tais parágrafos tratam de procedimentos que dispositivos de alívio devem apresentar e parâmetros que devem ser testados. É um dos textos que mais se aproximam de uma metodologia de teste para capacidade de vazão.

Devido a isso, alguns pontos principais são aqui destacados.

**UG – 125:** Vasos de pressão e caldeiras a vapor submetidas a fogo, quando tiver um dispositivo de alívio de pressão a sobrepressão não pode ser estar acima que mais de 10% de pressão de ajuste ou 3psi (20kPa), o que for maior.

**UG – 129:** Válvulas com vazão certificada que operam com gases devem apresentar tal informação na plaqueta nas seguintes medidas: SCFM (pés cúbicos padrão por minuto a 60°F e 14,7psi), ou m<sup>3</sup>/min (metros cúbicos por minuto a 20 °C e 101 kPa), ou lb/min, ou kg/min a uma sobrepressão de 10% ou 3 psi (20 kPa), o que for maior.

**UG – 131:** Os testes de certificação de capacidade para válvulas de segurança (fluidos compressíveis) devem ser conduzidos com vapor saturado seco, ar ou gás.

Para certificar uma determinada válvula com uma pressão de abertura, um diâmetro de entrada e um design é necessário um teste de certificação de capacidade em um conjunto de três amostras.

A capacidade de cada conjunto de três dispositivos deve estar dentro de um intervalo de  $\pm 5\%$  da capacidade média.

A capacidade estampada para essa válvula específica não deve exceder 90% da capacidade média dos três dispositivos testados.

Para certificar um modelo de válvula de mesmo diâmetro interno e diferentes pressões de ajuste, quatro dispositivos devem ser ajustados a pressões que cubram a faixa aproximada de pressões para a qual os dispositivos serão usados ou cubram a faixa disponível na instalação de teste certificada que deve realizar o teste. As capacidades dos quatro testes são baseadas em um termo denominado de “Inclinação”, sendo a Eq. 1 para fluidos compressíveis:

$$S = \frac{W}{P_{al}} \quad (1)$$

Onde:

$P_{al}$  - pressão absoluta de alívio (1,10 x pressão de ajuste + pressão atmosférica ou pressão de ajuste + (3psi ou 20kPa) + pressão atmosférica, o que for maior) [psia ou kPa abs].

$S$  - Inclinação, [lb/h/psia ou kg/h/kPa] ou SCFM/psia ou Sm<sup>3</sup>/min/kPa].

$W$  - capacidade de vazão medida em teste, [lb/h ou kg/h de vapor saturado ou ar em SCFM a 60°F e 14,7psia ou m<sup>3</sup>/min a 20°C e 101kPa].

Todos os valores de inclinação  $S$  determinados experimentalmente, devem estar em uma faixa de  $\pm 5\%$  da inclinação média. Para cada válvula cuja inclinação for superior a  $\pm 5\%$  da inclinação média duas válvulas adicionais devem ser testadas, até um limite de quatro válvulas adicionais.

A inclinação  $S$  média será multiplicada por 0,90 e este produto será considerado a inclinação nominal para esse modelo e diâmetro de orifício. A capacidade de alívio a ser estampada no dispositivo não deve exceder a inclinação  $S$  nominal multiplicada pela pressão absoluta de alívio. Para válvulas com mola direta, os resultados podem ser extrapolados para pressões de ajuste maiores que a pressão de ajuste mais alta usada nos testes de certificação de capacidade.

Porém, pode-se certificar um modelo de válvula com diferentes diâmetros de orifício e pressões de ajuste. Para isso deve-se estabelecer por meio de teste um coeficiente de descarga  $C_D$  para esse modelo.

Para o teste necessita-se de pelo menos três dispositivos para cada um dos três tamanhos diferentes, totalizando nove dispositivos.

Cada dispositivo de um determinado diâmetro de orifício deve ser ajustado em pressão diferente. O valor de  $C_D$  deve ser calculado por meio da Eq. 2:

$$C_D = \frac{W}{W_T} \quad (2)$$

Sendo para ar no Sistema Internacional:

$$W_T = 0,0270A^*P_{al} \sqrt{\frac{M}{T}} \quad (3)$$

Onde:

$W$  - capacidade medida em teste [kg/h];

$W_T$  - vazão teórica [kg/h];

$P_{al}$  - pressão absoluta de alívio (1,10 x pressão de ajuste + pressão atmosférica ou pressão de ajuste + (3psi ou 20kPa) + pressão atmosférica, o que for maior) [kPa abs].

$A^*$  - área da garganta ou área crítica [mm<sup>2</sup>];

$M$  - massa molar;

T - temperatura absoluta local do gás na entrada [K].

Todos os coeficientes determinados experimentalmente devem estar na faixa de  $\pm 5\%$  do valor médio encontrado. A média dos nove coeficientes testados deve ser multiplicada por 0,90 e após a multiplicação o valor não pode ser maior que 0,878, que é a multiplicação de 0,9 por 0,975 (maior coeficiente possível para um bocal isoentrópico).

O coeficiente  $C_D$  não deve ser aplicado a dispositivos cuja razão entre a garganta da válvula e o diâmetro da entrada esteja fora da faixa de 0,15 a 0,75, a menos que testes tenham demonstrado que os coeficientes de descarga individuais estão dentro da faixa de  $\pm 5\%$  do coeficiente médio.

Assim como utilizado na inclinação S, se a válvula for acionada por mola direta, os resultados podem ser extrapolados para válvulas com pressões de ajuste maiores que a pressão de ajuste mais alta usada nos testes de certificação de capacidade.

A certificação de capacidade deve ser realizada de acordo com o ASME PTC 25 [10]. Os testes devem ser realizados por um laboratório de testes credenciado com operadores autorizados.

**UG – 135:** A seção transversal de todos os tubos e conexões entre um vaso de pressão e a válvula deve ter pelo menos a área da entrada da válvula.

As características desse sistema a montante devem ser tais que a queda de pressão não reduza a capacidade de alívio abaixo da necessária ou afete adversamente o bom funcionamento da válvula de alívio de pressão.

Assim como na seção de entrada, a seção transversal da tubulação de descarga deve ser tal que, qualquer pressão que possa existir ou se desenvolver, não reduzirá a capacidade de alívio.

**ASME PTC 25:** Apresenta uma metodologia de teste de capacidade de vazão de válvulas de segurança, contendo planta recomendada, parâmetros limites e alguns procedimentos a serem realizados no teste. Porém, não apresenta o teste por completo, não mencionando como deve ser a alimentação e o controle da vazão de entrada no tanque para o teste, por exemplo.

A ASME PTC 25 [10] se divide em dois testes:

- i) Geral (parte I)
- ii) Capacidade de vazão (parte II);
- iii) Teste de bancada/real (parte III).

Na parte I são definidos termos da operação, da estrutura e de fenômenos que envolvem os dispositivos de alívio. Logo no início dessa divisão é mencionada a incerteza aceita para a realização dos testes, que determina que a incerteza final máxima da medição de vazão não deve ultrapassar  $\pm 2\%$  do valor medido. Para resultados que não sejam de medições de vazão, a incerteza máxima admissível não deve exceder  $\pm 0,5\%$  do valor medido.

A parte II trata especificamente da capacidade de vazão para válvulas de segurança e/ou alívio. A seção 4 indica os requisitos mínimos para cada instrumento de medição de: temperatura, pressão, vazão e elevação.

Para fluxo de gás ou ar, com contrapressão atmosférica, a norma recomenda que os

medidores de fluxo devem ser medidor subsônico, incluindo placa de orifício, bocal e Venturi, ou medidor sônico, incluindo bocal sônico.

Para placa de orifício, a relação beta deve ser:  $0,2 < \beta < 0,7$ . Ainda em relação a medição de vazão, a norma determina que o fluxo durante as medições de capacidade deve ocorrer em regime permanente e o dispositivo diferencial de pressão não deve apresentar pulsação (dupla amplitude) maior que 2% do diferencial de pressão a ser medido.

Qualquer pulsação maior no fluxo deve ser corrigida em sua fonte; tentativas para reduzir as pulsações por instrumentos não são permitidas.

Ainda nessa seção, determina-se que a temperatura limite para o ar e outros gases durante os testes na entrada do dispositivo deve estar entre 0°F (-17,8°C) e 200°F (93,3°C).

Quanto à instalação da válvula, é recomendada que seja diretamente no vaso e caso necessite de adaptadores deve-se utilizar os da Figura 5.

A norma ainda cita que o diâmetro e o volume do vaso de teste devem ser grandes o suficiente para obter uma medição precisa da pressão estática e determinação das características operacionais da válvula a ser testada, porém não informa qual é esse volume. Em relação à duração do teste apenas informa que deve ser o necessário para obter os dados de desempenho e capacidade necessários em condições estáveis.

Para finalizar, sobre os instrumentos e aparatos, é recomendado um arranjo de teste, conforme a Figura 10. Observa-se que, no arranjo recomendado não é mencionada a alimentação do sistema nem tpo de compressor, bem como deve ser essa fonte de fluido.

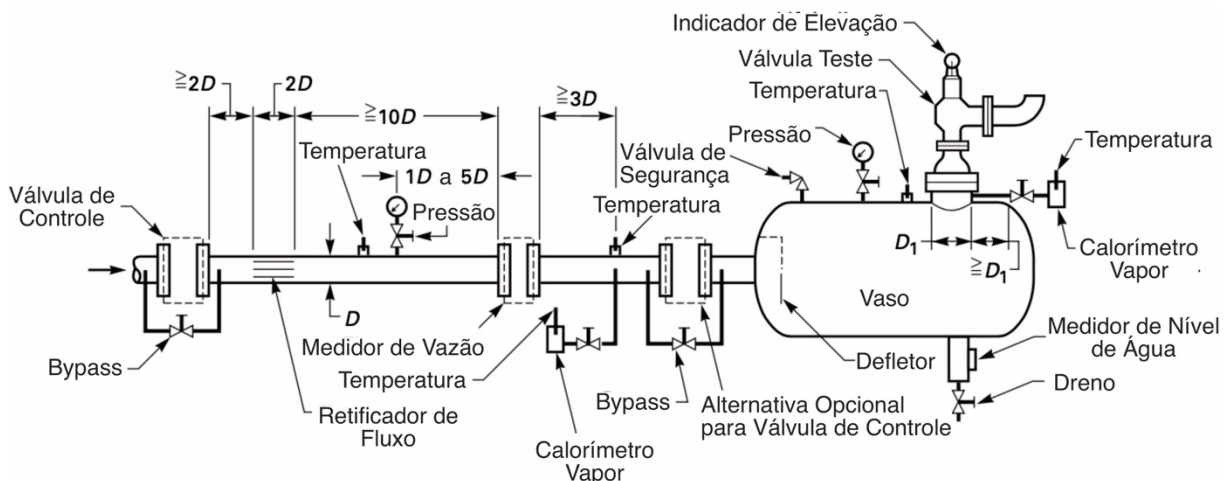


Figura 10. Arranjo de teste de capacidade de vazão recomendado pela ASME PTC 25. [10]

O que mais se aproxima de uma metodologia de teste é o disposto no parágrafo 4.4.4 que determina que a pressão na entrada da válvula deve ser aumentada até 90% da pressão de ajuste, após isso deve-se aumentar a pressão a uma taxa menor que 2psi/s (0,138bar/s), o menor possível para melhor leitura da pressão. A pressão deve ser aumentada a no mínimo aquela taxa até que a válvula permaneça aberta na sobrepessão até que os instrumentos de vazão indiquem uma condição de estado

estacionário, não é mencionada nessa seção qual o que é o estado estacionário para pressão.

Então a pressão deve ser reduzida de forma gradual até o fechamento da válvula. Todo o comportamento dinâmico da válvula deve ser observado e a pressão de abertura e reassentamento registrada.

O procedimento de abertura e fechamento deve ocorrer até que as pressões de ambos estejam estabelecidas e estabilizadas. Para esses valores a norma considera estáveis quando os valores medidos não apresentam tendência ascendente ou descendente consistente e todos estão dentro de  $\pm 1\%$  ou  $\pm 0,5\text{psi}$ , o que for maior, do valor médio.

Para finalizar essa norma determina que sejam registrados os valores da pressão de entrada do dispositivo, da temperatura de entrada do dispositivo, da elevação do disco do dispositivo, da pressão estática de entrada do medidor de vazão, da temperatura de entrada do medidor de vazão e do diferencial de pressão do medidor de vazão.

**ISO 4126-1:** é uma norma muito utilizada na Europa e demais países signatários da ISO e que apresenta uma visão geral de dispositivos de alívio passando por válvulas de segurança e/ou alívio.

Define fenômenos, elementos estruturais e operacionais relacionado a esses dispositivos.

Comenta sobre os principais tipos de teste já mencionados e também apresenta uma seção relacionada a determinação do coeficiente de descarga.

Em concordância com o texto da ASME, a ISO apresenta critérios parecidos. Como uma precisão de  $\pm 2\%$  nas medições reais da capacidade de fluxo e que todos os resultados finais de vazão devem estar dentro de  $\pm 5\%$  da média aritmética.

Outra concordância é a amostra de válvulas testadas (amostras), sendo que, para um determinado projeto de válvula, devem ser realizados testes em três pressões diferentes, para cada um de três diâmetros de entrada. Uma diferença nos textos surge quando a faixa de diâmetros não contem mais do que seis diâmetros, então o número de diâmetros testados pode ser reduzido para dois.

Assim como na ASME, caso um tamanho apenas em várias classificações de pressão for testado, os testes devem ser realizados em quatro diferentes pressões de ajuste que devem abranger a faixa de pressões para a qual as válvulas serão usadas, ou conforme determinado pelos limites da instalação de teste.

Porém, mesmo nesse caso é calculado o coeficiente de descarga e não a inclinação como na ASME UG-131 [5]. O coeficiente de descarga médio também deve ser multiplicado por 0,9.

A fórmula para vazão teórica para fluido e as unidades em estado crítico apresentam mudança, contudo os valores obtidos são os mesmos que na ASME, como na Eq. 4. A dedução dessa equação é mostrada no capítulo 3.

$$q_m = P_{al} C_1 \sqrt{\frac{M}{Z T}} \quad (4)$$

Sendo:

$$C_1 = 3,948 \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (5)$$

Onde:

- $q_m$  - vazão mássica teórica por unidade de área [kg/(h.mm<sup>2</sup>)];
- $P_{al}$  - pressão absoluta de alívio (1,10 x pressão de ajuste + pressão atmosférica ou pressão de ajuste + (3psi ou 20kPa) + pressão atmosférica, o que for maior) [bar abs].
- $A^*$  - área da garganta ou área crítica [mm<sup>2</sup>];
- $Z$  - fator de compressibilidade;
- $M$  - massa molar [kg/kmol];
- $T$  - temperatura absoluta local do gás na entrada [K].

Observa-se que a ISO 4126-1 [13] não apresenta uma metodologia para o teste de capacidade de vazão, apenas cita parâmetros de execução do teste.

**NR-13** – trata-se de uma norma válida apenas em território nacional e que não apresenta em seu texto um aprofundamento sobre válvulas ou dispositivos de alívio.

É mencionada a obrigação da instalação de válvulas em caldeiras e vasos de pressão, porém o seu conteúdo é voltado para manutenção e inspeção. Não apresenta fórmulas para dimensionamento e nem procedimentos de teste.

Ao final deste resumo das principais normas disponíveis sobre válvulas e, principalmente, testes de capacidade de vazão em válvulas de segurança, pode-se observar que nenhuma norma apresenta, por completo, toda a metodologia para realização do mesmo.

Algumas informações extras não foram comentadas, como: modo de alimentação do sistema, modo de controle do sistema e definição de regime permanente de pressão para medição da vazão.

## 2.6 MODELAGEM MATEMÁTICA

Outro ponto de estudo tratado nesse trabalho é sobre a modelagem matemática envolvendo a dinâmica da válvula, para estimativa de fenômenos operacionais, elevação do disco e vazão de descarga, considerando a mecânica dos fluidos envolvida e seus efeitos sobre a operação de válvulas.

Na literatura, observam-se diferentes categorias de objetivos dos trabalhos publicados, sendo que grande parte dos estudos por modelos matemáticos estão envolvidos em atenuação e possíveis causas de instabilidade operacionais, como flutuação, batimento e ciclagem.

Outra área também explorada é a comparação de modelos matemáticos que descrevem o comportamento das válvulas. Alguns poucos comparam os resultados



teóricos com os experimentais, esses últimos ainda mais escassos, considerando a necessidade de uma estrutura robusta e instrumentos dispendiosos.

Um dos primeiros trabalhos envolvendo modelagem matemática de válvulas, considerando a dinâmica e a mecânica dos fluidos, foi o de Ray [18] em 1978 desenvolvido a partir da 2ª lei de Newton e considerando o disco um sistema massa-mola, aplicando conservação da quantidade de movimento no volume de controle do bocal até o disco e conservação de massa. Foi obtida uma equação do movimento na qual pode-se inferir alguns fenômenos como a abertura proporcional da válvula, visto que o fluido modelado é incompressível e que, se as ondas de pressão estiverem próximas à frequência natural do sistema, ocorrerá batimento.

Posteriormente, Avtar [19] publicou um trabalho considerando escoamento unidimensional, utilizando ar comprimido e considerando compressibilidade ao modelo de Ray [18], gerando uma distribuição da pressão na sede e no disco, devido ao efeito da câmara antes do efeito “pop”, além do efeito da contrapressão atuando sobre a área do disco, junto com a força da mola. Considerou também o anel superior, proporcionando uma deflexão no fluido com um determinado ângulo. Porém, Avtar [19] impôs um comportamento artificial da pressão, como linearmente crescente antes da abertura da válvula e decrescente após a abertura. Portanto o comportamento da pressão não é devido a vazão de descarga da válvula. O autor simulou o movimento do disco, avaliando as consequências de diferentes mudanças nos componentes da válvula ou do processo, como: aumento da constante elástica da mola, efeito da contrapressão, mudança do ângulo de deflexão com o ajuste do anel superior, variação da massa dos componentes móveis e efeito do coeficiente de amortecimento. Conclui que é possível obter um comportamento mais estável da válvula ajustando parâmetros como os anéis, que modificam o ângulo de deflexão, assim como a constante elástica a mola.

MacLeod [20], em 1985, elaborou um modelo matemático para análise da estabilidade da válvula, a fim de determinar as principais causas do batimento (*chattering*). Seu modelo parte, assim como os citados, da 2ª lei de Newton, porém acrescenta a está o balanço de massa, as equações de estados termodinâmicos e a equação de vazão mássica de bloqueio de um fluido compressível através de um bocal. Com isso desenvolveu um estudo de diversas derivadas que envolvem o sistema de equações diferenciais na qual são determinados parâmetros mínimos para que a válvula seja estável, alguns desses parâmetros estão relacionados ao projeto da válvula e seus componentes.

Ortega et al [21], em 2008, elaboraram um modelo simplificado, próximo ao que será abordado no presente trabalho, em que modela as forças atuantes no volume de controle, no processo de abertura da válvula, com base no bocal (que é considerado reto naquele trabalho). O modelo parte da 2ª Lei de Newton, complementado com a conservação da quantidade de movimento linear e da massa do fluido no volume de controle. A partir de então, é obtida uma equação diferencial, resolvida pelo método Runge-Kutta de 4ª ordem considerando as condições de contorno, como posição e velocidade inicial do disco igual a zero e velocidade do disco quando esse atingir a máxima abertura também zero.

Um estudo mais atual, incluindo uma comparação entre modelo matemático e experimento foi elaborado por Höss et al [14], em 2014. Nesse trabalho foi desenvolvido um modelo matemático que estima o escoamento de gás compressível e bloqueado, passando por deflexão no escoamento e variação da pressão no

reservatório. Porém, não como a hipótese imposta por Avtar [19], mas estimada por equações de estado termodinâmico para escoamento compressível de todo o processo.

O objetivo de Höss et al [14] não é só comparar o modelo teórico com leituras experimentais, mas principalmente estimar o comportamento da válvula para diferentes perdas de carga no tubo que conecta o reservatório com a válvula. Para isso, foi considerada e medida a vazão e a posição do disco para diferentes comprimentos de tubulação, a fim de testar o efeito da perda de carga. O aparato experimental utilizado no trabalho é muito próximo ao que foi utilizado no presente estudo, com a diferença que não houve variação na tubulação e que se utilizou placa de orifício para medição de vazão, em comparação ao bocal sônico utilizado em Höss et al [14]. Naquele trabalho, conclui-se que o critério, adotado pela API 520 [16], da tubulação que conecta tanque e válvula apresentar no máximo 3% de perda de carga para evitar instabilidade não é válido, visto que a válvula, tanto no modelo quanto no teste, apresentou instabilidade, mesmo estando abaixo desse limite.

Mais recentemente, trabalhos com válvulas de segurança foram realizados utilizando simulações computacionais dos escoamentos (*Computational Fluid Dynamics – CFD*), como Song et al [22], que compararam o modelo com leituras experimentais, de forma a determinar a diferença de elevação do disco e de vazão para diferentes ajustes do anel do bocal e para diferentes volumes de reservatórios.

Outro estudo que utilizou do CFD foi o do Scuro et al [23] de 2018. Nesse trabalho, por meio de simulação numérica, foram estimadas diversas propriedades (pressão, velocidade e número de Mach) do escoamento ao longo de regiões de interesse, como no bocal e na câmara de pressão gerada pela sede do bocal, pelo disco e suporte do disco.

Por este trabalho não trata de uma análise em CFD não cabe aqui um aprofundamento nessas metodologias.

### 3 ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL APLICADO

Considerando a operação de válvulas de segurança aplicadas a vasos pressurizados por ar atmosférico comprimido e à temperatura ambiente, deve-se admitir que o escoamento nessas válvulas ocorre entre a pressão interna ao vaso e a atmosfera externa.

Nessas condições, o ar atmosférico pode ser tratado como gás perfeito, escoando por um estrangulamento representado pela válvula que, associado à diferença de pressões interna/externa típicas, levam a um comportamento de escoamento compressível. Para tanto, nesse trabalho, a hipótese de escoamento compressível será sempre verificada através da estimativa do número de Mach ( $M$ ), associado a cada caso analisado e a condição de bloqueio sônico será associada à respectiva pressão crítica isoentrópica.

Não é escopo deste texto desenvolver o equacionamento relativo a escoamentos compressíveis isoentrópicos, mas nesse capítulo serão explicitadas as equações utilizadas para as análises, de forma a padronizar as variáveis e termos, bem como proporcionar a comparação dos comportamentos observados experimentalmente com uma estimativa, associada a escoamentos isoentrópicos reversíveis.

Na Figura 11 apresenta-se um croqui básico constando dos principais elementos mecânicos e parâmetros termodinâmicos envolvidos no escoamento gerado pela abertura de válvula de segurança em escoamento compressível.

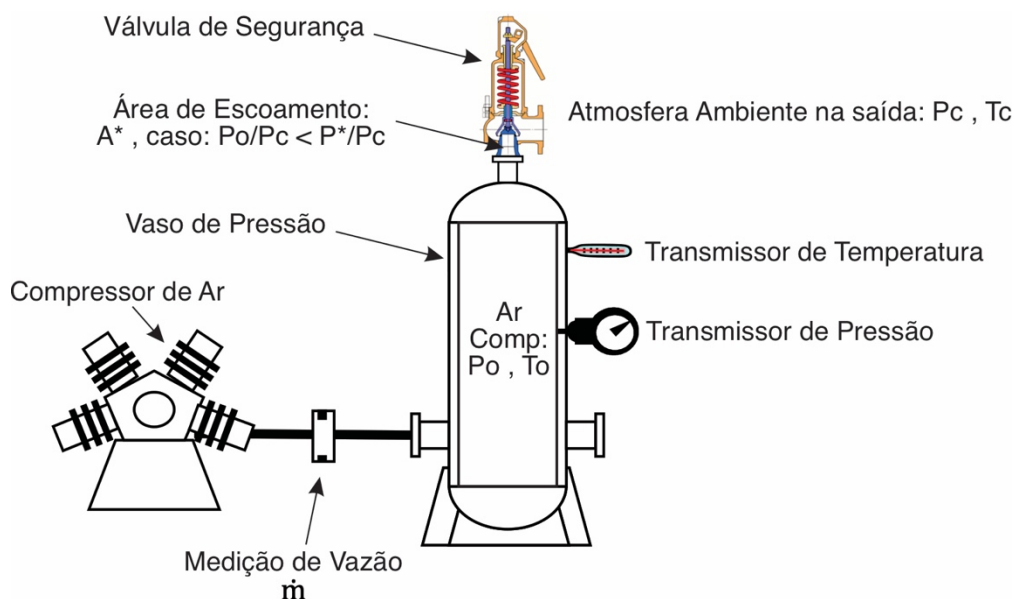


Figura 11: Croqui básico dos principais elementos mecânicos e propriedades termodinâmicas medidas, envolvidos no escoamento através de válvula de segurança.

Onde:

$P_o$  - Pressão de estagnação no interior do vaso de pressão

$T_o$  - Temperatura de estagnação no interior do vaso de pressão

$P_c$  - Pressão de contrapressão na saída da válvula de segurança ( $P_{\text{atmosférica}}$ )

$T_c$  - Temperatura de contrapressão na saída da válvula de segurança ( $T_{\text{ambiente}}$ )

m - Vazão mássica de ar comprimido de alimentação do vaso.

Para as estimativas do escoamento isoentrópico pela válvula de segurança, foram consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Escoamento em regime permanente;
- Escoamento unidirecional através da válvula;
- A pressão de estagnação, no interior do vaso de pressão, é obtida pelas leituras do sensor de pressão manométrica do vaso
- A temperatura de estagnação, no interior do vaso de pressão, é obtida pelas leituras do sensor de temperatura do vaso
- O vaso de pressão é considerado isocórico
- O escoamento é considerado adiabático reversível
- O fluido é considerado gás perfeito
- A variação de energia potencial é desprezada
- Não há realização de trabalho de eixo
- Considerando as razões de pressão que impulsionam o escoamento, a velocidade do fluido pode atingir patamares de escoamento compressível, isto é, onde a parcela de energia cinética do escoamento se torna relevante em comparação com a energia interna e efeitos de compressibilidade se tornam presentes.

Então, de acordo com a 1ª. Lei da Termodinâmica, ao aumentar significativamente a velocidade do escoamento a partir da região de estagnação, aqui representado pelo vaso de pressão, ocorre uma transformação da energia interna do fluido em energia cinética, levando então a uma redução da temperatura, proporcionalmente à velocidade alcançada, na forma da Eq. 6.

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 = h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 = \text{cte} \quad (6)$$

Considerando as hipóteses listadas, essa relação é deduzida em livros de mecânica dos fluidos [24][25] e fica na forma da Eq. 7.

$$h + \frac{v^2}{2} = h_o = \text{cte} \quad (7)$$

Em se tratando de gás perfeito, então:  $h = T \cdot C_p$  e  $C_p = \text{cte}$  e a Eq. 7 toma a forma da Eq. 8:

$$T_o = T + \frac{1}{2C_p} v^2 \quad (8)$$

Para gás perfeito,  $C_p$ ,  $k$  e  $R$  se relacionam na forma da Eq. 9.

$$C_p = \left( \frac{kR}{k-1} \right) \quad (9)$$

Substituindo a Eq. 9 na Eq. 8:

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{(k-1)}{2} Ma^2 \quad (10)$$

Onde:

- h - Entalpia local do gás perfeito ( $h=cp.T$ ) [kJ/kg]
- $h_o$  - Entalpia de estagnação do gás [kJ/kg]
- T - Temperatura local do gás [K]
- $T_o$  - Temperatura de estagnação do gás [K]
- v - Velocidade local do gás [m/s]
- $C_p$  - Calor específico à pressão constante [kJ/kg.K]
- k - Coeficiente isoentrópico do gás ( $k = cp/cv$ )
- R - Constante de gás perfeito [kJ/kg.K]
- Ma - Número de Mach do escoamento ( $Ma = v/a$ ) [adim.]
- a - Velocidade do som local do gás ( $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ )

Outras propriedades locais do escoamento compressível isoentrópico podem ser deduzidas, utilizando relações de gás perfeito e em função do número de Mach, como constam nas Eqs. [11] e [12]

$$\frac{P_o}{P} = \left[ 1 + \frac{(k-1)}{2} Ma^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (11)$$

$$\frac{\rho_o}{\rho} = \left[ 1 + \frac{(k-1)}{2} Ma^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (12)$$

Considerando  $k = 1,4$  para o ar atmosférico e número de Mach variável, os comportamentos das Eqs. [10], [11] e [12] ficam como mostrado na Figura 12.

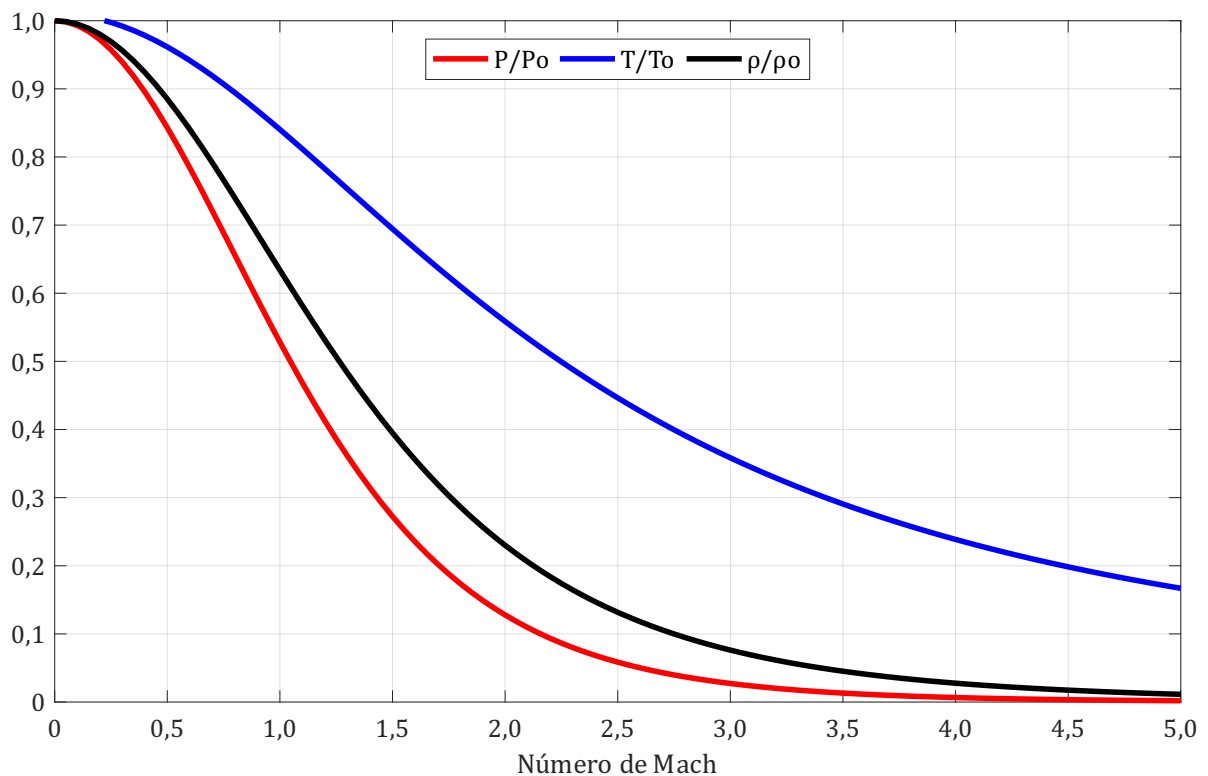


Figura 12. Razão de propriedades termodinâmicas em relação ao número de Mach para k=1,4.

Ou seja, por observação da Figura 12, a partir da estagnação, o aumento da velocidade do escoamento através da válvula (aumento esse representado pelo aumento do número de Mach), leva à redução da pressão e temperatura locais, em relação à pressão e temperatura de estagnação, conforme previsto pela 1ª Lei da Termodinâmica, Eq. 6.

Outro aspecto fundamental da teoria de escoamentos compressíveis, é a possibilidade do bloqueio (*choking*) da vazão mássica máxima do escoamento, em função de parâmetros geométricos e da área mínima de escoamento [24][25]. Pela teoria de escoamento compressível isoentrópico, a área mínima representa a área crítica do escoamento, onde um escoamento subsônico, ou seja,  $Ma < 1$ , se torna um escoamento sônico ( $Ma = 1$ ) por estrangulamento em garganta.

A razão de áreas para se atingir um escoamento compressível isoentrópico a partir de um escoamento subsônico é dada pela relação [13].

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[ \frac{1 + 0,5(k-1)Ma^2}{0,5(k+1)} \right]^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}} \quad (13)$$

Onde:

A - Área local do escoamento [m<sup>2</sup>]

A\* - Área da garganta ou área crítica [m<sup>2</sup>]

Porém, a razão de áreas também é uma razão do fluxo, de acordo com Eq. 14.

$$\frac{A}{A^*} = \frac{\rho^* v^*}{\rho v} \quad (14)$$

Onde:

$\rho$  - Massa específica local do gás [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho^*$  - Massa específica crítica do gás (na condição sônica) [kg/m<sup>3</sup>]

Ou seja, se a área é uma função que passa por um ponto de mínimo quando o escoamento atinge  $Ma = 1$ , então o fluxo de massa passa por um ponto de máximo nessa mesma condição.

Esse comportamento está representado na Figura 13, da razão de áreas (ou razão de fluxos de massa) em função do número de Mach.

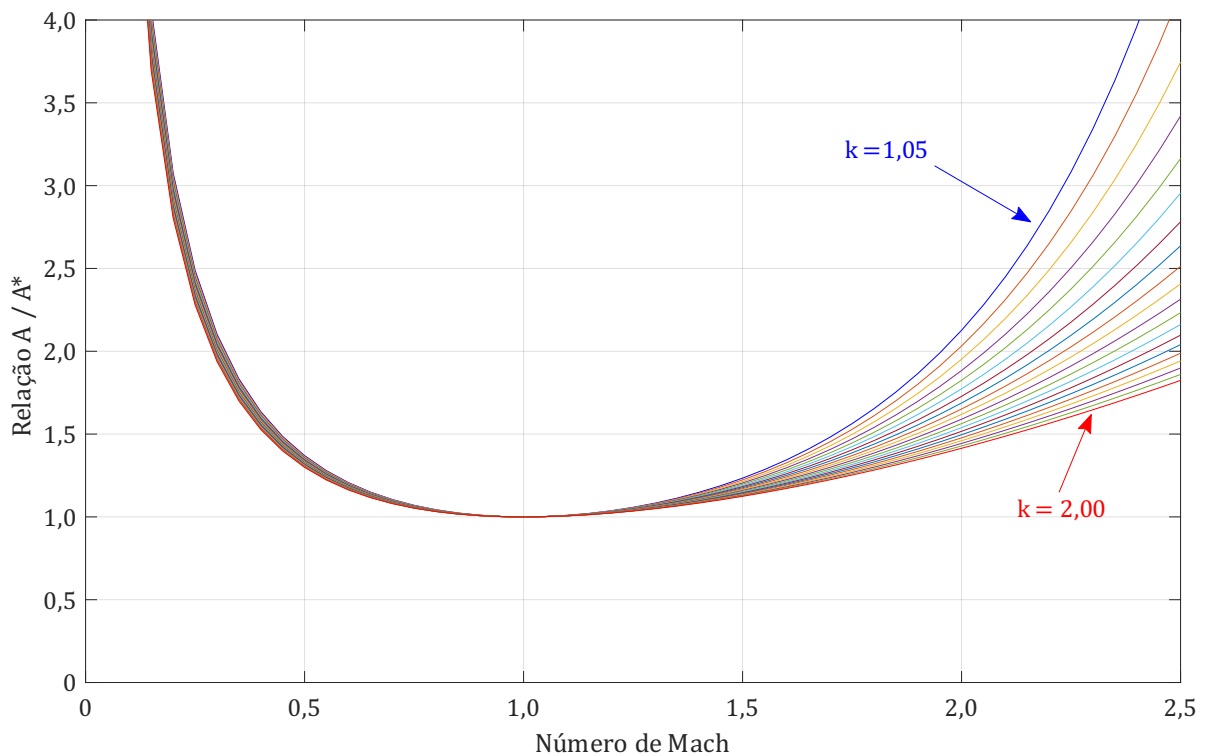


Figura 13. Razão de áreas em função de Ma para escoamentos isentrópicos com diferentes valores de k.

A Eq. 14 pode ser reescrita para essa condição específica na forma da Eq. 15 considerando que:

- i) Todas as propriedades podem ser reescritas em função de Ma e das propriedades na condição de estagnação.
- ii) A vazão mássica máxima é obtida na garganta ( $A^*$ ), devido ao efeito do bloqueio

$$\dot{m}_{MAX} = k^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{2} \left( \frac{k+1}{k-1} \right)} A^* \frac{P_o}{\sqrt{RT_o}} \quad (15)$$

Seguindo o mesmo raciocínio, isto é, considerando  $Ma = 1$  nas Eqs [10] a [12], obtêm-se as propriedades críticas na garganta quando se espera um comportamento sônico e bloqueado de um escoamento isoentrópico compressível, representadas nas Eqs. [16] a [18].

$$\frac{T^*}{T_o} = \frac{2}{k+1} \quad (16)$$

$$\frac{P^*}{P_o} = \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (17)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_o} = \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (18)$$

Considerando para o caso do ar, onde  $k = 1,4$ . Tem-se que:

$$\frac{T^*}{T_o} = 0,8333 \quad (19)$$

$$\frac{P^*}{P_o} = 0,5283 \quad (20)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_o} = 0,6339 \quad (21)$$

Uma possibilidade de avaliação da performance de um escoamento é promover a comparação das propriedades termodinâmicas desse escoamento com aquelas previstas para um escoamento isoentrópico, na forma do comportamento da relação entre a vazão mássica medida e a vazão de bloqueio para diferentes relações de contrapressão com pressão de estagnação. Portanto, relacionando as Eq. 11 e 15 e plotando obtém-se a Figura 14.



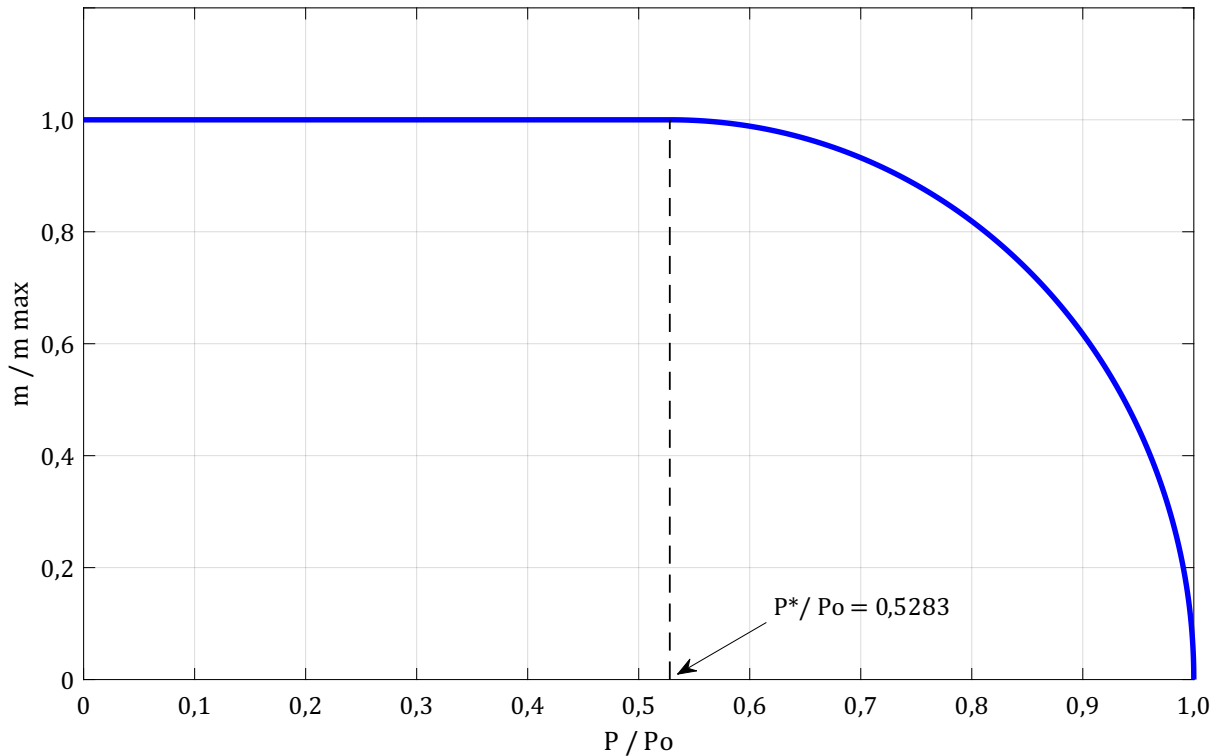


Figura 14. Relação de vazão mássica em função da relação da contrapressão e pressão de estagnação em escoamento isoentrópico.

Observa-se que quando a relação da contrapressão com a pressão de estagnação atinge o valor crítico, como visto na Eq. 20 a vazão é igual a vazão mássica máxima, ou seja, está bloqueada. Mesmo com a redução da contrapressão ou aumento da pressão de estagnação o valor de  $\dot{m}/\dot{m}_{MÁX}$  será 1.

No caso de escoamento de ar comprimido, para relações de pressão maiores que 0,5283 a vazão será menor que a vazão de bloqueio (máxima). Nesse caso, utiliza-se a Eq. 22, para escoamentos subsônico [25].

$$\dot{m} = A^* \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1}\right) \left(\frac{P}{P_0}\right)^{2/k} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k-1)/k}\right]} \quad (22)$$

A ISO 4126-1 [13] em seu parágrafo 8.3.2 apresenta as seguintes fórmulas para vazão em válvulas de segurança:

$$q_m = P_0 C_2 \sqrt{\frac{M}{Z T_0}} \quad (23)$$

Onde:

$$C_2 = 3,948 k^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{2}\right)\left(\frac{k+1}{k-1}\right)} \quad (24)$$

Como  $q_m$  é dado em  $\text{kg/h.mm}^2$  o termo relacionado a área não aparece na Eq. 23, portanto, ao final do cálculo deve-se multiplicar a menor área (garganta) em  $\text{mm}^2$  pelo valor encontrado. Além disso, outros termos se diferenciam da Eq. 15 aqui desenvolvida. O primeiro é o valor 3,948 na Eq. 24, tal valor é obtido pela mudança nas unidades de tempo, de segundos para horas ( $1\text{h} = 3600$ ), da mudança da unidade da pressão, de Pa para bar ( $1\text{bar} = 10^5$ ) na grandeza vazão, e da resolução da raiz quadrada da constante universal dos gases  $\bar{R}$  ( $8,314 \text{ J/K.mol}$ ), conforme demonstra a Eq. 25.

$$3,948 = \frac{3600}{\sqrt{10^5} \sqrt{8,314}} \quad (25)$$

Como utilizou-se a constante universal dos gases surgiu o termo M da massa molar, pois  $\bar{R} = R/M$ .

Já na API 520-1 [11] a equação para cálculo de vazão fornecida no parágrafo 5.6.3 é:

$$W = C_3 C_d K_c K_b A^* P_o \sqrt{\frac{M}{T_o Z}} \quad (26)$$

Sendo:

$$C_3 = 0,03948 k^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)\left(\frac{k+1}{k-1}\right)} \quad (27)$$

Onde:

$K_c$  - Coeficiente de correção da vazão quando a mesma estiver instalada a montante de um disco de ruptura

$K_b$  - Coeficiente de contrapressão

$K_c$  e  $K_b$  são coeficientes utilizados de acordo com o funcionamento da válvula para esta norma.

Assim, a única diferença da ISO 4126-1 para a API 520-1, a não ser os coeficientes, é que na Eq. 26 a pressão é dada em kPa, já na Eq. 23 em bar. Como  $1\text{bar} = 100\text{kPa}$  o coeficiente na Eq. 27 é o mesmo da Eq. 25 dividido por 100.

#### 4 APRESENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Diversos fatores podem influenciar no processo de abertura de uma válvula de segurança como geometria, propriedades do fluido, características construtivas, etc. Alguns desses fatores são, inclusive, funções do tempo, como a pressão e a elevação do disco.

O modelo matemático dinâmico adotado neste trabalho considera as seguintes premissas:

- Escoamento simétrico e uniforme nas direções coordenadas
- Escoamento adiabático e compressível
- Relação linear entre força e deslocamento da mola (Lei de Hooke)
- Escoamento de gás perfeito
- Escoamento isentrópico

A geometria da válvula foi simplificada para um bocal, um disco e uma mola, conforme ilustra a Figura 15.

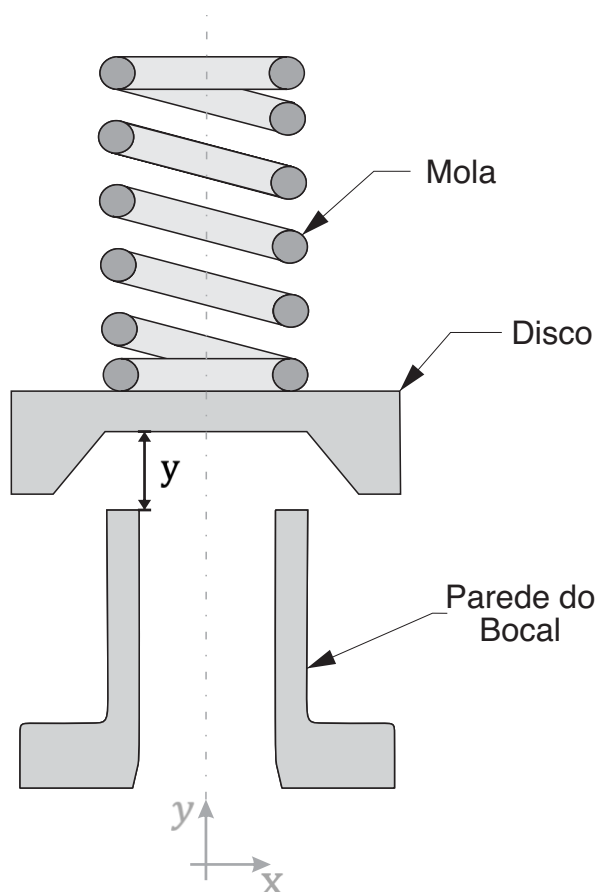


Figura 15. Sistema simplificado de uma válvula de segurança aberta.

A análise da dinâmica do processo de abertura do disco, através do modelo

matemático será inicialmente dividido em duas partes

- i) Dinâmica da elevação do disco, pela 2ª Lei de Newton e
- ii) Efeitos gerados pelo fluido, pela Equação de Momentum.

Após a elaboração matemática dessas etapas em separado, observar-se-á que haverá termos em comum que acoplam as equações, gerando assim uma equação que modela o processo de abertura.

Aplicando o diagrama de corpo livre e a segunda lei de Newton para o disco, observa-se, conforme a Figura 16, as seguintes forças atuantes:

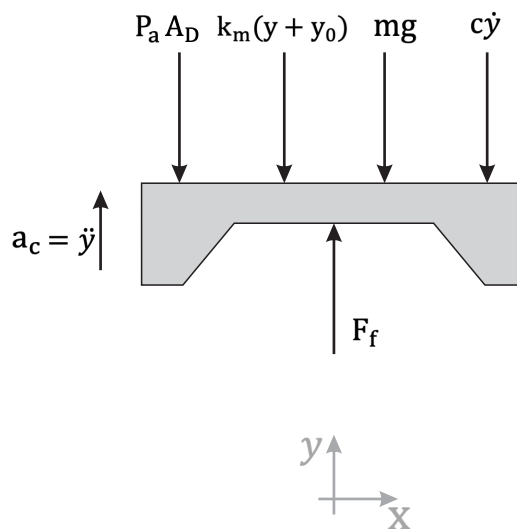


Figura 16. Diagrama do corpo livre do disco.

Onde:

- $y$  - Elevação do disco a partir da sede do bocal [m]
- $P_a$  - Pressão atmosférica [Pa]
- $A_D$  - Área da seção transversal do bocal [m<sup>2</sup>]
- $y_0$  - Deformação inicial da mola, responsável por regular a pressão de ajuste [m]
- $a_c = \ddot{y}$  - Aceleração do disco [m/s<sup>2</sup>]
- $k_m$  - Constante elástica da mola [N/m]
- $m$  - Massa dos componentes móveis da válvula (principalmente o disco, a mola e a haste) [kg]
- $g$  - Aceleração gravitacional [m/s<sup>2</sup>]
- $\dot{y}$  - Velocidade do disco [m/s]
- $c$  - Coeficiente de amortecimento [Ns/m]
- $F_f$  - Força exercida pelo fluido no disco [N]

A partir da segunda lei de Newton tem-se que:

$$\sum F = m \cdot a_c \quad (28)$$

$$F_f - P_a A_D - k_m(y + y_0) - mg - c \frac{dy}{dt} = m \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (29)$$

$$F_f - P_a A_D - k_m(y + y_0) - mg - c \dot{y} = m \ddot{y} \quad (30)$$

$F_f$  é a força que o fluido exerce no disco e será o termo em comum com as equações que envolvem o fluido.

Essa força é determinada a partir do volume de controle da parte interna do bocal até o disco, como demonstra a Figura 17.

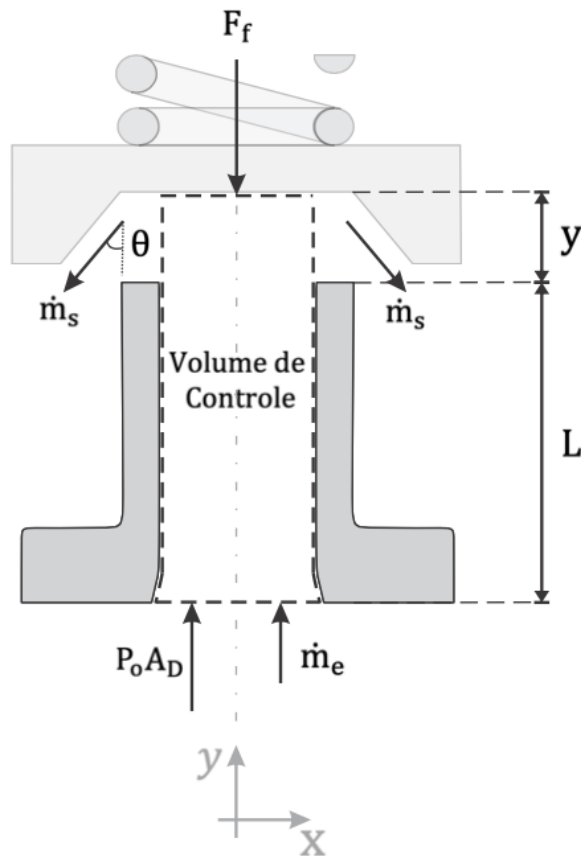


Figura 17. Volume de controle adotado para uma válvula de segurança aberta.

Da equação da quantidade de movimento tem-se que:

$$\sum F_y = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v \rho dV + \int_{SC} v \rho \vec{v} \cdot \vec{dA} \quad (31)$$

Portanto, para o volume de controle disposto na Figura 17 e considerando o escoamento instantâneo em regime permanente e uniforme:

$$P_o A_D - \rho g A_D (L + y) - F_f = -V_e \rho V_e A_D + V_s \rho V_s A_s \cos \theta \quad (32)$$

Onde:

L - Distância entre a sede do bocal e a entrada do vaso de pressão [m]

$V_e$  - Velocidade média do fluido na entrada do bocal [m/s]

$V_s$  - Velocidade média de saída do fluido [m/s]

$\theta$  - Ângulo de saída do fluxo com a vertical [°]

$A_s$  - Área local do escoamento na saída da válvula [m<sup>2</sup>]

Normalmente, o menor orifício do bocal é o mesmo que a área circular entre o disco e a sede do bocal (chamada de “área de cortina” ou área mínima de escoamento, tal como indicado na Figura 17), isso porque a capacidade de vazão é determinada pela área de escoamento do bocal e devido a isso não há vantagem em grandes elevações do disco, visto que uma mola com uma maior constante elástica quando instalada proporciona respostas mais rápidas e melhor vedação.

Considera-se também que ao longo de o eixo y não há variação da massa específica, visto que a queda de pressão e a variação de temperatura são desprezíveis.

Sendo vazão mássica  $\dot{m}$  :

$$\dot{m} = \rho VA \quad (33)$$

Substituindo a Eq. 33 na Eq. 32:

$$P_o A - \rho g A_D (L + y) - F_f = -\frac{\dot{m}_e^2}{\rho A_D} + \frac{\dot{m}_s^2}{\rho A_s} \cos \theta \quad (34)$$

Isolando  $F_f$  tem-se que:

$$F_f = P_o A_D - \rho g A_D (L + y) + \frac{\dot{m}_e^2}{\rho A_D} - \frac{\dot{m}_s^2}{\rho A_s} \cos \theta \quad (35)$$

Ao fazer o balanço de massa no volume de controle a conservação de massa encontra-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{v} \cdot \vec{dA} = 0 \quad (36)$$

$$\rho A_D \dot{y} - \rho V_e A_D + \rho V_s A_s = 0 \quad (37)$$

$$\rho A_D \dot{y} - \dot{m}_e + \dot{m}_s = 0 \quad (38)$$

$$\dot{m}_e = \rho A_D \dot{y} + \dot{m}_s \quad (39)$$

Substituindo a Eqs. 39 e 35 na Eq. 30:

$$P_o A_D - \rho g A_D (L + y) + \frac{(\rho A_D \dot{y} + \dot{m}_s)^2}{\rho A_D} - \frac{\dot{m}_s^2}{\rho A_s} \cos \theta - P_c A_D - k_m (y + y_0) - mg - c \dot{y} = m \ddot{y} \quad (40)$$

A medição da compressão inicial  $y_0$  não é algo simples pois a mola comprimida encontra-se dentro do corpo da válvula. Devido a isso, tal valor será determinado considerando que, quando a válvula estiver em eminente abertura sua elevação  $y$  será zero (consequentemente, velocidade e aceleração do disco também), não haverá escoamento e a pressão do vaso será igual a pressão de abertura  $P_a$ .

Portanto para  $y = \dot{y} = \ddot{y} = 0$ ,  $\dot{m}_s = \dot{m}_e = 0$  e  $P_o = P_a$  utilizando a Eq. 40:

$$P_a A_D - \rho g A_D L - P_c A_D - k_m y_0 - mg = 0 \quad (41)$$

$$y_0 = \frac{1}{k_m} [(P_a - P_c) A_D - \rho g A_D L - mg] \quad (42)$$

Substituindo a Eq. 42 em Eq. 41:

$$P_o A_D - \rho g A_D (L + y) + \frac{(\rho A_D \dot{y} + \dot{m}_s)^2}{\rho A_D} - \frac{\dot{m}_s^2}{\rho A_s} \cos \theta - P_c A_D - k_m y - (P_a - P_c) A_D + \rho g A_D L + mg - mg - c \dot{y} = m \ddot{y} \quad (43)$$

Simplificando e isolando a aceleração  $\ddot{y}$  :

$$\ddot{y} = \dot{y} \left( \frac{2\dot{m}_s - c}{m} \right) + \dot{y}^2 \left( \frac{\rho A_D}{m} \right) + y \left( \frac{-k_m - \rho g A_D}{m} \right) + (P_o - P_a) \frac{A_D}{m} + \frac{\dot{m}_s^2}{\rho m} \left( \frac{1}{A_D} - \frac{\cos \theta}{A_s} \right) \quad (44)$$

De acordo com os capítulos anteriores (Eq. 15) sabe-se que a vazão mássica escoada por uma válvula de segurança:

$$\dot{m}_s = k^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{(1)(k+1)}{2(k-1)}} C_D A^* \sqrt{\frac{M}{RT_0}} \quad (45)$$

Onde,

$$\sqrt{k} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = 0,6847, \quad \text{para ar atmosférico (k = 1,4)} \quad (46)$$

Sendo,  $k = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$  o coeficiente de expansão adiabática e  $C_D$  é o coeficiente de descarga medido para cada válvula.

Com a resolução da equação diferencial (Eq. 44), obtém-se um comportamento estimado do disco da válvula, determinando sua elevação máxima, estabilidade e vazão. A efetividade dessa estimativa é verificada comparando-se leituras experimentais da elevação do disco, no capítulo de resultados (Capítulo 7).



## 5 APARATO EXPERIMENTAL

Os testes foram realizados nas instalações do Laboratório de Escoamentos do Núcleo de Estudos em Escoamento e Medição de Óleo e Gás (NEMOG) da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES).

### 5.1 PLANTA E INSTRUMENTAÇÃO

Os experimentos do presente trabalho foram executados em um dos circuitos de escoamento do NEMOG, que apresenta configuração propícia para testes em válvulas de segurança por conter:

- i) Vaso de pressão de volume suficientemente grande, conforme recomendação da *National Board* [26], para manter a estabilidade das leituras de pressão e temperatura durante a operação de válvulas;
- ii) Sistema de alimentação de ar comprimido, a partir de um compressor tipo parafuso;
- iii) Medição e controle de vazão, à montante do vaso;
- iv) Sistema supervisório dedicado, desenvolvido para aquisição de dados e controle da planta;
- v) Relógio comparador com comunicação de dados, para medição da elevação da válvula e determinação de sua abertura e fechamento.

A Figura 18 demonstra um diagrama P&ID (piping and instrumentation diagram) da planta utilizada.

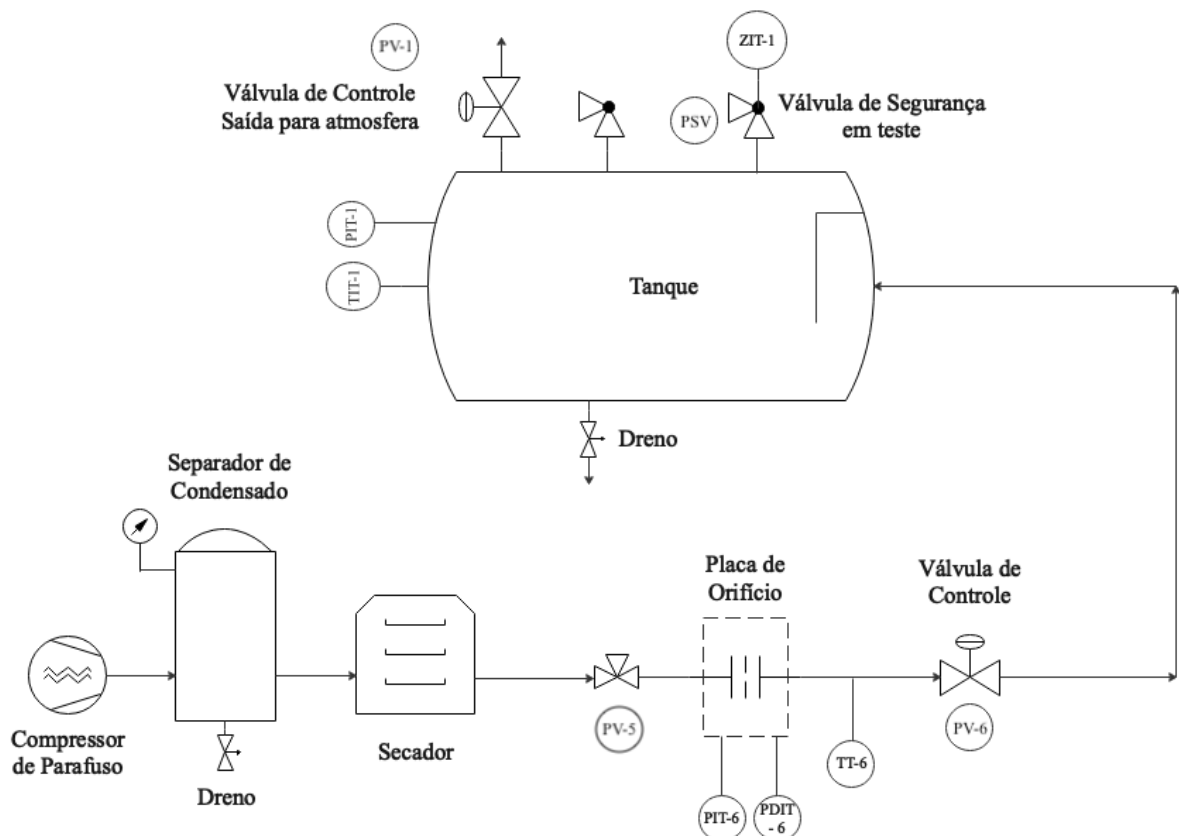


Figura 18. Planta de teste do NEMOG.

A planta da Figura 18 conta com os seguintes componentes:

- Compressor de parafuso Kaeser ASD 40 – 30kW (Pressão Mínima: 5,3bar - Pressão Máxima: 8,6bar, Vazão Máxima<sup>1</sup>: 325,8Nm<sup>3</sup>/h)
- Separador de condensado (Volume: 2m<sup>3</sup>, PMTA: 11,77bar)
- Secador Kaeser KDR 275 (Pressão de projeto: 16barg)
- Placa de orifício ( $D_p = 50,10\text{mm}$ ,  $d_p = 25,01\text{mm}$ ,  $\beta = 0,4993$ ,  $\Delta P_{MÁX} = 6350\text{mmca}$ )
- PIT-6 – Transmissor e Indicador de Pressão Rousemount (0-15bar  $\pm 0,11\%$ )
- PIT-1 – Transmissor e Indicador de Pressão Rousemount (0-15bar  $\pm 0,10\%$ )
- PDIT-6 – Manômetro Digital Diferencial Rousemount (0-6350mmca  $\pm 0,31\%$ )
- TT-6 – Termorresistência Rousemount (PT-100 3 fios) (0-100°C  $\pm 0,01^\circ\text{C}$ )
- TT-1 – Termorresistência Rousemount (PT-100 3 fios) (0-100°C  $\pm 0,02^\circ\text{C}$ )
- ZIT-1 – Relógio comparador Mitutoyo 543-474B (Máximo: 25,4mm, Resolução: 0,01mm, Exatidão:  $\pm 0,02\text{mm}$ )
- PV-6 – Válvula de controle – Atuador Fisher de diafragma de ação inversa opostos por mola.
- Vaso separador – Volume: 13,75m<sup>3</sup>, PMTA: 11,77bar, Classe de Pressão #150 (10bar) nominal, Temperatura de Projeto: 80°C, Classe do fluido C. Figura 19 e 20

Todos os aparelhos de medição foram testados e calibrados por empresa habilitada e seus respectivos certificados com suas incertezas estão presentes no laboratório.



Figura 19. Imagem do vaso com escada para acesso a plataforma superior.

---

<sup>1</sup> Informada pela fabricante, com pressão de admissão de 1 bar(a), temperatura do ar de admissão e de resfriamento de 20°C.

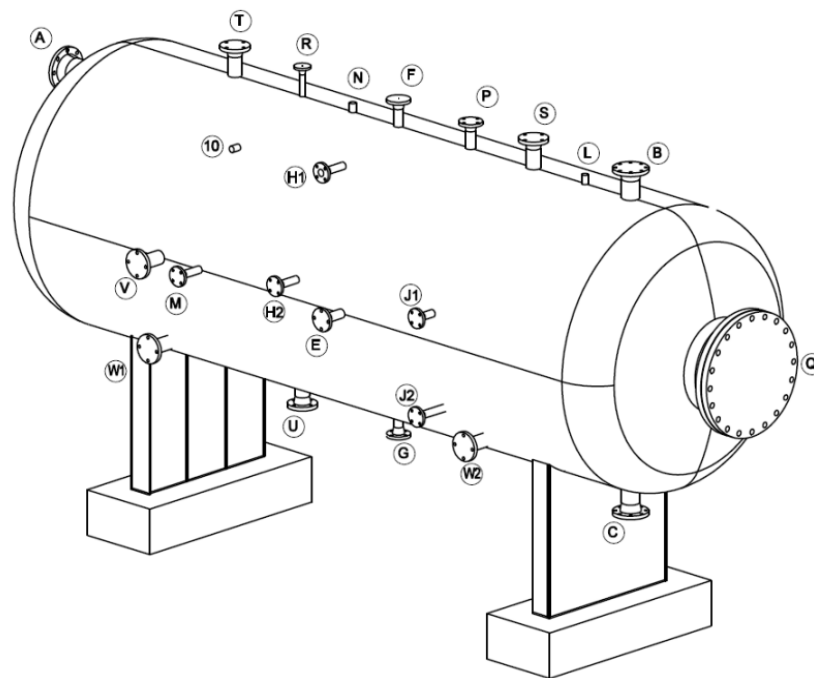


Figura 20. Vista isométrica do vaso separador, sem escala.

No plano superior (Figura 21), o vaso separador apresenta duas conexões para instalação de válvulas, uma rosqueada de 3/4" (N na Figura 20) e outra flangeada de 1" (R na Figura 20), sendo possível adaptação das válvulas de diâmetros menores que os citados. Por norma, a conexão não pode apresentar diâmetro menor que o menor diâmetro da válvula, assim como entre o vaso separador e a válvula não pode haver contração e posterior expansão do diâmetro do escoamento.

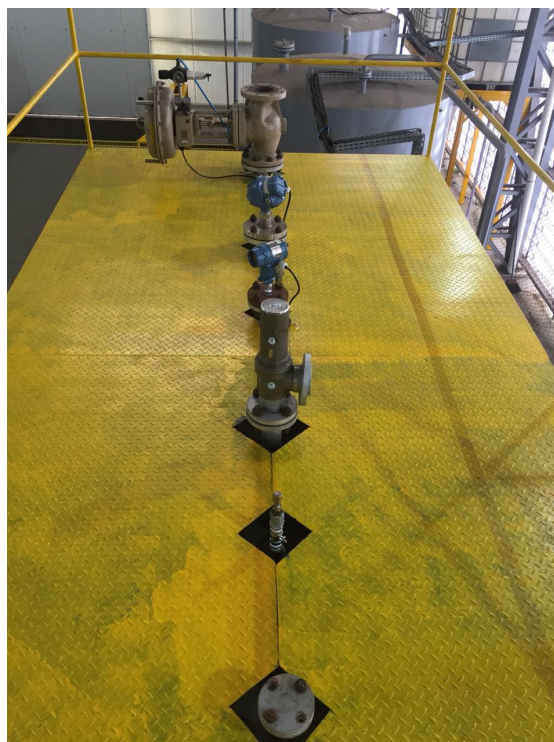


Figura 21. Imagem das conexões vistas do patamar superior do vaso separador do NEMOG.

O volume do vaso é de extrema importância para garantir que as medições sejam corretas e que o ar comprimido em seu interior esteja em estado de estagnação, ou com velocidade próxima de zero. Corroborando isso, a *National Board* [26] que é o conselho norte-americano responsável por um laboratório certificado ASME determina um arranjo (Figura 22) e um gráfico de volume mínimo do vaso (Figura 23).

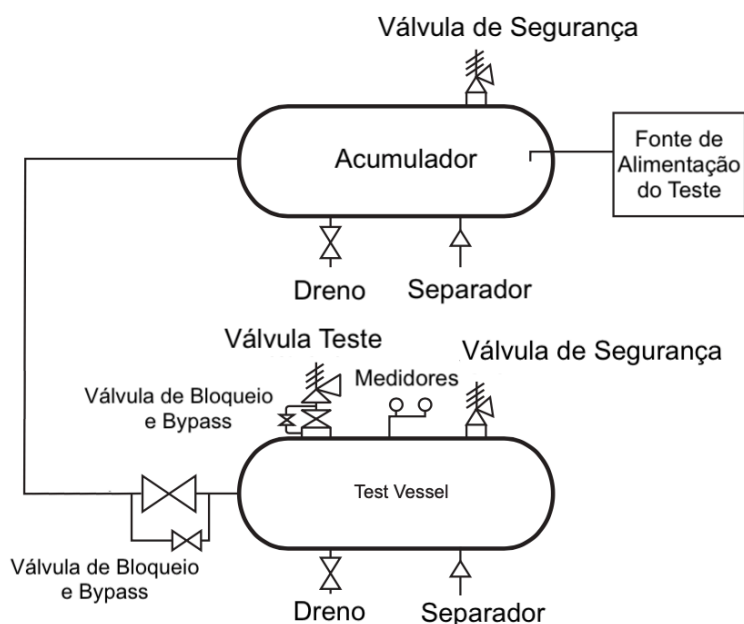


Figura 22. Esquema de equipamentos de teste com acumulador [26].

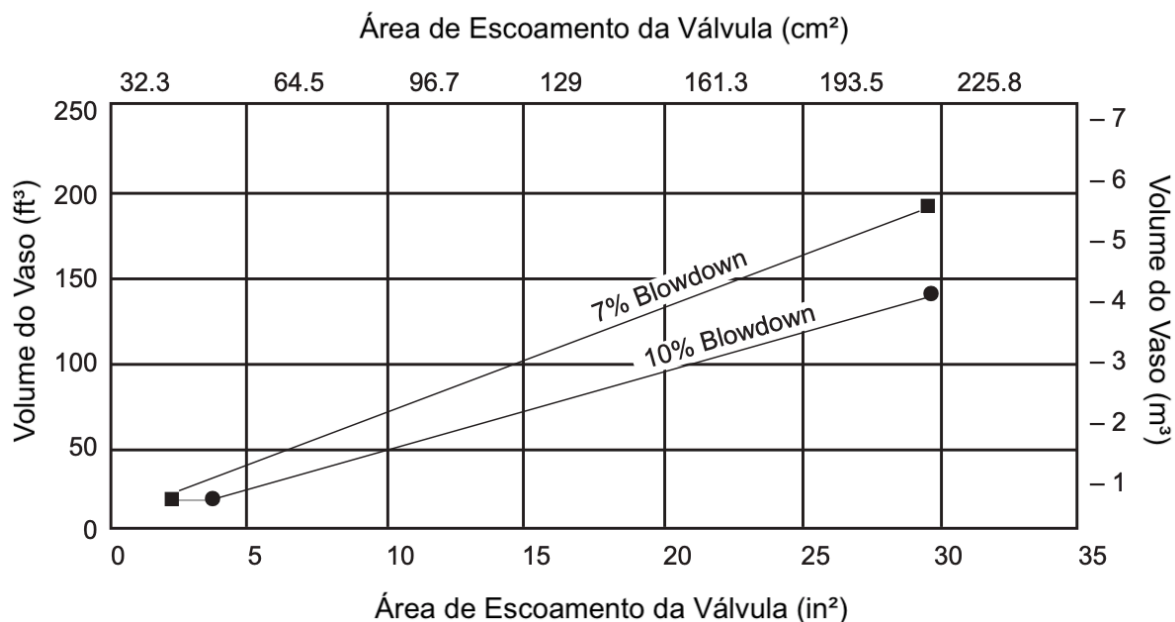


Figura 23. Tamanho do vaso de teste recomendado, meio de teste: ar ou gás [26].

Como o vaso utilizado para teste apresenta volume de 13,75m<sup>3</sup>, segundo a Figura 23, pode-se utilizar válvulas de qualquer orifício de passagem. Portanto, a capacidade de teste fica limitada pela capacidade de vazão do compressor que alimenta o vaso. A

maior área do orifício de passagem das válvulas utilizadas no presente estudo é  $1,27\text{cm}^2$ .

A planta utilizada para teste é similar à recomendada pela ASME PTC 25 [10], de acordo com a seção 4, e NBCI (*The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors*) Parte 4 [26] como demonstram a Figuras 10 e 22.

## 5.2 SISTEMA SUPERVISÓRIO

O controle dos atuadores e a aquisição de dados é realizado pelo software *LabView* 2016 com frequência de  $6,67\text{Hz}$ , ou seja, uma aquisição a cada  $0,15\text{s}$ .

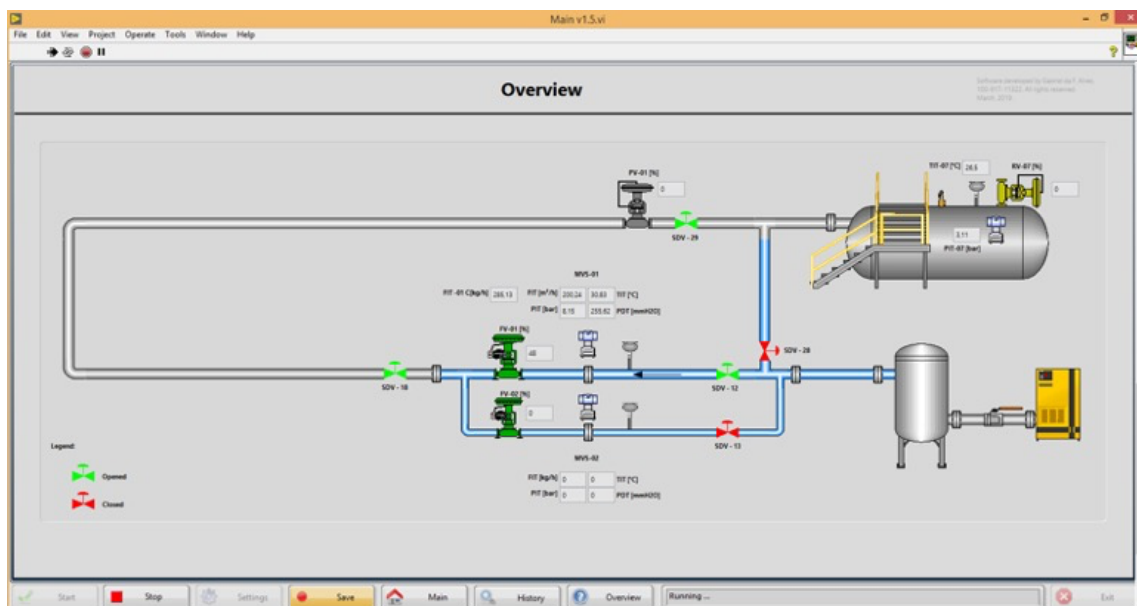


Figura 24. Visão geral da planta no sistema supervisório de controle.

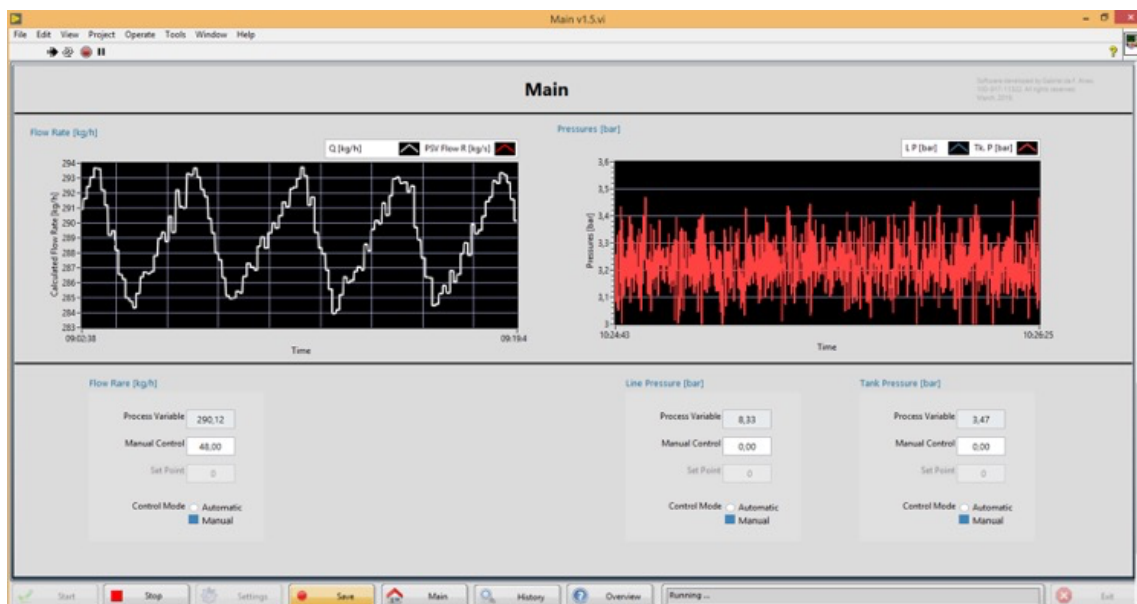


Figura 25. Tela principal do supervisório, com medições e controles.

O supervisor da planta, criado pela equipe do laboratório em programação Labview, foi desenvolvido especialmente para controle e acompanhamento dos parâmetros medidos. A tela da Figura 24 mostra uma visão geral da planta, com a situação de cada válvula de bloqueio (verde – aberta e vermelho – fechada) e a porcentagem de abertura da válvula de controle, além de valores em tempo real de todos os parâmetros medidos.

Já na tela principal (Figura 25), procede-se o acompanhamento de dois gráficos em tempo real: o da esquerda com valores da medição de vazão e o da direita com valores da pressão e da elevação da válvula, quando instalado. Nesta tela ainda é possível controlar, de forma manual e automática, as válvulas de controle PV-6 e PV-1. Para controle automático insere-se o valor do *setpoint*. Já para o controle manual insere-se o valor da abertura das válvulas em porcentagem.

Os dados são salvos em arquivo digital, quando o botão “Save” na barra inferior é acionado. O sistema de compressão (compressor e secador) não é controlado pelo programa, por não apresentarem controle automático.

### 5.3 INCERTEZA DA MEDIÇÃO DE VAZÃO

A principal medição realizada nos testes é a vazão de ar comprimido e, no caso de placas de orifício, requer um cálculo realizado com os dados de pressão, temperatura e diferencial de pressão, medidos à montante do vaso separador. Ou seja, a medição da vazão ocorre antes do ar comprimido atingir o vaso de pressão. A medição da vazão não ocorrer à montante da válvula pois isso geraria uma contrapressão o que afetaria o funcionamento da válvula.

A placa de orifício utilizada para a medição de vazão está em uma tubulação de diâmetro interno  $D_p = 50,10\text{mm}$ , o diâmetro do orifício de redução da placa é  $d_p = 25,01\text{mm}$ , ou seja a razão entre os diâmetros ( $d_p/D_p$ ) é  $\beta = 0,4993$ . Esse instrumento possui um diferencial de pressão máximo de  $\Delta P_{MÁX} = 6350\text{mmca}$ . As tomadas de pressão diferencial são do tipo “em canto” (*corner tappings*), e o cálculo da estimativa da vazão mássica para esse tipo de placa é realizado pela Eq. 47 (conforme ISO 5167-2 [27]).

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d_p^2 \sqrt{2\Delta P \rho_1} \quad (47)$$

Onde:

- $\beta$  Razão entre o diâmetro do orifício da placa e o diâmetro interno da tubulação conectada
- $C$  Coeficiente de descarga da placa de orifício
- $\varepsilon$  Fator de expansão, Eq. 48
- $d_p$  Diâmetro do orifício da placa [m]
- $\Delta P$  Diferencial de pressão a montante e a jusante da placa [Pa]
- $\rho_1$  Massa específica do fluido a montante [ $\text{kg/m}^3$ ]

Onde, por sua vez:

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8) \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \quad (48)$$

Onde:

$p_1$  Pressão à montante

$p_2$  Pressão à jusante da placa de orifício

A Eq. 48 é utilizada quando  $P^2/p_1 \leq 0,75$ .

O coeficiente de descarga é dependente do número de Reynolds, que é função da vazão, que ainda não é conhecida *a priori*. Portanto, o cálculo do coeficiente de descarga é um processo iterativo. De acordo com a ISO 5167-2 [27] o coeficiente de descarga é dado pela equação formulada por Reader-Harris/Gallagher, que para o caso de placa de orifício com tomada tipo canto, se reduz a:

$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6\beta}{Re_D} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A_R)\beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} + 0,011(0,75 - \beta) \left( 2,8 - \frac{D_p}{25,4} \right) \quad (49)$$

Sendo:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu_1 D_p} \quad (50)$$

$$A_R = \left( \frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8} \quad (51)$$

Onde:

$D_p$  Diâmetro interno da tubulação

$Re_D$  Número de Reynolds do escoamento na tubulação

$\mu_1$  Viscosidade dinâmica do fluido a montante da placa

Segundo a ISO 5167-1 [28] a incerteza relativa da medição de vazão mássica, Eq. 47, pode ser estimada pela seguinte equação:

$$\frac{\delta\dot{m}}{\dot{m}} = \sqrt{\left( \frac{\delta C}{C} \right)^2 + \left( \frac{\delta\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 + \left( \frac{2\beta^4}{1-\beta^4} \right)^2 \left( \frac{\delta D_p}{D_p} \right)^2 + \left( \frac{2}{1-\beta^4} \right)^2 \left( \frac{\delta d_p}{d_p} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\delta\Delta P}{\Delta P} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\delta\rho_1}{\rho_1} \right)^2} \quad (52)$$

Sendo que o símbolo  $\delta$  representa a incerteza sistemática absoluta de uma determinada grandeza.

Vale ressaltar que essa é uma das maneiras de estimar a incerteza do cálculo de vazão e não a única. A ISO 5167-1 [28] trata a Eq. 52 como uma “equação prática”, porém, existem estimativas mais complexas que utilizada nesse trabalho.

Para a representação da incerteza como na Eq. 52 a norma considera os termos a direita da igualdade ( $C$ ,  $\varepsilon$ ,  $\beta$ ,  $D_p$ ,  $d_p$ ,  $\Delta P$ ,  $\rho_1$ ) como independentes entre si. Entretanto,



isso é uma aproximação visto que os termos são dependentes, como, por exemplo, o coeficiente de descarga  $C$  que é dependente da razão dos diâmetros  $\beta$ , da velocidade do fluido e da massa específica a jusante da placa, demonstrado na Eqs. 49, 50 e 51. A norma diz em seu parágrafo 8.2.1.1 que é suficiente, para a maioria dos propósitos práticos, assumir que as incertezas são independentes umas das outras e que a contribuição para a incerteza devido aos termos de covariância pode ser considerada insignificante.

Para a utilização da Eq. 52 a norma ISO 5167-1 [28] determina algumas considerações, que são:

- $\frac{\delta D_P}{D_P}$  deve apresentar valor máximo de 0,4%
- $\frac{\delta d_P}{d_P}$  deve apresentar valor máximo de 0,1%
- A estimativa de incerteza do cálculo de vazão  $\dot{m}$  apresenta um nível de confiança de aproximadamente 95%

O parágrafo 5.3.3.1 da norma ISO 5167-2 [27] assume uma incerteza relativa de 0,50% para coeficiente de descargas de placas de orifício com  $0,2 \leq \beta < 0,6$ , quando  $\beta$ ,  $D_P$ ,  $Re_D$  são conhecidos e sem erros.

$$\frac{\delta C}{C} = 0,50\% \quad (53)$$

No parágrafo seguinte da mesma norma a estimativa de incerteza do fator de expansão é deduzida a partir da Eq. 48, quando  $\beta$ ,  $p_1$ ,  $\Delta P$  são conhecidos e sem erros, como:

$$\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon} = 3,5 \frac{\Delta P}{k p_1} \% \quad (54)$$

Como para cada conjunto de dados adquirido essa estimativa de incerteza assume valores distintos, visto que necessita do diferencial de pressão da placa de orifício ( $\Delta P$ ) e da pressão absoluta ( $p_1$ ) de cada ponto na escala do tempo, para o cálculo, um estudo dessa incerteza foi realizado em todos os testes com diferentes pressões e diferentes vazões. A máxima incerteza relativa estimada foi de 0,8%. Portanto, tal valor será utilizado para todos os cálculos de incerteza de vazão, sendo assim conservador e não extrapolando a incerteza.

De acordo com o certificado de calibração da placa de orifício e do diâmetro interno dos trechos a jusante e a montante da placa tem-se que:

$$\frac{\delta D_P}{D_P} = 0,12\% \quad \text{e} \quad \frac{\delta d_P}{d_P} = 0,04\% \quad (55)$$

Nesse certificado o diâmetro interno da tubulação, com temperatura controlada, foi



medido 4 vezes em 0D, 0,25D, 0,50D e 2D a montante da placa de orifício e assim obteve-se a máxima diferença percentual. Esse valor foi utilizado como incerteza relativa, sendo desta forma conservador. Com o diâmetro interno da placa foram realizadas 4 medições com direções diferentes e a máxima diferença percentual também foi utilizada.

Já o certificado de calibração do instrumento de medição PIDT-6, de diferencial de pressão indica uma incerteza de:

$$\frac{\delta\Delta P}{\Delta P} = 0,31\% \quad (56)$$

A calibração foi realizada com o método da comparação com um medidor padrão executando duas repetições e comparando os dados no aumento e decréscimo de pressão. Ao final é calculada a incerteza relativa.

Para o cálculo da massa específica utiliza-se a equação de gás ideal de Clapeyron dada por:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1} \quad (57)$$

Portanto, sua incerteza relativa aproximada pode ser estimada como:

$$\frac{\delta\rho_1}{\rho_1} = \sqrt{\left(\frac{\delta P_1}{P_1}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_1}{T_1}\right)^2} \quad (58)$$

Logo, com os dados da incerteza relativa do PIT-6, medidor de pressão estática, ( $\frac{\delta P_1}{P_1} = 0,11\%$ ) e do TIT-6, termoresistência, ( $\frac{\delta T_1}{T_1} = 0,01\%$ ) obtém-se o valor estimado da incerteza relativa da massa específica do gás:

$$\frac{\delta\rho_1}{\rho_1} = 0,11\% \quad (59)$$

Os dados obtidos das estimativas das incertezas relativas de pressão e temperatura foram retirados do certificado de calibração. Utilizou-se da mesma metodologia já descrita para o medidor de diferencial de pressão.

Então, todos os componentes de incerteza relativa presente no cálculo da estimativa da incerteza da vazão, Eq. 52, estão organizados conforme Tabela 5.

Tabela 5. Incerteza relativa dos componentes do cálculo de vazão.

	Componentes					
	$\frac{\delta C}{C}$	$\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon}$	$\frac{\delta D_P}{D_P}$	$\frac{\delta d_P}{d_P}$	$\frac{\delta \Delta P}{\Delta P}$	$\frac{\delta \rho_1}{\rho_1}$
Incerteza Relativa (%)	0,50	0,80	0,12	0,04	0,31	0,11

Esta é a incerteza relativa da vazão indicada pela placa de orifício, estimada pela Eq. 52 com os valores dos componentes da Tabela 5.

$$\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = 0,96\% \quad (60)$$

#### 5.4 INCERTEZA DO COEFICIENTE DE DESCARGA DA VÁLVULA DE SEGURANÇA

Segundo a Eq. 45, há uma vazão máxima teórica para uma válvula de segurança e o cálculo do coeficiente de descarga é dado pela divisão da vazão medida pela teórica, portanto obtém-se a Eq. 61:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{MAX}} = \frac{\dot{m}}{k^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\left( \frac{1}{2} \right) \left( \frac{k+1}{k-1} \right)} A^* \frac{P_o}{\sqrt{RT_o}}} \quad (61)$$

Como o coeficiente de expansão adiabática foi considerado constante (1,4) não apresenta incerteza pois sua derivada é zero. Portanto, a incerteza relativa do coeficiente de descarga da válvula de segurança será:

$$\frac{\delta C_D}{C_D} = \sqrt{\left( \frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + 4 \left( \frac{\delta d_V}{d_V} \right)^2 + \left( \frac{\delta P_o}{P_o} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\delta T_o}{T_o} \right)^2} \quad (62)$$

Onde,

- $d_V$  Menor diâmetro interno do bocal da válvula (área de garganta)
- $P_o$  Pressão de estagnação no interior do vaso de pressão do gás
- $T_o$  Temperatura de estagnação do gás no interior do vaso de pressão

Como os orifícios internos da válvula são medidos por paquímetro de resolução 0,05mm, portanto tal valor será adotado como incerteza de medição ( $\delta d_V = 0,05$ ) visto que ao repetir a medida com direções diferentes obteve-se o mesmo valor. Como os diâmetros das válvulas variam, o valor da incerteza do coeficiente de descarga da válvula deve ser calculado para cada diâmetro.

Para o cálculo da incerteza total ou combinada necessita-se da incerteza do tipo B (obtida anteriormente com as incertezas dos medidores) e da incerteza do tipo A (obtida pela variabilidade das medidas, ou seja, desvio padrão) conforme menciona a norma ASME PTC 19.1 [29] e a ISO GUM [30] que tratam de incertezas em testes, sendo a segunda norma mais completa.

A incerteza do tipo A absoluta, chamada de  $s_{\bar{x}}$  é definida como:

$$s_{\bar{x}} = \frac{s_x}{\sqrt{N}} \quad (63)$$

Sendo:

$s_x$  Desvio padrão da amostra  
 $N$  Tamanho da amostra

Portanto a incerteza combinada,  $U_{\bar{x}}$ , segundo a ASME PTC 19.1 [29], será:

$$U_{\bar{x}} = 2\sqrt{(b_{\bar{x}})^2 + (s_{\bar{x}})^2} \quad (64)$$

Onde,

$s_{\bar{x}}$  Incerteza do tipo A (que provém da variabilidade/estatística)  
 $b_{\bar{x}}$  Incerteza do tipo B (que provém, neste caso, principalmente da incerteza do instrumento de medição)

O multiplicador 2 é adicionado, segundo a norma, como um coeficiente para que a incerteza combinada calculada tenha 95% de confiabilidade e quando apresenta grandes graus de liberdade.

Portanto a o formato da medição dever seguir:

$$\bar{X} \pm U_{\bar{x}} \quad (65)$$

Sendo:

$\bar{X}$  Valor médio medido  
 $U_{\bar{x}}$  Incerteza combinada absoluta

## 5.5 VALIDAÇÃO DA VAZÃO POR MEDIDOR DEPRIMÔGENIO TIPO CONE INVERTIDO

Para validação da planta e do módulo de cálculo da vazão de ar comprimido por placa de orifício, foram realizados dois testes de validação.

No primeiro deles um medidor deprimogênio do tipo cone invertido (“V-Cone”), calibrado e certificado, foi instalado em série com a placa de orifício e as vazões medidas foram comparadas.

Para tanto, o circuito de escoamento do NEMOG foi modificado para instalação do cone invertido à jusante da placa de orifício, e após a válvula de controle. Na Figura 26 apresenta-se um esquema ilustrativo e sem escala dessa instalação.

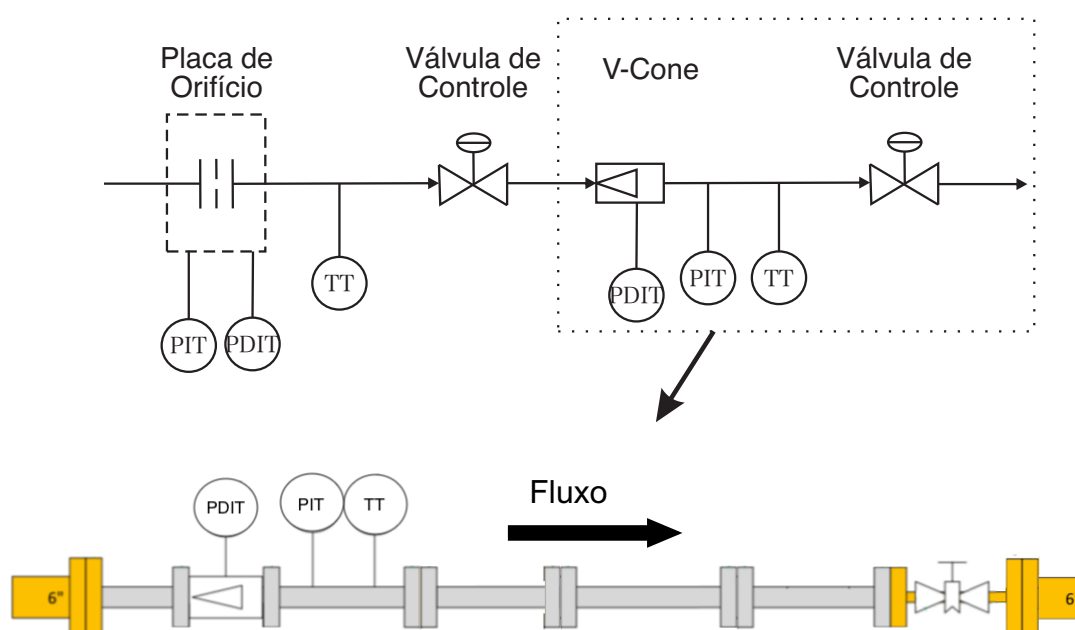


Figura 26. Adaptação da planta para validação da vazão da placa de orifício por medidor tipo cone invertido instalado à jusante.

O medidor cone invertido utilizado (Figura 27) para a validação da placa de orifício foi um V-Cone da McCrometer, diâmetro nominal de 2",  $\beta = 0,5$  e  $C_D = 0,65$ . O cone invertido está em acordo com a ISO 5167-5 [31].



Figura 27. V-Cone da McCrometer  $\Phi 2"$ ,  $\beta=0,5$ ,  $C_d=0,65$ .

A tubulação entre o sistema de secagem de ar comprimido e a válvula de controle à jusante da placa de orifício apresenta 2" de diâmetro. Entre a primeira válvula de controle e o V-cone a tubulação é de 6" um trecho de aproximadamente 6 metros. Após esse trecho, há uma redução para 2" onde o V-cone foi instalado, conforme Figura 25. Vale destacar que a linha a jusante está aberta à atmosfera, não pressurizando, assim, o vaso.

Primeiramente o compressor foi operado a uma pressão de 6,5 bar e com uma única válvula reguladora totalmente fechada, a que está à jusante do V-Cone, todas as outras válvulas foram mantidas abertas.

Aguardou-se a estabilização da pressão e então abriu-se parte desta válvula reguladora e observou-se o escoamento e as medições no V-Cone e na placa de orifício. Depois de um determinado período de operação, o compressor foi desligado, mas mantendo as leituras das vazões. Ao realizar o procedimento obteve-se o comportamento da curva no gráfico (Figura 28) para a vazão medida pela placa de orifício, pelo V-Cone e a média móvel das leituras do V-Cone, pois este não apresenta comunicação por um sinal digital como a placa de orifício, apresentando assim um ruído maior.

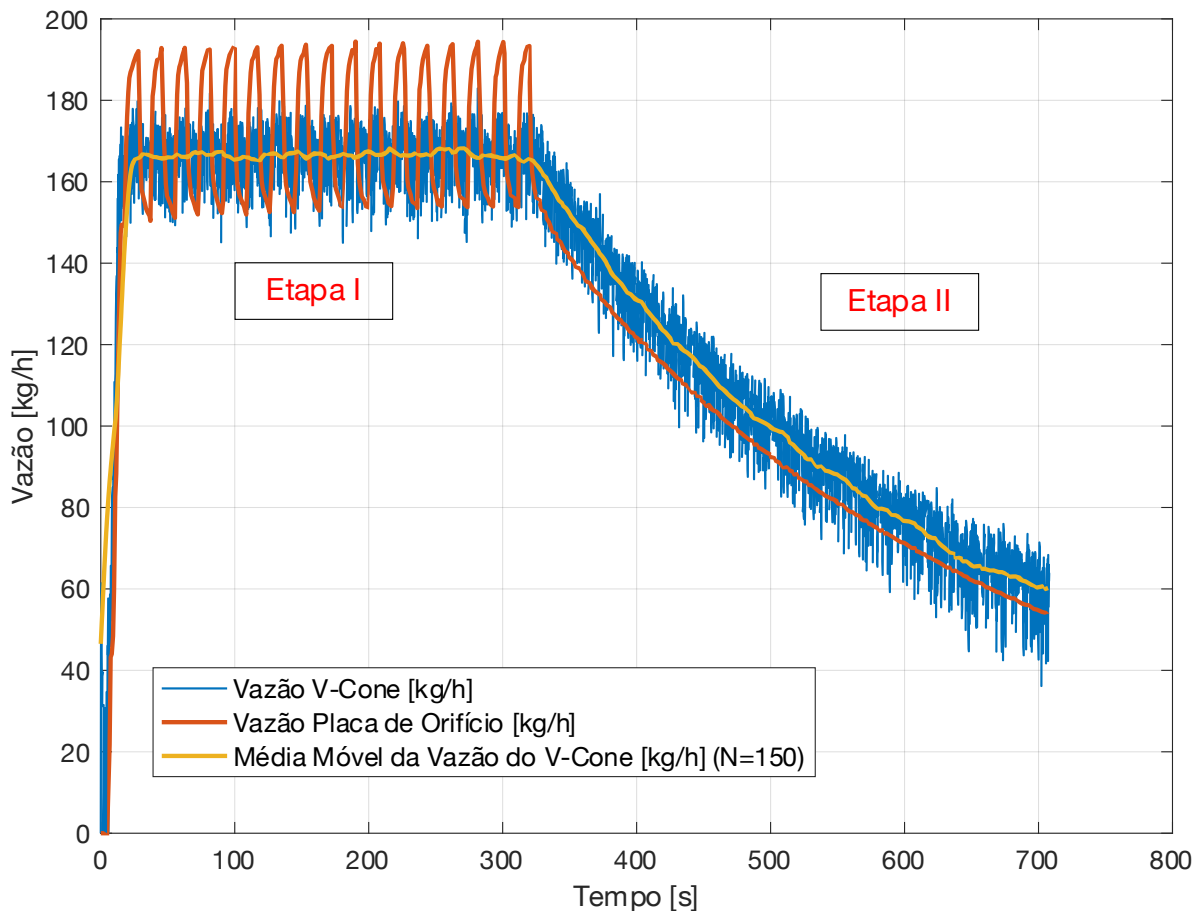


Figura 28. Gráfico das vazões medidas pela placa de orifício e pelo V-Cone.

A análise dos dados está dividida em duas etapas:

- I) Etapa I, com o compressor ligado, onde o escoamento e a pressão apresentam variações cíclicas devido ao processo do compressor de ligar e desligar.
- II) Etapa II, o compressor é desligado e o ar pressurizado no separador de condensado do compressor escoar para atmosfera.

Observa-se pela Figura 28 que, na Etapa I, a medição da vazão com a placa de orifício é mais sensível aos ciclos de operação do compressor que a medição com o V-Cone. Para quantificar tal diferença, calcula-se a média, o desvio padrão, o máximo e o mínimo da vazão pela medição com a placa e a média móvel da medição feita com o V-Cone, como mostra a Tabela 6.

Tabela 6. Dados das medidas de vazão pela placa de orifício e pelo V-Cone na Etapa I.

	Etapa I						
	Média [kg/h]	DP [kg/h]	DP Relativo	Máx. [kg/h]	Máx. Relativo	Mín. [kg/h]	Min. Relativo
V-Cone	166,52	6,92	4,16%	182,91	9,84%	145,02	-12,91%
Placa de Orifício	172,12	16,01	9,30%	194,54	13,03%	150,41	-12,61%

Na Tabela 6 o termo “% Média” indica o valor relativo percentual do desvio padrão, máximo e mínimo em relação a média.

Nota-se uma diferença de 3,36% da média da vazão da placa de orifício em relação ao V-Cone e confirma-se a variação da vazão maior na placa de orifício que no V-Cone devido a um desvio padrão relativo a média maior para a placa de orifício. Tal comportamento se explica pelos ciclos do compressor e esse fenômeno não faz a vazão medida pela V-Cone variar tanto, devido a redução da tubulação a montante, onde o volume de ar na tubulação de 6” amortece os efeitos do ciclo de compressão.

Analisando a Etapa II nota-se que quando o compressor é desligado, os efeitos do ciclo cessam e, para analisar a diferença entre os valores das medições. Nesse caso foram realizadas a diferença percentual de cada ponto de medição e calculada a média e o desvio padrão dessa diferença, conforme Tabela 7.

Tabela 7. Diferença média percentual entre a vazão pela placa de orifício e pelo V-Cone na Etapa II.

Etapa II	
Dif. Média [%]	Desv. Padrão
-6,43	8,29

Observa-se que, em ambos os casos (Etapas I e II), a medida da vazão na placa de orifício encontra-se no intervalo da vazão no V-Cone  $\pm$  o desvio padrão, o que indica uma validação da medida, considerando vários parâmetros diferentes (diferença de diâmetros da tubulação, faixas de incertezas de medição dos equipamentos de , ciclos do compressor, perda de carga etc.)

Vale ressaltar que o teste abrangeu uma faixa de pressão de 6,5 a 3 bar devido a

limitação e faixa de calibração do V-Cone.

## 5.6 VALIDAÇÃO POR VÁLVULA CERTIFICADA

Outra forma de validação testada na planta foi através de uma válvula de segurança certificada quanto a vazão (Figura 29), como demonstra a imagem da plaqueta de identificação da válvula Modelo D na Figura 30.



Figura 29. Válvula de segurança certificada (Modelo D).

Para validação, foi estabilizada a pressão do vaso na sobrepressão da válvula, em 10% ou 20kPa, o que foi maior, acima da pressão de ajuste, conforme o parágrafo 131(c)(1) da ASME VIII Div. 1 [5], sendo esta a norma com base na qual a válvula utilizada foi certificada.

Como a pressão de ajuste é de 1,1kgf/cm<sup>2</sup> (1,08 bar), conforme plaqueta (Figura 30), a sobrepressão (pressão na qual deve-se realizar a medição da vazão) é de 1,30kgf/cm<sup>2</sup> (1,278 bar).



Figura 30. Plaqueta de identificação da válvula de segurança certificada Modelo D, indicando a vazão calibrada, bem com a pressão de abertura.

Desta forma o vaso foi pressurizado de gradativamente até a pressão estabilizar em 1,278 bar. A Vazão foi medida e, após, interrompeu-se a alimentação do vaso até que ocorresse o fechamento da válvula. Esse processo foi repetido por três vezes, como demonstra a Figura 31, com o gráfico da pressão do vaso e vazão medida.

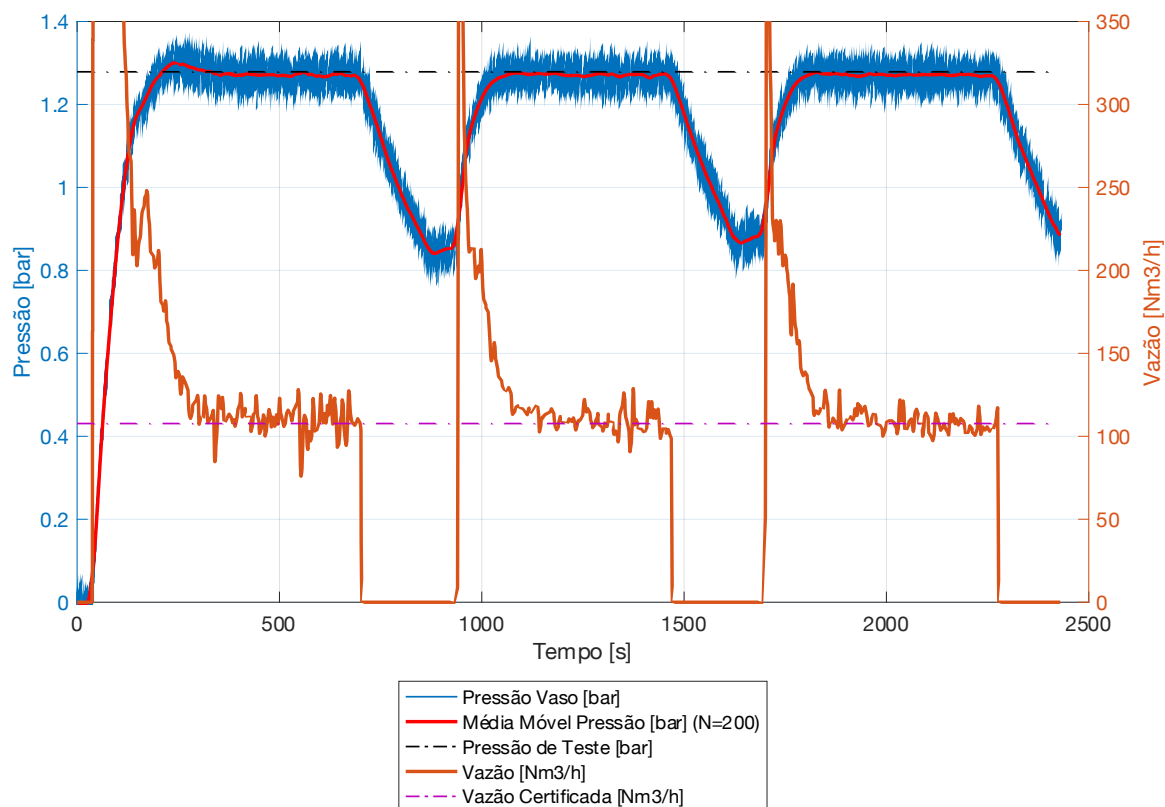


Figura 31. Pressão do vaso e vazão medida (Modelo D).

A aquisição de dados foi realizada quando a pressão estava em regime permanente para garantir que a vazão pela válvula era a mesma que alimentava o vaso. Para cada patamar de pressão foram realizadas 1600 leituras, equivalente a 240s. Os dados obtidos de pressão e vazão para os três estágios encontram-se na Tabela 8 e na Tabela 9.

Tabela 8. Dados da pressão na aquisição de dados (Modelo D).

	Pressão [bar]						
	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Min. Relativo
Estágio I	1,27	0,0366	2,87%	1,37	7,36%	1,18	-7,29%
Estágio II	1,27	0,0359	2,82%	1,36	7,27%	1,18	-6,74%
Estágio III	1,27	0,0358	2,82%	1,37	7,44%	1,18	-7,41%

No Estágio I os dados está entre 300,9 e 540,9s, já o Estágio II entre 1077,3 e 1281,3s e o Estágio III entre 1954,5 e 2194,5s.

De acordo com a Tabela 8 observa-se que a pressão média se manteve estável, com



desvio padrão máximo de 2,87% em relação a média, e foi em média 0,53% menor que a sobrepressão exigida por norma (1,278 bar).

Tabela 9. Dados da vazão na aquisição de dados (Modelo D).

	Vazão [Nm <sup>3</sup> /h]						
	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Min. Relativo
Estágio I	109,80	8,61	7,84%	128,12	16,68%	75,47	-31,27%
Estágio II	109,12	6,39	5,86%	128,74	17,98%	89,89	-17,62%
Estágio III	107,24	6,17	5,75%	121,90	13,67%	97,20	-9,36%

Em relação a vazão nota-se que o Estágio I apresentou uma variabilidade maior que os demais, isso se deve ao fato de ser a primeira abertura e o incremento de ar para atingir a pressão de *setpoint* ser maior que nos outros estágios, visto que inicia-se de 0 para 1,28 bar. Assim, o controle é submetido a uma situação mais crítica e de difícil controle. Evidenciando isso, a variabilidade da pressão nesse estágio é maior que nos demais.

Ao realizar a média das vazões nos três estágios obtém-se 108,72 Nm<sup>3</sup>/h acima 0,95% do valor certificado. Essa diferença está abrangida pela incerteza expandida calculada, corroborando tal valor.

## 6 METODOLOGIA

Para testes de capacidade em válvulas de segurança em ar comprimido, foram elaboradas quatro metodologias diferentes a fim de que fossem qualificadas e comparadas. Foram desenvolvidas, também, metodologias para validação do modelo matemático de válvulas PSV operando em ar comprimido, desenvolvido no Capítulo 4 e, assim como para uma análise preliminar, envolvendo aplicação da mecânica dos fluidos compressíveis em válvulas de segurança.

### 6.1 METODOLOGIAS PARA TESTE DE SUFICIÊNCIA DE VAZÃO

Para os testes de suficiência de vazão, ou seja, a vazão de descarga da válvula em uma determinada sobrepressão, foram utilizadas como referências normas já mencionadas (ASME VIII [5], ASME PTC 25 [10] e ISO 4126 [13]) no presente trabalho. Porém, essas normas não citam detalhadamente a metodologia de teste e nem definem o controle para obtenção do regime permanente de pressão.

Por meio da Tabela 10 os principais pontos de cada norma com relação a medição de vazão em válvulas de segurança são destacados e que serão observados nas metodologias propostas.

Tabela 10. Requisitos e procedimentos de normas para teste de capacidade de vazão em PSV's.

ASME VIII – UG-131 [5]	(b)(1) Os testes de certificação de capacidade para dispositivos de alívio de pressão para fluidos compressíveis devem ser conduzidos com vapor saturado seco, ar ou gás.  (c)(1) Os ensaios de certificação de capacidade devem ser realizados a uma pressão que não exceda a pressão para a qual o dispositivo de alívio de pressão está configurado para operar em mais de 10% ou 3psi (20kPa), o que for maior
Conforme citado no Capítulo 2, da dissertação, os testes podem ser feitos de três formas diferentes para um conjunto de válvulas (média da vazão, inclinação e coeficiente de descarga).	
ASME VIII – UG-135 [5]	(b)(1) O orifício através de todos os tubos, conexões e dispositivos de alívio de pressão sem fechamento (se instalados) entre um vaso de pressão e sua válvula de alívio de pressão deve ter pelo menos a área da entrada da válvula de alívio de pressão.
ASME PTC 25 [10]	(1.3) A incerteza máxima aceitável da medição final da vazão não deve exceder $\pm 2,0\%$ do valor medido. Para resultados que não sejam de medições de vazão, a incerteza máxima aceitável não deve exceder $\pm 0,5\%$ do valor medido  (4.2.4)(c)(4) A vazão durante as medições de capacidade deve estar em regime permanente e o dispositivo diferencial

de pressão não deve mostrar uma pulsação (dupla amplitude) maior que 2% do diferencial de pressão a ser medido.

(4.2.10) A duração do teste deve ser necessária para obter os dados de desempenho e capacidade necessários em condições estáveis.

(4.4.4)(a) Aumente a pressão na entrada do dispositivo. Durante o intervalo de pressão a partir de 90% da pressão de ajuste esperada a taxa de aumento de pressão não deve exceder 2 psi/s, ou seja, qual for a menor taxa de aumento necessária para a leitura exata da pressão.

ASME PTC 25 [10]

(4.4.4)(b) Para válvulas com fechamento automático, continue aumentando a pressão na entrada do dispositivo até que o dispositivo permaneça aberto. Observe a ação do dispositivo. Diminua gradualmente a pressão de entrada até o dispositivo fechar. Registre a pressão de reassentamento do dispositivo.

(4.4.4)(c) Para válvulas com fechamento automático, repetir (a) e (b) acima, registrando a pressão de abertura e fechamento até que ambos estejam estabelecidos e estabilizados. Estes valores são estabelecidos calculando a média de pelo menos os últimos três valores medidos. Essas pressões são consideradas estáveis quando os valores medidos não apresentam tendência ascendente ou descendente consistente e todos estão dentro de  $\pm 1\%$  ou  $\pm 0,5\text{psi}$ , o que for maior, do valor médio.

(4.4.4)(d) Estabelecer e manter a pressão até que os instrumentos de vazão indiquem uma condição de estado estacionário.

ISO 4126-1 [13]

---

(7.2.1) Válvulas para ar ou outro serviço com gás devem ser testadas usando vapor superaquecido com superaquecimento mínimo de  $10^{\circ}\text{C}$ , ar ou outro gás de características conhecidas. As tolerâncias permitidas, conforme aplicável nas características operacionais, são as seguintes:

a) pressão de abertura:  $\pm 3\%$  da pressão de ajuste ou  $\pm 0,15\text{bar}$ , o que for maior.

c) sobrepressão: 10% acima da pressão de ajuste ou 0,1 bar, o que for maior.

d) *blowdown*: fluidos compressíveis: mínimo de 2% da pressão de ajuste e no máximo 15% ou 0,3 bar, o que for maior

(7.3.5) Em todos os métodos descritos para teste de características de vazão, todos os resultados finais devem

---

estar dentro de  $\pm 5\%$  da média aritmética.

Observa-se, nesses trechos das normas, que não há referência a uma metodologia, que indique ou exemplifique os procedimentos de controle de pressão e vazão para o teste. Portanto, foram desenvolvidas, testadas, avaliadas e comparadas quatro metodologias para atender os requisitos das normas, codificadas como Metodologia I até Metodologia IV. Para a melhor compreensão dos componentes da planta quando forem mencionados, a Figura 18 do Capítulo 5 será repetida.

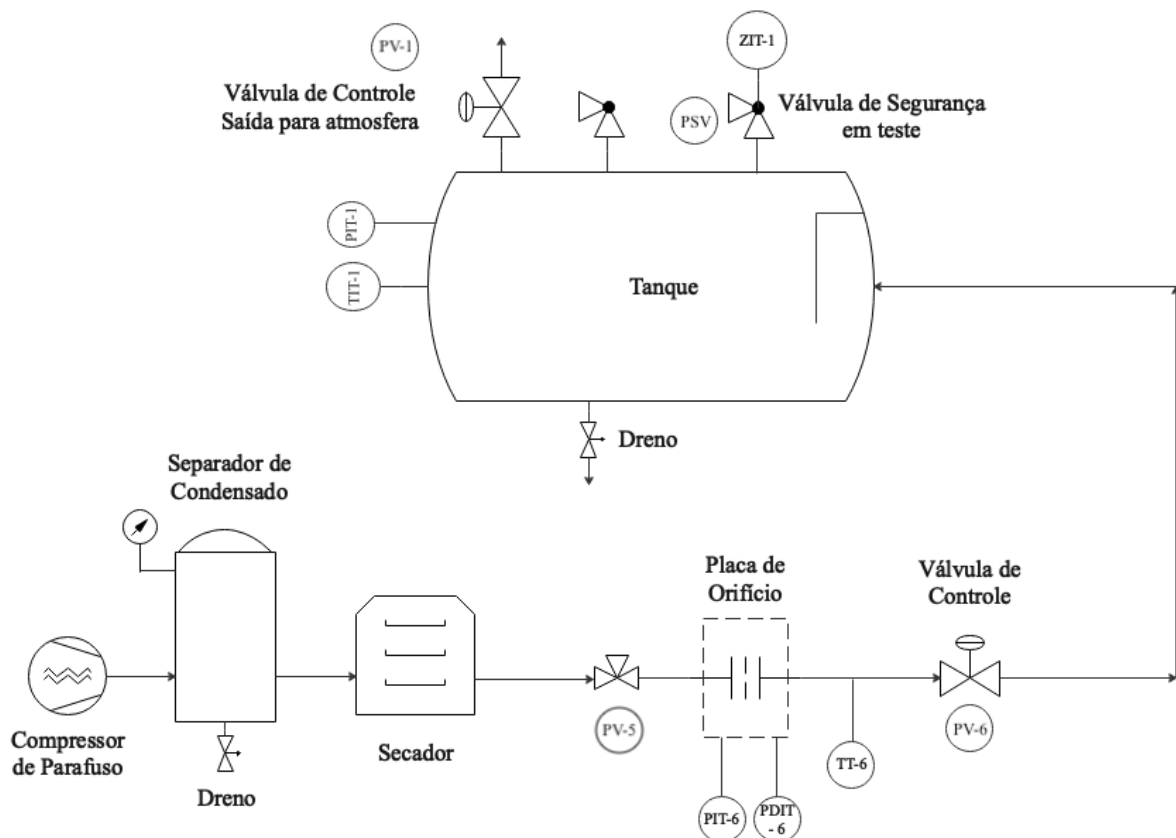


Figura 18. Planta de teste do NEMOG.

**Metodologia I** – Operação do compressor definindo a pressão do vaso: nessa metodologia o compressor foi configurado para que mantivesse o vaso de teste em uma sobrepressão de 10% da pressão de ajuste da válvula em teste ou 20kPa, o que for maior. Todas as válvulas (controle (PV-6) e *on-off* (PV-5)) são mantidas abertas e o único parâmetro ajustado é a pressão de alimentação do compressor.

Nesse caso o compressor encontra-se na mesma pressão que o vaso (com uma diferença da perda de carga, que é em torno de 0,3 bar).

1. A operação do compressor é definida como 90% da pressão de ajuste e observa-se a estabilização da pressão;
2. Incrementa-se em 0,1 bar a pressão do compressor e aguarda-se a estabilização da pressão.
3. Esse processo continua até atingir 10% de sobrepressão ou 20kPa, o que for maior, promovendo a abertura da válvula (PSV) em teste;

4. O compressor é desligado, fazendo fechar a válvula (PSV) em teste.

**Metodologia II** – Compressor é configurado para operar em máxima pressão de trabalho - PMTA e sob controle manual: o compressor é ajustado para que opere em sua pressão máxima de trabalho admissível - PMTA (8,6 bar). Nessa metodologia, a pressão e, conseqüentemente, a vazão são controlados pelo operador através da válvula de controle (PV-6), localizada entre a placa de orifício e o vaso de pressão. Desta forma o sistema de compressão (compressor, vaso separador de condensado e secador) operam como um pulmão, com uma pressão superior à pressão de teste.

1. Configura-se o compressor em sua pressão máxima de trabalho admissível – PMTA (8,6bar);
2. Nessa condição, as válvulas são abertas (PV-5 e PV-6);
3. Ao atingir 90% da pressão de ajuste da válvula de segurança (PSV) em teste, a alimentação do vaso é interrompida fechando a válvula de controle (PV-6);
4. A válvula de controle (PV-6) é operada manualmente pelo operador de modo que a pressão do vaso atinja 10% de sobrepressão ou 20kPa, o que for maior, e a válvula abra;
5. Fecha-se a válvula de controle (PV-6), interrompendo a alimentação do vaso, fazendo fechar a válvula (PSV) em teste.

**Metodologia III** - Compressor configurado para operar na pressão máxima de trabalho admissível – PMTA e controle automático por malha com *setpoint* de pressão: o que diferencia essa metodologia da Metodologia II é que a válvula de controle agora é operada por meio de um sistema de controle de *feedback* com o *setpoint* de pressão. Portanto é informada uma pressão do vaso a ser controlada (10% acima da pressão de ajuste ou 20kPa, o que for maior) e a malha de controle atua automaticamente na válvula de controle (PV-5) a fim de manter a pressão do vaso estável.

1. Configura-se o compressor em sua pressão máxima de trabalho admissível – PMTA (8,6bar);
2. Abrem-se as válvulas (PV-5 e PV-6);
3. Ao atingir 90% da pressão de ajuste da válvula de segurança a alimentação do tanque é controlada pela malha através da válvula de controle (PV-6)
4. A válvula de controle opera de modo que a pressão do vaso atinja 10% de sobrepressão ou 20kPa, o que for maior e se estabilize com a válvula PSV aberta;
5. Fecha-se a válvula de controle (PV-6), interrompendo a alimentação do vaso, fazendo fechar a válvula (PSV) em teste.

**Metodologia IV** - Compressor configurado para operar na pressão máxima de trabalho admissível – PMTA e controle automático por malha com *setpoint* de vazão: o que diferencia essa metodologia da Metodologia III reside no parâmetro de controle da malha não ser por pressão, mas agora, por vazão. Isso faz com que o controle estabilize a vazão no *setpoint* informado sem considerar a variação de pressão. Como nesse caso, a vazão é limitada pelo controle, então torna-se necessário conhecer, *a priori*, uma estimativa da vazão da válvula PSV em teste. Para tanto, realiza-se uma

das metodologias citadas anteriormente e utiliza-se o valor dessa vazão como referência para o controle.

1. Configura-se o compressor em sua pressão máxima de trabalho admissível – PMTA (8,6bar);
2. Abrem-se as válvulas (PV-5 e PV-6);
3. Ao atingir 90% da pressão de ajuste da válvula de segurança em teste a alimentação do tanque é controlada pela malha através da válvula de controle;
4. A válvula de controle (PV-6) opera de modo que a vazão atinja o *setpoint* e se estabilize com a válvula aberta;
5. Fecha-se a válvula de controle (PV-6), interrompendo a alimentação do vaso, fazendo fechar a válvula (PSV) em teste.

## **6.2 METODOLOGIA PARA VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO DE VÁLVULAS PSV OPERANDO EM AR COMPRIMIDO**

Para validação e comparação experimental do modelo matemático, tal como desenvolvido no Capítulo 4, é necessário o desenvolvimento de uma metodologia que mais se aproxima das condições propostas no modelo. Como o modelo não prevê períodos transientes de pressão, ou seja, acréscimo ou decréscimo de pressão, deve-se propor uma função degrau para variação da pressão [21].

Antes do teste de validação do modelo matemático, deve-se obter algumas informações importantes quanto ao funcionamento da válvula de segurança que serão inseridas no modelo matemático, conforme prevê a Eq. 44. Para isso realizou-se um teste preliminar que indicará a pressão de abertura da válvula, a vazão em regime permanente (consequentemente o coeficiente de descarga [ $C_D$ ]).

Esse teste preliminar foi chamado de Teste de Abertura e Vazão - TAV e consistiu em submeter a válvula a três aberturas em sequência medindo-se as pressões de abertura e a vazão em regime permanente. A metodologia utilizada nesse teste TAV, é a Metodologia III (controle de pressão automático) visto no tópico anterior. Nesse teste considera-se que a pressão de abertura está estabilizada quando as três aberturas ocorrem em uma faixa de  $\pm 1\%$  da média das três pressões, conforme ASME PTC 25 [10] parágrafo (4.4.4)(c). Os dados obtidos são adicionados ao modelo matemático com informações como: pressão de abertura ( $P_a$ ), vazão ( $\dot{m}_s$ ) e coeficiente de descarga ( $C_D$ ).

A fim de proporcionar o aumento repentino de pressão (simulando uma função degrau), especificamente para esse teste, foi adicionada uma válvula de esfera de acionamento manual (PV-2), com diâmetro interno maior que a da válvula de segurança, localizada entre o vaso de pressão e a válvula PSV a ser testada, conforme Figura 32. A válvula de esfera é mantida fechada e a pressão no vaso é elevada até 1barg, acima da pressão de abertura da válvula em teste, estabilizada e mantida. As válvulas da linha que alimentam o vaso são fechadas (PV-5 e PV-6), fazendo com que o mesmo não seja mais alimentado pelo compressor. A válvula de esfera (PV-2) é aberta de forma repentina e então a válvula de segurança (PSV) em teste é submetida a uma pressão maior que a pressão de abertura. A válvula de segurança (PSV) abre e, por meio de um relógio comparador (ZIT-1), posicionado em

sua haste, determina-se o deslocamento do disco. Dessa forma, obteve-se a elevação do disco nas condições do modelo, onde tal valor foi comparado com o obtido pela resolução da Eq. 44. Com esse teste obtém-se informações para serem adicionadas na resolução da equação da posição do disco (Eq. 44) segundo o modelo, as informações utilizadas são: pressão do vaso ( $P_o$ ), temperatura do vaso ( $T_o$ ) e pela equação dos gases ideais obtém-se a massa específica do ar no vaso ( $\rho$ ).

Para obtenção da massa dos componentes móveis ( $m$ ) utilizou-se uma balança de precisão e para a constante elástica de compressão da mola ( $k_m$ ) um aparato para medição e comparação da constante com o valor teórico fornecido.

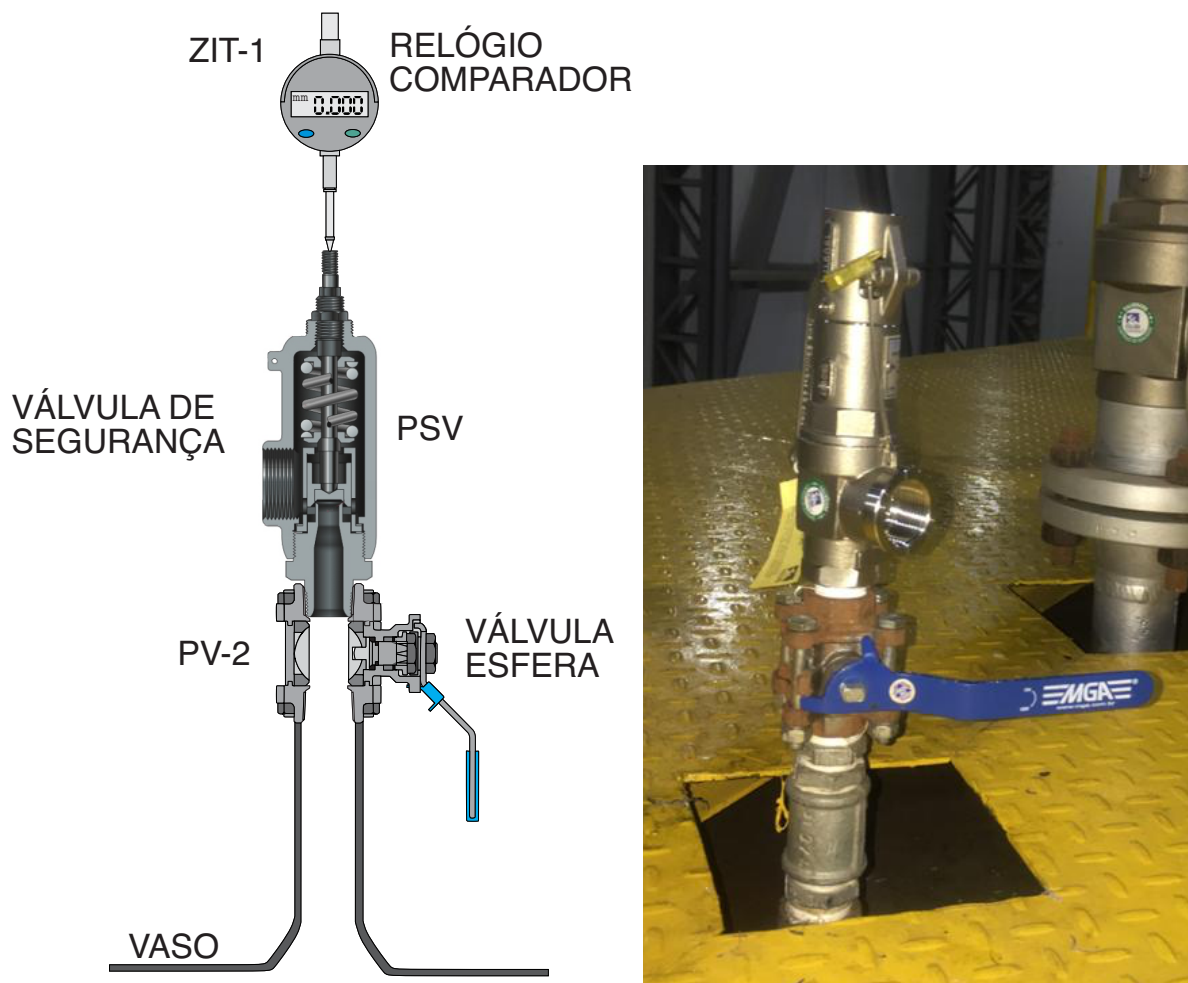


Figura 32 – Desenho e imagem da PSV com válvula de bloqueio.

A utilização de válvula de bloqueio (PV-2) entre a válvula de segurança (PSV) e o vaso a ser protegido não é permitido por norma e nem para teste de capacidade de vazão, exceto para alguns casos especiais. Porém, como o intuito dessa metodologia não é a medição de vazão, mas sim a validação de um modelo matemático que prevê o fenômeno de abertura e por não existir normas para esse tipo de estudo, foi então adotado o dispositivo para melhor execução da teoria, e visto que o compressor não seria capaz de fornecer um aumento de pressão repentino.

Deve ser comentado que a segurança da instalação não foi afetada, pois o vaso de pressão é protegido por uma válvula de segurança exclusiva, não utilizada em testes

e com pressão de ajuste abaixo da PMTA do vaso (conforme preconizado pela ABNT-NR13) e acima das pressões de teste.

### **6.3 METODOLOGIA PARA ANÁLISE PRELIMINAR DE MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPRESSÍVEIS EM VÁLVULAS DE SEGURANÇA**

Outros testes foram realizados para observação e avaliação da dinâmica do fluido em escoamento compressível isoentrópico. Duas metodologias distintas são executadas:

- i) Visando o estudo experimental de escoamento compressível em diferentes bocais de válvulas de segurança (PSV) e
- ii) Visando o estudo experimental do comportamento da temperatura de diferentes pontos do escoamento na válvula.

A medição da vazão nas metodologias descritas abaixo foi implementada utilizando uma malha de controle de feedback, tal como executada nas metodologias III e IV, já apresentadas. Nessa categoria, um controlador está sempre recebendo um sinal de entrada de referência, por meio de um atuador, mesmo com a presença de perturbação, para que a saída desejável possa ser alcançada.

Neste estudo, o sinal de entrada de referência é a pressão desejada no vaso de pressão. O atuador é a válvula de controle (PV-6) e a variável do processo é a vazão. Com isso, mantém-se a pressão do vaso estabilizada, a partir da modulação da válvula de controle (PV-6), modulando então a vazão e mantendo o regime permanente de pressão. Desta forma, como a medição de vazão é executada à montante do vaso de pressão, para não ocorrer contrapressão desenvolvida, garante-se também que a vazão medida, que entra no tanque, é igual a que sai pelo dispositivo para atmosfera.

Nos testes foram aplicados diferentes níveis de pressão e quando esses foram estabilizados pelo controle obteve-se a vazão para cada nível de pressão de estagnação do vaso. Dessa forma, avalia-se a relação da vazão teórica e da vazão medida, o comportamento da temperatura do escoamento para diferentes pontos e o desempenho de diferentes bocais.

#### **6.3.1 METODOLOGIA PARA ESTUDO DE BOCAIS EM PSV'S**

A fim de avaliar o desempenho isoentrópico dos bocais que se encontram em PSV's, torna-se necessário desmontar a válvula e retirar todos os componentes acima do bocal, deixando-o com a conexão de entrada (no vaso de pressão) e aberto para atmosfera, conforme ilustra a Figura 33.



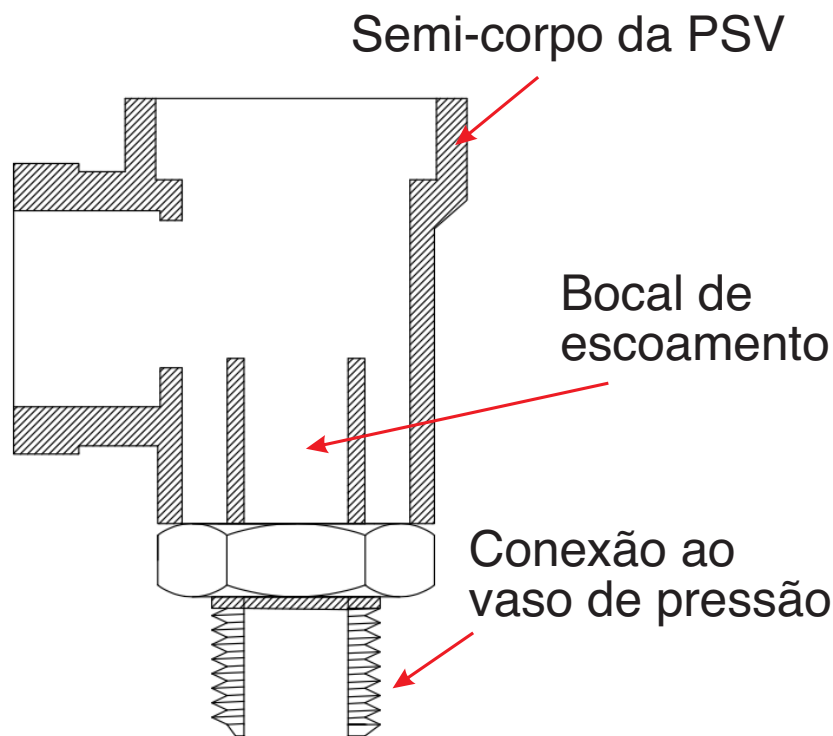


Figura 33. Desenho de bocal de válvula de segurança

Para realizar um estudo a respeito da eficiência de bocais com diferentes dimensões é necessário estimar a relação entre a vazão mássica medida e a vazão de bloqueio ( $\dot{m}/\dot{m}_{MÁX}$ ) para diferentes relações de contrapressão com pressão de estagnação ( $P_c/P_0$ ).

Portanto a pressão do vaso (pressão de estagnação) foi controlada em diferentes valores e a vazão medida neste intervalo. A vazão de bloqueio é calculada segundo a Eq. 15 demonstrada no Capítulo 3. Já a contrapressão é atmosférica e constante, visto que o bocal está aberto para a atmosfera ao nível do mar.

Então o desempenho dos bocais é avaliado pela curva de  $\dot{m}/\dot{m}_{MÁX}$  em relação a ( $P_c/P_0$ ), como demonstrado no Capítulo 3 pela Figura 14.

### 6.3.2 METODOLOGIA PARA ESTUDO DA TEMPERATURA DO ESCOAMENTO EM PSV'S

A fim de estudar o comportamento da variação da temperatura em função do escoamento compressível que ocorre em válvulas de segurança, termopares foram posicionados em diferentes pontos da válvula. Foram inseridos no vaso (TT-1), no corpo da válvula (TT-4), na saída da válvula (TT-3) e em um ponto distante do escoamento que medisse sem movimentação de ar a temperatura ambiente (TT-5), conforme Figura 34. TT-1 e TT-5 não estão na Figura 34 por estarem em locais distantes da válvula.

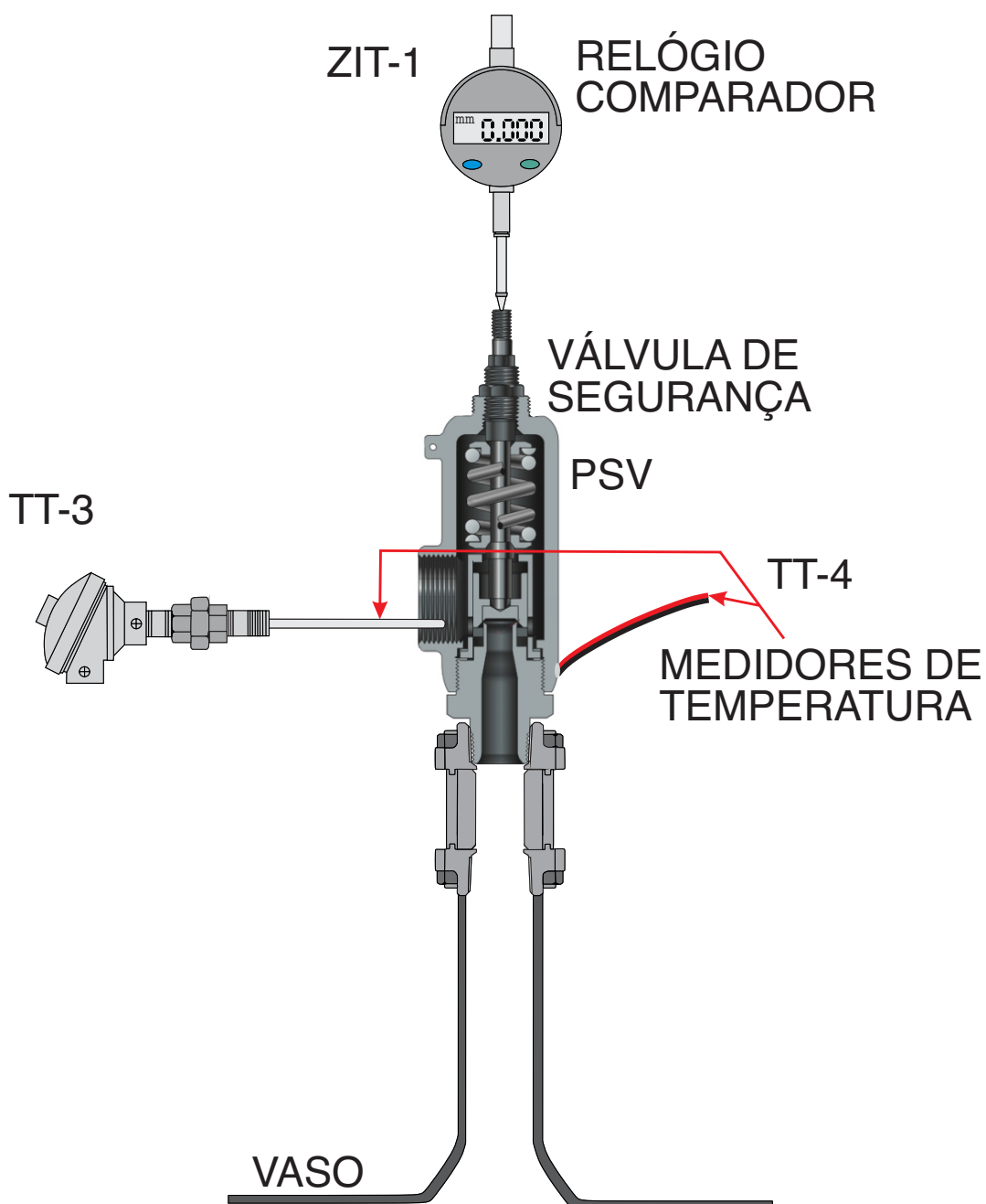


Figura 34 – Desenho esquemático do posicionamento dos termopares TT-3 e TT-4.

A princípio, os termopares (TT-1, TT-3, TT-4 e TT-5) foram instalados para uma válvula PSV completa e realizado testes com a superfície da válvula completamente exposta a temperatura ambiente. Em outro teste, a mesma válvula foi envolvida com um isolamento térmico, Figura 35.



Figura 35 – Válvula de segurança (PSV) com e sem isolamento térmico.

A pressão do vaso é controlada na sobrepressão da válvula (10% ou 20kPa, o que for maior, acima da pressão de ajuste) pela Metodologia III.

Para efeito de comparação da vazão medida com a vazão teórica obtida utilizando a Eq. 10 e as medições da temperatura do vaso (TT-1) e da saída da válvula (TT-3).

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{(k-1)}{2} Ma^2 \quad [10]$$

Isolando o número de Mach (Ma) obtém-se:

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left( \frac{T_o}{T} - 1 \right)} \quad [66]$$

Portanto, para estimar a velocidade média do escoamento, multiplica-se a Eq. 66 pela velocidade do som, que é igual a  $a = \sqrt{kRT}$ .

$$v_T = \sqrt{\frac{2kR}{k-1} (T_o - T)} \quad [67]$$

Para estimativa da vazão então:

$$\dot{m}_T = v_T \cdot \rho \cdot A \quad [68]$$

Porém a massa específica na saída não é conhecida. Pela Eq. 34 é:

$$\rho = \rho_o \left( \frac{T}{T_o} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad [69]$$

Como a massa específica na condição de estagnação é conhecida, por ter a medição da pressão ( $P_o$ ) e a temperatura ( $T_o$ ) de estagnação, obtém-se a massa específica e então a vazão teórica obtida pelas temperaturas.

Outro estudo com termopares foi realizado apenas com o bocal da válvula, assim como no parágrafo 6.3.1, posicionando os termopares (TT-2 e TT-3) nos mesmos locais, exceto no corpo (TT-4) da válvula (PSV), Figura 36 e 37.



Figura 36. Imagem do bocal com termopares.

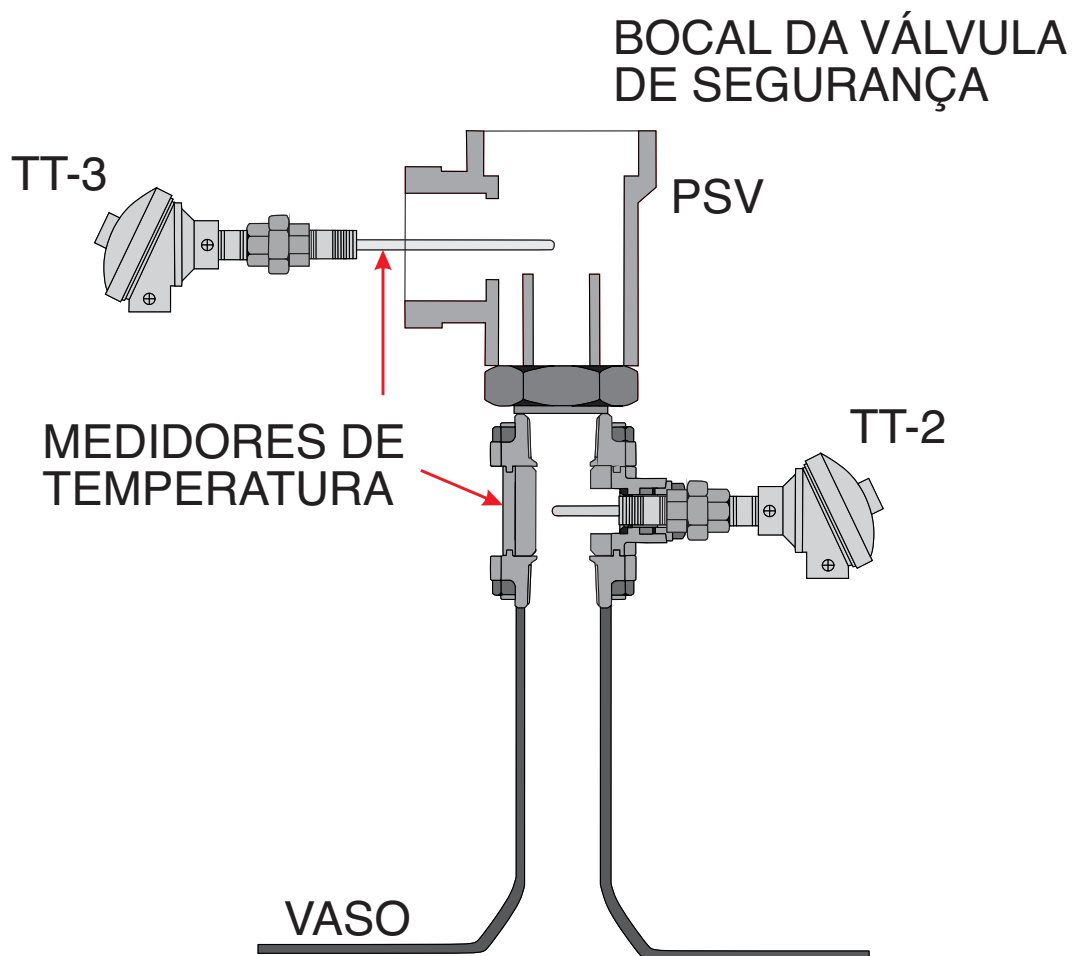


Figura 37 – Desenho do bocal com termopares.

As diferenças nos dados e no controle do processo desse capítulo em relação ao anterior são as leituras de temperaturas locais e pontuais, proporcionadas pelos termopares, fazendo com que não seja executado nenhum procedimento de controle de pressão para estabilizar a vazão pelo bocal, mas para obter regime permanente da pressão e temperatura de estagnação do vaso.

## 7 RESULTADOS

As apresentações dos resultados obtidos seguem na mesma ordem das propostas do capítulo anterior (Capítulo 6 – Metodologia): i) Avaliação das metodologias para teste de suficiência de vazão; ii) Validação do modelo matemático operando com ar comprimido; iii) Avaliação do desempenho de bocais de PSV's; iv) Avaliação da temperatura de escoamento em PSV's. O tratamento de dados está de acordo com os procedimentos da ASME PTC 25 [10], ASME VIII Div. 1 UG-131 [5] e ISO 4126 [13].

As incertezas das medições estão informadas tal como descrito no Capítulo 5 – Aparato Experimental e ASME PTC 19.1 [29].

### 7.1 AVALIAÇÃO DAS METODOLOGIAS PARA TESTE DE SUFICIÊNCIA DE VAZÃO

As quatro metodologias propostas no Capítulo 6 foram testadas em um modelo de válvula com conexão de 1/4" (diâmetro de passagem de 7,4mm) e pressão de ajuste de 6,0kgf/cm<sup>2</sup> (5,88barg), denominada de Modelo A. Portanto, a pressão de teste, ou seja, sobrepressão será de 6,6kgf/cm<sup>2</sup> (6,47bar). Os dados construtivos e operacionais do Modelo A estão sintetizados na Tabela 11.

Tabela 11. Parâmetro da Válvula Modelo A

Parâmetros	Valores
P.A (Pressão de Ajuste)	6,0kgf/cm <sup>2</sup> (5,88barg)
Sobrepressão em 10%	6,6kgf/cm <sup>2</sup> (6,47barg)
Conexão de Entrada	1/4 "
Condição de Saída	Aberto para Atmosfera
Diâmetro do Orifício de Passagem (d)	7,4mm

Tal modelo, Figura 38, representa válvulas muito comercializadas, principalmente em vasos de compressores de ar comprimido e sistemas de compressão de baixa capacidade. Normalmente, o diâmetro máximo é de até  $\varnothing 1\frac{1}{2}$ ".



Figura 38. Desenho e imagem da válvula Modelo A.

Considerando a Metodologia I (Vaso alimentado diretamente e pressão controlada pelo compressor) as leituras obtidas estão apresentadas na Tabela 12 e Figura 39.

O período de tempo utilizado para análise compreendeu-se por aquele que apresentou a pressão mais estável, após a abertura da válvula, sendo então realizadas 1600 leituras, equivalente a 240s com frequência de aquisição de dados de 6,67Hz ou 1 aquisição a cada 0,15s.

O período de tempo com pressão mais estável foi definido pela avaliação do desvio padrão nas 1600 leituras, de forma sequencial, enquanto a pressão se manteve controlada. Assim, foi avaliado o intervalo com o menor desvio padrão relativo à média.

Esse intervalo estável ficou compreendido entre os períodos: 1274,1s à 1514,1s para o Modelo A, Figura 38 e sintetizado na Tabela 12.

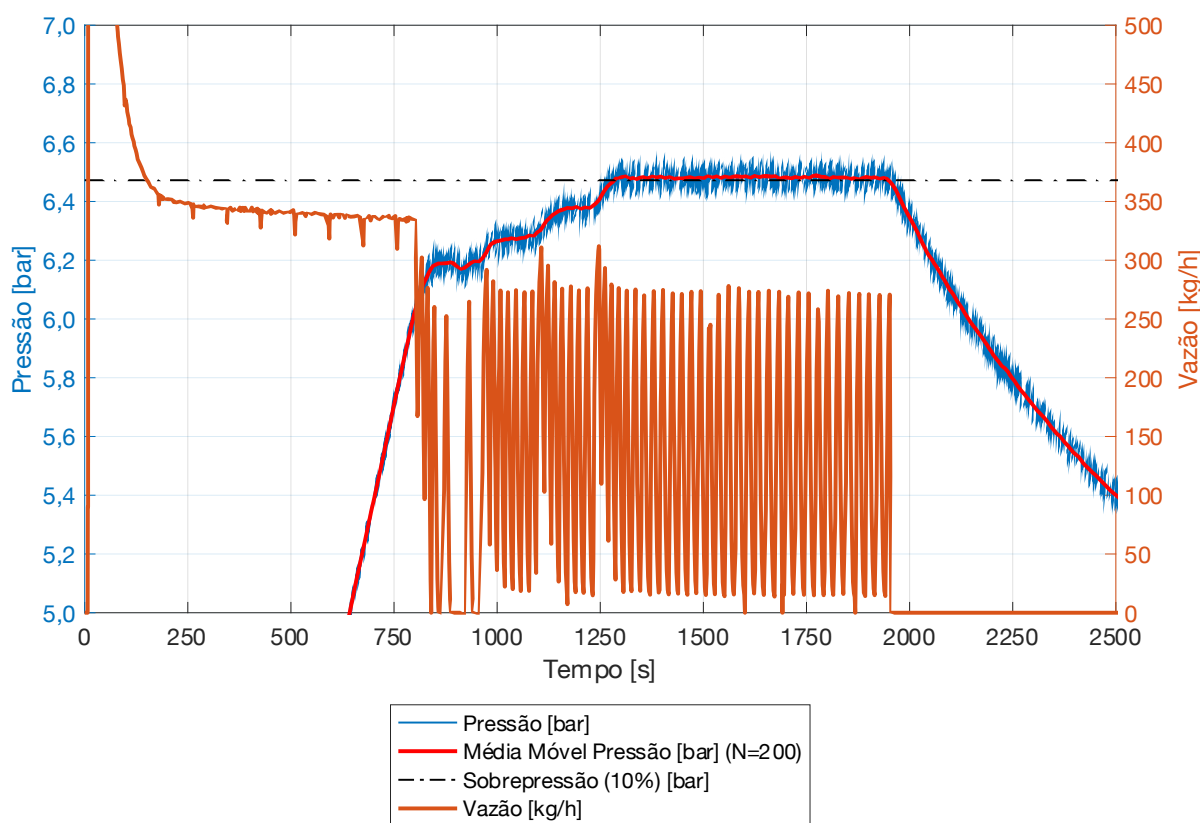


Figura 39. Gráfico da Metodologia I na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 12. Dados da Metodologia I na válvula Modelo A.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Mín. Relativo
Pressão [bar]	6,48	0,0343	0,53%	6,57	1,46%	6,39	-1,38%
Vazão [kg/h]	134,51	91,31	67,88%	279,38	107,70%	14,67	-89,09%

Portanto, considerando a Metodologia I, na pressão de  $6,48 \pm 0,01\text{bar}$  a vazão medida foi de  $134,51 \pm 5,24\text{kg/h}$ .

Considerando agora a Metodologia II (controle de pressão manual) e no intervalo estável entre 1413,45s e 1653,45s, foram realizadas 1600 leituras, equivalente a 240s com frequência de aquisição de dados de 6,67Hz, ou seja, 1 aquisição a cada 0,15s, conforme Figura 40 e Tabela 13.

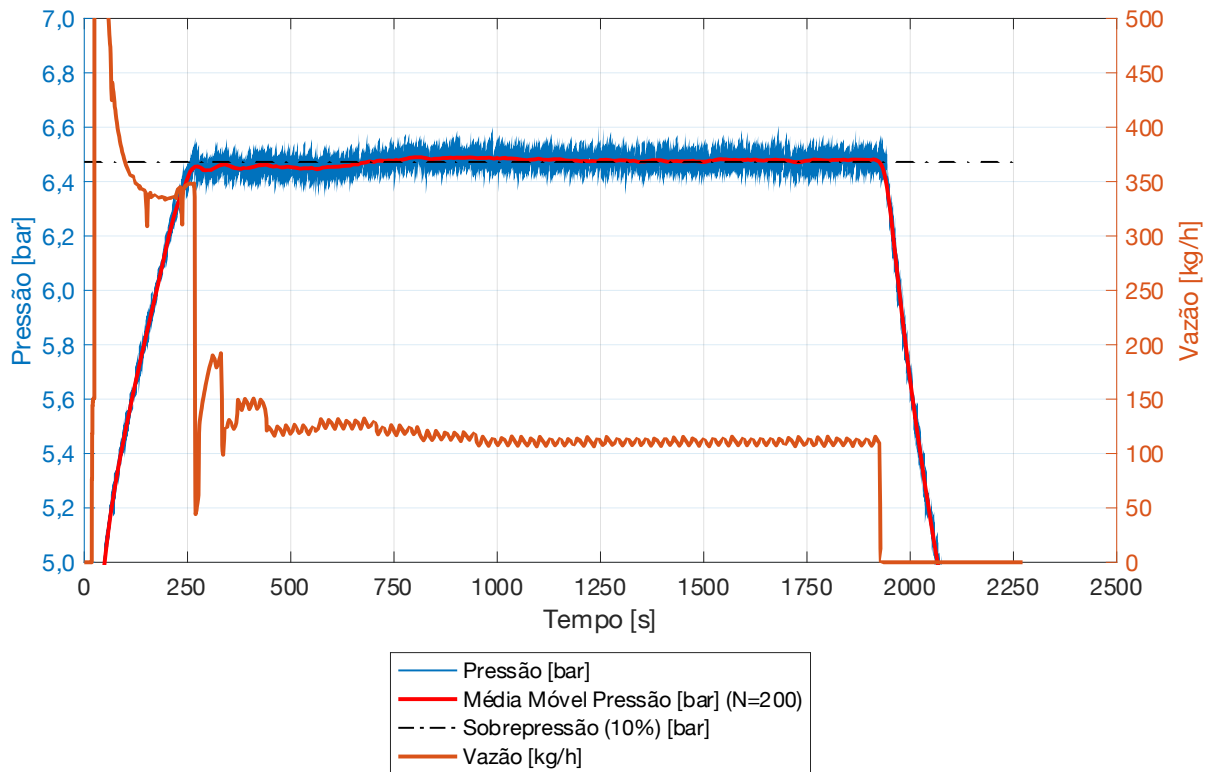


Figura 40. Gráfico da Metodologia II na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 13. Dados da Metodologia II na válvula Modelo A.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Mín. Relativo
Pressão [bar]	6,48	0,0398	0,61%	6,59	1,73%	6,37	-1,71%
Vazão [kg/h]	110,88	2,68	2,42%	115,73	4,38%	106,39	-4,05%

Portanto, considerando a Metodologia II, na pressão de  $6,48 \pm 0,01\text{bar}$  a vazão medida foi de  $110,88 \pm 2,13\text{kg/h}$ .

Na Metodologia III, que realiza um controle com o *setpoint* da pressão do vaso, os dados são representados na Tabela 14 e na Figura 41 no intervalo estável entre



1335,6s e 1575,6s, com frequência de 6,67Hz, ou seja, 1 leitura a cada 0,15s, foram aquisitados 1600 pontos.

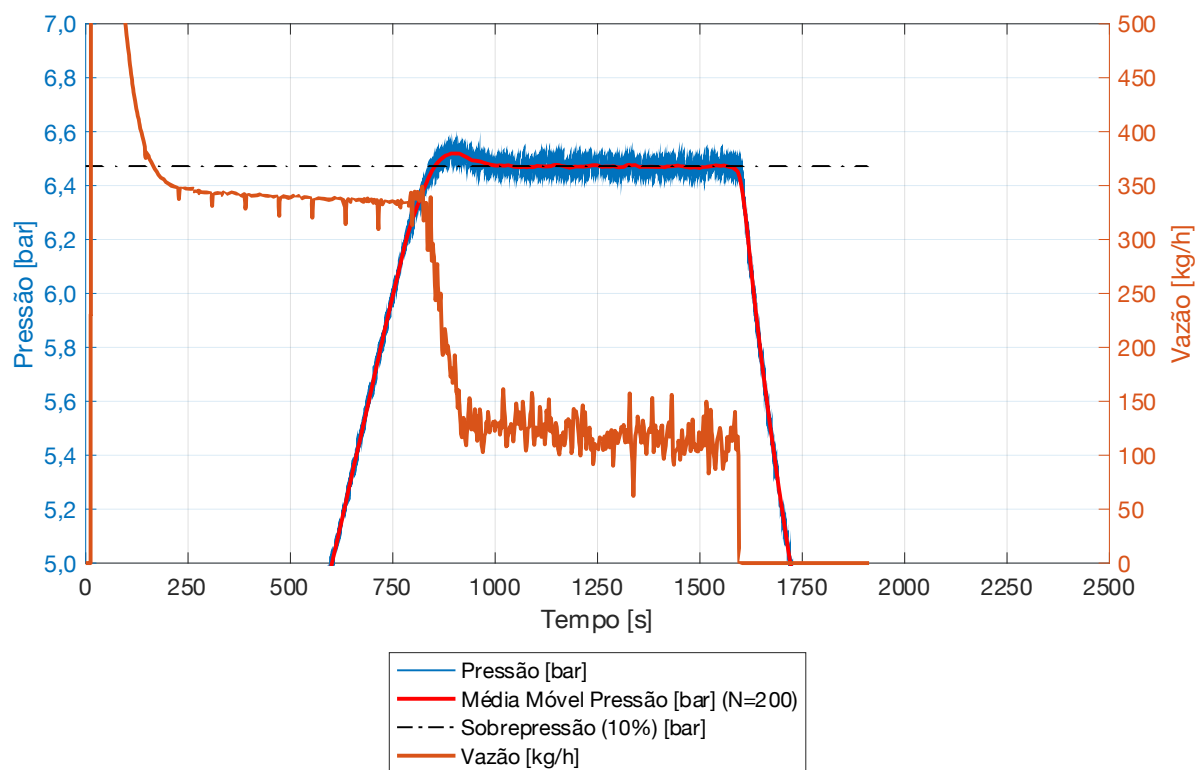


Figura 41. Gráfico da Metodologia III na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 14. Dados da Metodologia III na válvula Modelo A.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Mín. Relativo
Pressão [bar]	6,47	0,0370	0,57%	6,56	1,45%	6,38	-1,43%
Vazão [kg/h]	113,46	13,95	12,30%	155,97	37,46%	62,27	-45,12%

Portanto, considerando a Metodologia III, na pressão de  $6,47 \pm 0,01$ bar a vazão medida foi de  $113,46 \pm 2,29$ kg/h.

Por fim a Metodologia IV, realiza um controle com o *setpoint* da vazão, os dados são representados na Figura 42 e sinteticamente na Tabela 15, no intervalo estável entre 2079s e 2319s (240s – 1600 leituras).

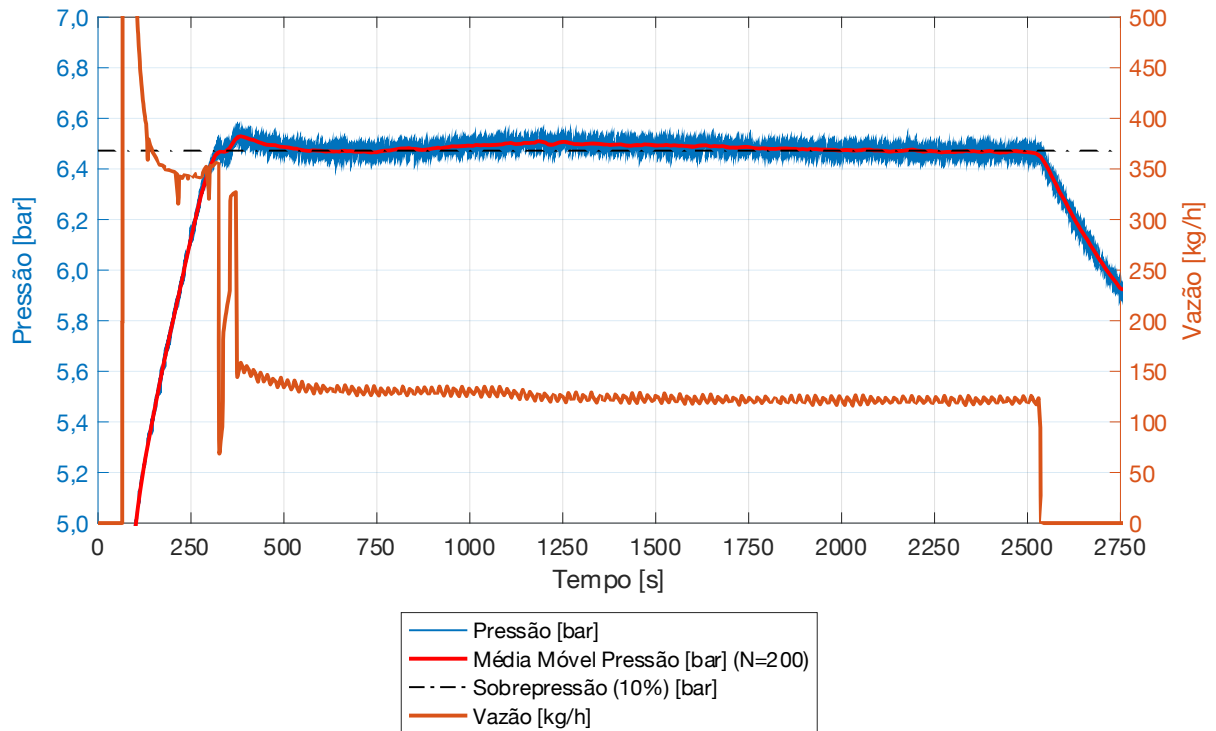


Figura 42. Gráfico da Metodologia IV na válvula Modelo A. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 15. Dados da Metodologia IV na válvula Modelo A.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Min. Relativo
Pressão [bar]	6,47	0,0315	0,49%	6,56	1,45%	6,39	-1,20%
Vazão [kg/h]	121,01	2,76	2,28%	126,15	4,25%	116,44	-3,78%

Dessa forma, para Metodologia IV, na pressão de  $6,47 \pm 0,01$ bar a vazão medida foi de  $121,01 \pm 2,33$ kg/h.

Sintetizando os resultados obtidos pelas metodologias propostas, para uma mesma válvula obtém-se a Tabela 16.

Tabela 16. Comparação da pressão de teste e vazão das metodologias para o Modelo A.

	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]	DP Relativo da Vazão [%]
Metodologia I	6,48 ± 0,01	135,51 ± 5,24	67,88
Metodologia II	6,47 ± 0,01	110,88 ± 2,13	2,42
Metodologia III	6,47 ± 0,01	113,46 ± 2,29	12,30
Metodologia IV	6,47 ± 0,01	121,01 ± 2,33	2,28

Observa-se que a média de vazão das quatro metodologias é 120,21kg/h, sendo a Metodologia II 7,76% menor que a média e a Metodologia I 12,73% maior. Nota-se também que Metodologia I apresenta maior variabilidade, por ser a que apresenta o sistema de controle mais simples.

Outro ponto a destacar é que a menor variabilidade da vazão é justamente na Metodologia IV, que apresenta um controle automático de vazão.

O período de aquisição de dados também foi testado, visto que não foi localizado um texto orientativo (norma) onde o tempo de teste e de aquisição de dados sejam citados. Para isso foram utilizados os mesmos dados das Metodologias I, II, III e IV com períodos maiores, sendo eles: 240s (1600 leituras), 300s (2000 leituras), 360s (2400 leituras), 420s (2800 leituras), 480s (3200 leituras) e 540s (3600 leituras). A Tabela 17 lista tais resultados.

Tabela 17. Comparação do período de aquisição de dados para o Modelo A.

Metodologia I			Metodologia II	
Período [s]	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]
240	6,48 ± 0,53%	134,51 ± 67,88%	6,48 ± 0,61%	110,88 ± 2,42%
300	6,48 ± 0,53%	133,00 ± 68,78%	6,48 ± 0,62%	110,93 ± 2,40%
360	6,48 ± 0,53%	132,60 ± 69,49%	6,48 ± 0,62%	110,82 ± 2,42%
420	6,48 ± 0,53%	126,61 ± 72,92%	6,48 ± 0,62%	110,91 ± 2,41%
480	6,48 ± 0,53%	129,65 ± 71,25%	6,48 ± 0,62%	110,92 ± 2,40%
540	6,48 ± 0,53%	129,49 ± 71,09%	6,48 ± 0,62%	110,86 ± 2,40%

Metodologia III			Metodologia IV	
Período [s]	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]
240	6,47 ± 0,57%	113,46 ± 12,30%	6,47 ± 0,49%	121,01 ± 2,28%
300	6,47 ± 0,58%	114,79 ± 11,25%	6,47 ± 0,49%	121,01 ± 2,28%
360	6,47 ± 0,58%	115,95 ± 11,34%	6,47 ± 0,49%	120,95 ± 2,26%
420	6,47 ± 0,58%	115,68 ± 11,36%	6,47 ± 0,49%	120,97 ± 2,26%
480	6,47 ± 0,58%	117,42 ± 11,18%	6,47 ± 0,49%	121,06 ± 2,25%
540	6,47 ± 0,58%	117,84 ± 11,46%	6,47 ± 0,50%	121,06 ± 2,28%

Da Tabela 17 nota-se que, para todas as metodologias, a pressão de teste não varia com a mudança do período de aquisição de dados, apresentado uma variação mínima na incerteza, representando, portanto, um escoamento em que a hipótese de regime permanente é válida. Já a vazão, na Metodologia I destaca-se por uma variação maior. A vazão medida com período de 240s (valor utilizado para avaliação da metodologia) é 2,70% maior que a média das vazões com os diferentes intervalos. Em relação a vazão média das metodologias a Metodologia II é 0,01% menor, a Metodologia III 2,07% menor e a Metodologia IV não apresenta diferença em relação a média.

Tal comportamento corrobora os resultados encontrados nas comparações das metodologias, onde a Metodologia I é a que apresenta maior variabilidade da vazão, por ser definida pela operação do compressor e, conseqüentemente, ser mais influenciada pelos ciclos do mesmo. Em seguida, a Metodologia III, que trata de um controle pela pressão e não pela vazão.

Como as Metodologias II e IV atuam de forma semelhante, diferenciando-se da primeira ser de controle manual e da segunda automático, apresentaram variabilidade reduzida.

Para a confirmação e validação das Metodologias II, III e IV, essas foram testadas em outra válvula, Modelo B (Figura 43), com parâmetros diferentes, conforme a Tabela 18.

Tabela 18. Parâmetro da Válvula Modelo B

Parâmetros	Valores
P.A (Pressão de Ajuste)	3,0kgf/cm <sup>2</sup> (2,94barg)
Sobrepresão em 10%	3,3kgf/cm <sup>2</sup> (3,24barg)
Conexão de Entrada	1/2 "
Conexão de Saída	3/4" (à 90°)
Diâmetro do Orifício de Passagem (d)	12,7mm

Tal modelo é mais utilizado em sistemas de pressões intermediárias (até 15bar), em pequenas caldeiras e comercialmente seu maior diâmetro é de até 2 ½".



Figura 43. Válvula em teste sem capô, nem alavanca. Imagem completa do Modelo B à direita.

Da mesma forma como realizado anteriormente para o Modelo A, a Metodologia II foi também aplicada ao Modelo B (controle manual da válvula PV-6).

O intervalo de dados tem o mesmo período de tempo dos testes anteriores, ou seja, 240s (1600 leituras). Portanto, os dados utilizados estão entre 1256,4s e 1496,4s e são analisados conforme Figura 44 e Tabela 19.

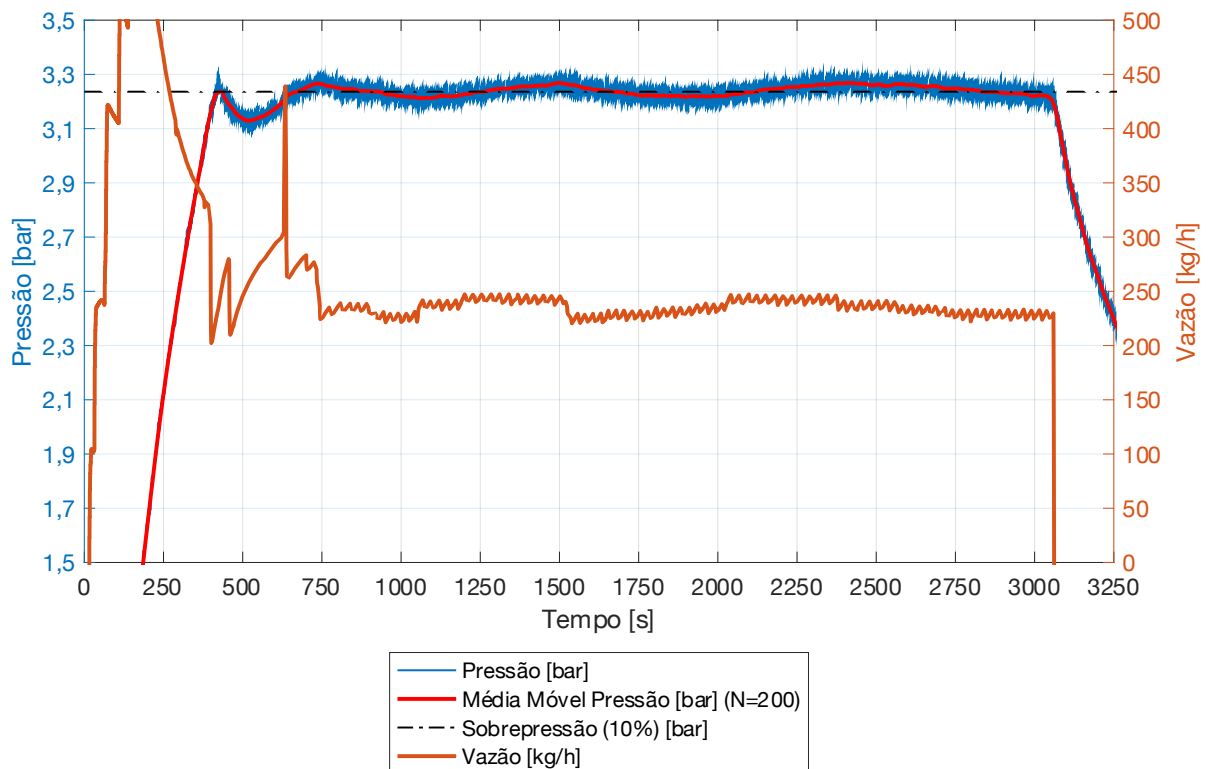


Figura 44. Gráfico da Metodologia II na válvula Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 19. Dados da Metodologia II na válvula Modelo B.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Min. Relativo
Pressão [bar]	3,25	0,0281	0,86%	3,33	2,32%	3,17	-2,62%
Vazão [kg/h]	242,81	3,01	1,24%	248,47	2,32%	237,31	-2,18%

Portanto, considerando a Metodologia II, na pressão de  $3,25 \pm 0,01$ bar a vazão média foi de  $242,81 \pm 4,66$ kg/h.

Para a Metodologia III o intervalo de dados compreende entre 1052,1s e 1292,1s e estão dispostos na Figura 45 e Tabela 20.

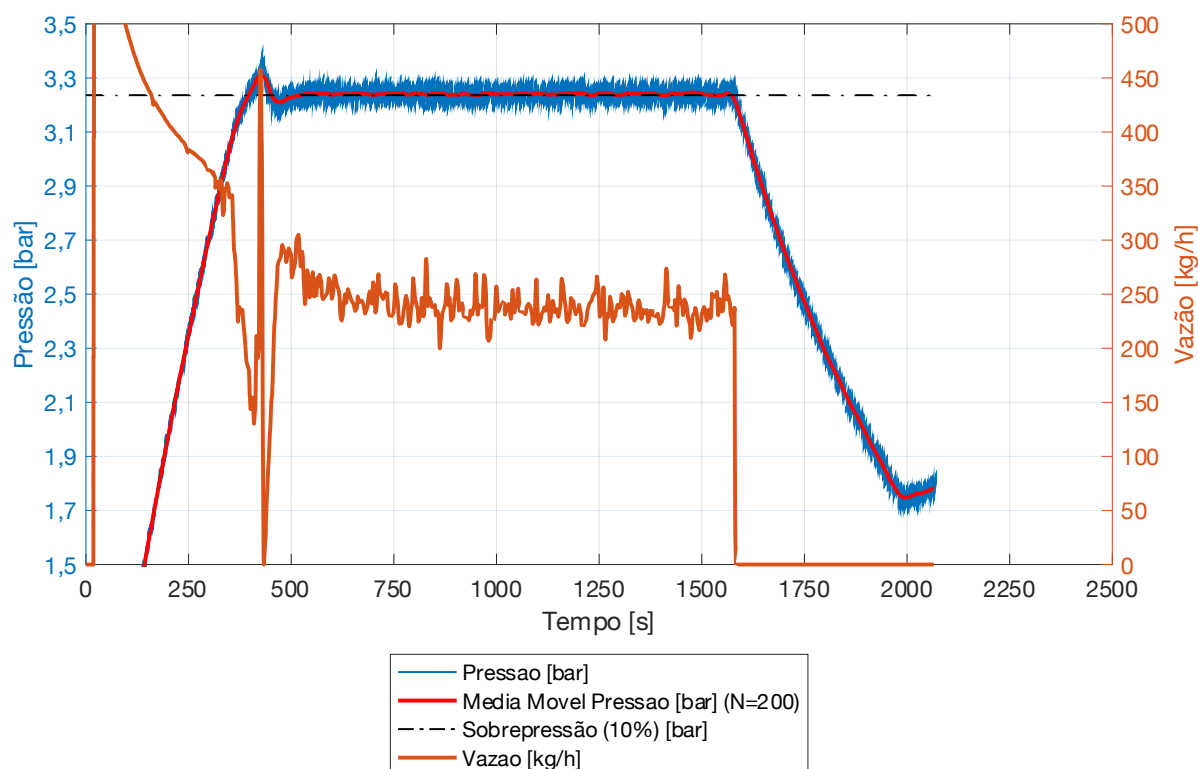


Figura 45. Gráfico da Metodologia III na válvula Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 20. Dados da Metodologia III na válvula Modelo B.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Min. Relativo
Pressão [bar]	3,24	0,0354	1,09%	3,32	2,55%	3,14	-3,27%
Vazão [kg/h]	236,47	10,89	4,60%	267,41	13,09%	208,05	-12,02%

Portanto, considerando a Metodologia III, na pressão de  $3,24 \pm 0,01$ bar a vazão medida foi de  $236,47 \pm 4,57$ kg/h.

Por fim a Metodologia IV é testada no Modelo B. Seus dados compreendem do intervalo de 1795,8s a 2035,8s da Figura 46 e da Tabela 21.

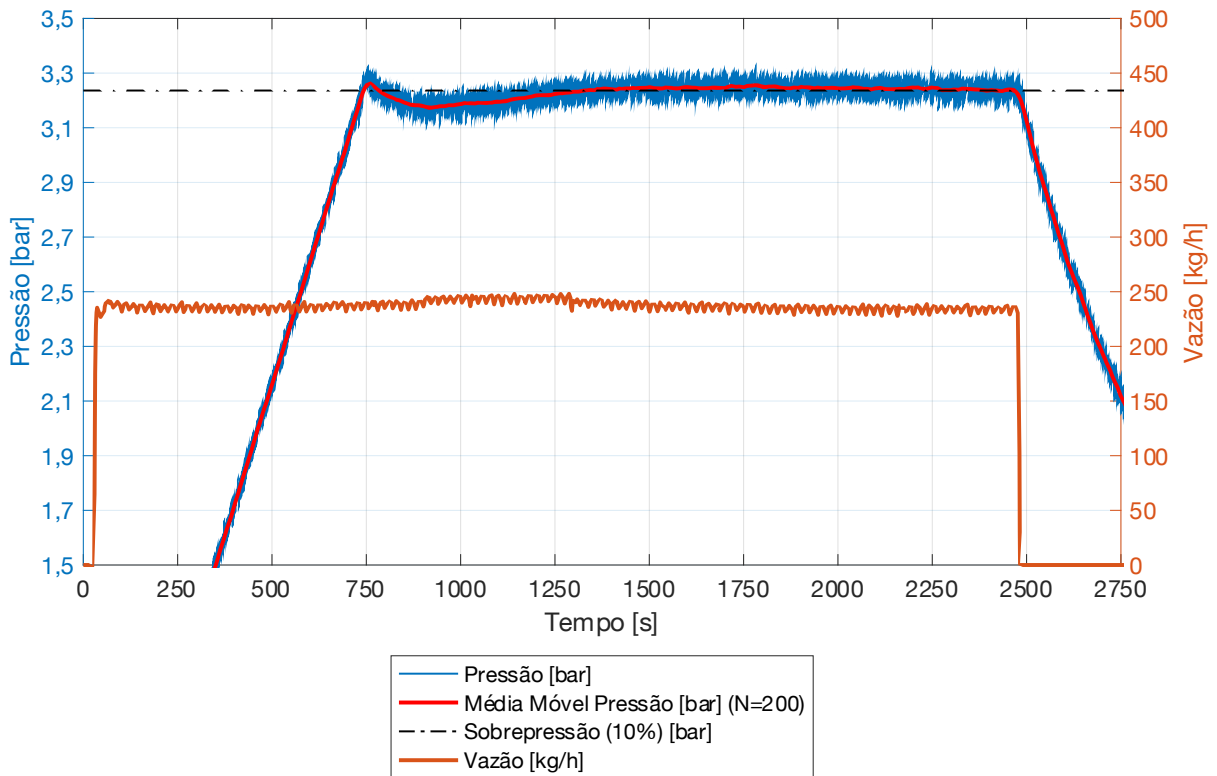


Figura 46. Gráfico da Metodologia IV na válvula Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Tabela 21. Dados da Metodologia IV na válvula Modelo B.

	Média	DP	DP Relativo	Máx.	Máx. Relativo	Mín.	Min. Relativo
Pressão [bar]	3,25	0,0350	1,08%	3,33	2,55%	3,16	-2,71%
Vazão [kg/h]	234,63	3,01	1,28%	239,09	1,90%	228,18	-2,75%

Portanto, considerando a Metodologia III, na pressão de  $3,25 \pm 0,01$  bar a vazão média foi de  $234,63 \pm 4,51$  kg/h.

Comparando-se as metodologias aplicadas ao no Modelo B, tem-se a Tabela 22.

Tabela 22. Comparação da pressão de teste e vazão das metodologias para o Modelo B.

	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]	Desv. Padrão [%]
Metodologia II	$3,25 \pm 0,01$	$242,81 \pm 4,66$	1,24
Metodologia III	$3,24 \pm 0,01$	$236,47 \pm 4,57$	4,60
Metodologia IV	$3,25 \pm 0,01$	$234,63 \pm 4,51$	1,28



A média das vazões das metodologias do Modelo B é 237,97kg/h. Em relação a média a Metodologia II é 2,03% maior e a Metodologia IV é 1,40% menor.

Assim como no Modelo A anterior, para avaliação do tempo de aquisição de dados, foram demonstrados os efeitos nos valores de pressão e vazão para diferentes períodos, Tabela 23.

Tabela 23. Comparação do período de aquisição de dados para o Modelo B.

Período [s]	Metodologia II		Metodologia III	
	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]
240	3,25 ± 0,86%	242,81 ± 1,24%	3,24 ± 1,09%	236,47 ± 4,60%
300	3,22 ± 0,87%	232,12 ± 1,89%	3,24 ± 1,10%	237,24 ± 4,31%
360	3,22 ± 0,87%	233,27 ± 2,39%	3,24 ± 1,10%	236,57 ± 4,56%
420	3,22 ± 0,88%	233,65 ± 2,52%	3,24 ± 1,10%	237,06 ± 4,93%
480	3,26 ± 0,89%	237,78 ± 1,95%	3,24 ± 1,10%	237,28 ± 4,77%
540	3,26 ± 0,89%	237,97 ± 2,06%	3,24 ± 1,10%	236,53 ± 4,65%

Metodologia IV		
Período [s]	Pressão [bar]	Vazão [kg/h]
240	3,25 ± 1,08%	234,63 ± 1,28%
300	3,25 ± 1,08%	234,62 ± 1,27%
360	3,25 ± 1,08%	236,17 ± 1,30%
420	3,25 ± 1,08%	235,49 ± 1,32%
480	3,25 ± 1,08%	235,33 ± 1,32%
540	3,24 ± 1,09%	235,57 ± 1,33%

Observa-se que a Metodologia II apresenta maior variação do valor médio da pressão, entre 3,22 e 3,26bar, enquanto a Metodologia III e IV ou não apresentam variação no valor médio ou a variação é mínima. Tal comportamento ocorre pelo fato deste procedimento ser controlado manualmente pelo operador e por se tratar de uma válvula de dimensão maior que o Modelo A. Assim, com maior vazão, o controle torna-se mais sensível e instável para ser operado manualmente, o que é observável na Figura 44 e confirmado com os dados da Tabela 23.

A conclusão é que a Metodologia II não seria recomendável para válvulas maiores que a Modelo B, devido a elevada variabilidade da pressão nessa metodologia, a vazão também demonstra tal comportamento, sendo a vazão média dos diferentes

períodos 236,27kg/h com um desvio máximo de 2,77%. Nas Metodologias III e IV o maior desvio da média foi 0,16% e 0,37%, respectivamente.

Portanto, o período utilizado para comparação das metodologias, de 240s, não se diferencia mais que 2,07% da média dos períodos para as Metodologias III e IV, o que mostra tal intervalo ser suficiente para a medição de vazão nas válvulas de segurança.

Vale destacar que os *setpoints* de vazão utilizados na Metodologia IV foram obtidos por testes preliminares utilizando a Metodologia III. Devido a isso, observa-se uma aproximação nos valores médios de vazão das duas metodologias, porém com a Metodologia IV apresentando uma variabilidade menor, por se tratar de um controle automático de vazão. Isso faz com que a Metodologia IV seja a que demanda mais tempo de execução, visto que deve-se conhecer previamente um valor aproximado para a vazão. Porém, tais testes preliminares são previstos por ASME PTC 25 [10].

As Metodologias I, II e III apresentaram a medição de vazão com incerteza menor ou igual a 2%, sendo esse um dos principais parâmetros de controle da medição de vazão, conforme ASME PTC 25 parágrafo 1.3 [10].

Outra exigência em ensaios de vazão em válvulas de segurança diz respeito ao aumento de pressão, até atingir a sobrepressão.

Em todos os testes descritos nesse capítulo, o aumento de pressão atingiu 0,007bar/s no máximo, atendendo portanto, a norma ASME PTC 25 parágrafo 4.4.4(a) [10], como visto no capítulo anterior, que determina um aumento máximo de 2psi/s ou 0,138bar/s.

Outro ponto a destacar das metodologias é o período de tempo para que a pressão se estabilize. Nota-se que a Metodologia III alcançou o *setpoint* de pressão em um período menor que as demais metodologias, ao comparar os dois modelos de válvulas: A e B.

Considerando os dados e discussões postas nesse capítulo, a Metodologia III foi eleita e será utilizada em todos os testes que envolvem medição de vazão de válvulas nas próximas análises, por apresentar valores médios próximos à Metodologia IV, que apresentou medição de vazão mais estável, e por demandar menos leituras preliminares (apenas a sobrepressão), conseqüentemente menor tempo de execução.

Ao observar os resultados obtidos para uma válvula certificada (Modelo D), como o caso do teste de validação da medição da vazão em que foi utilizado a Metodologia III no Capítulo 5, nota-se que além da estabilidade e tempo de execução das metodologias o valor obtido por elas apresenta um desvio de apenas 0,95% em relação a vazão certificada, conforme demonstrado na Figura 30 e Tabelas 8 e 9.

## **7.2 AVALIAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO DE VÁLVULAS PSV OPERANDO EM AR COMPRIMIDO**

Para a avaliação do modelo matemático desenvolvido no Capítulo 4, foram realizados dois testes:

- i) Teste de abertura e vazão;
- ii) Teste de medição da abertura (Conforme descrito no Capítulo 6)

A avaliação do modelo matemático foi realizada para três modelos distintos de

válvulas, com pressões de abertura, diâmetros e marcas diferentes. Assim, o Modelo C trata-se do mesmo Modelo A (Figura 38) utilizada no teste anterior, porém com parâmetros operacionais diferentes, conforme Tabela 24.

Tabela 24. Parâmetros da válvula do Modelo C.

Parâmetros	Valores
P.A (Pressão de Ajuste)	4,0kgf/cm <sup>2</sup> (3,92bar)
Sobrepresão em 10%	4,4kgf/cm <sup>2</sup> (4,31bar)
Conexão	1/4"
Diâmetro do Orifício de Passagem (d)	7,5mm
Diâmetro do Disco (d <sub>d</sub> )	9,0mm
Coefficiente Elástico da Mola (k <sub>m</sub> )	2730N/m
Massa dos Componentes Móveis (m)	33,34g
Ângulo de Saída do Fluxo (θ)	90°

O Teste de abertura e vazão para o Modelo C está demonstrado na Figura 47, para três ciclos de abertura e fechamento, utilizando a Metodologia III. Nenhuma norma determina qual a repetitividade de abertura e fechamento que deve ser realizado para uma válvula apenas. A ASME VIII [5], no parágrafo UG 131, determina que para ensaio em um teste de vazão utilizar no mínimo 3 válvulas idênticas. Já a ASME PTC 25 [10] afirma que as pressões de abertura devem estar em um intervalo de  $\pm 1\%$  ou  $\pm 0,5\text{psi}$  (0,034 bar), o que for maior, do valor médio. Portanto, para conferir a repetitividade e a aderência da válvula com as normas foram realizados três ciclos de abertura e fechamento com a mesma válvula.

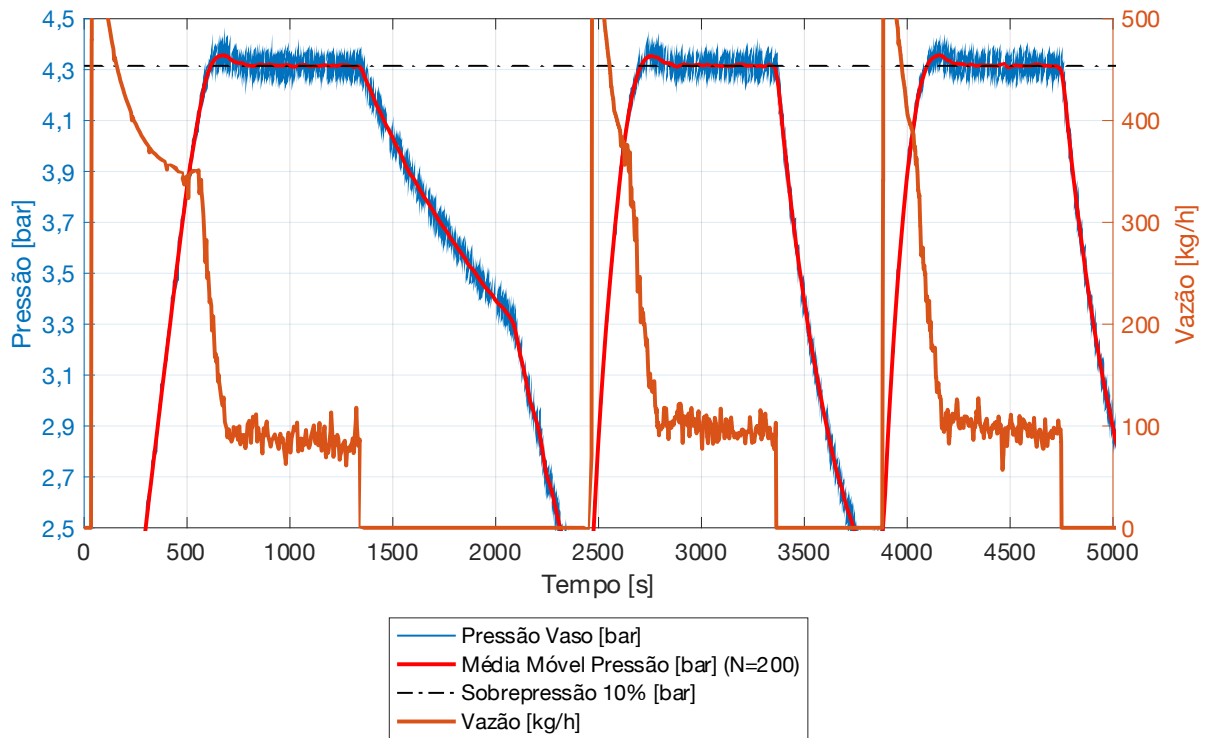


Figura 47. Gráfico do teste de abertura e vazão do Modelo C. Frequência de aquisição 6,67Hz.

As informações obtidas desses testes estão sintetizadas na Tabela 25.

Tabela 25. Dados do teste de abertura e vazão do Modelo C.

	PA [bar]	Intervalo [s]	Pressão [bar]	DP Relativo da Pressão	Vazão [kg/h]	DP Relativo da Vazão
Ciclo 1	3,90	892,2 – 1132,2	4,31	0,88%	86,47	8,16%
Ciclo 2	4,03	3097,5 – 3337,5	4,31	0,91%	95,33	6,91%
Ciclo 3	3,92	4508,1 – 4748,1	4,31	0,89%	93,75	7,34%

Portanto, a pressão de abertura média é de  $3,95 \pm 0,09$  bar, a média da pressão de teste de vazão é  $4,31 \pm 0,01$  bar com média de vazão de  $91,85 \pm 1,80$  kg/h.

Observa-se que as pressões de abertura encontram-se entre 2,16% acima e 1,38% abaixo da média.

Os coeficientes de descarga da válvula de segurança calculado de acordo com a Eq. 61 estão expressos na Tabela 26.

Tabela 26. Dados do coeficiente de descarga do Modelo C.

Coeficiente de Descarga ( $C_D$ )	
Ciclo 1	0,440
Ciclo 2	0,482
Ciclo 3	0,473

Portanto, o coeficiente de descarga médio para o Modelo C, calculado segundo Eq. 61 é:  $C_D = 0,465 \pm 0,015$ .

Já as leituras experimentais do Teste de abertura, apresentou comportamento conforme demonstrado na Figura 48.

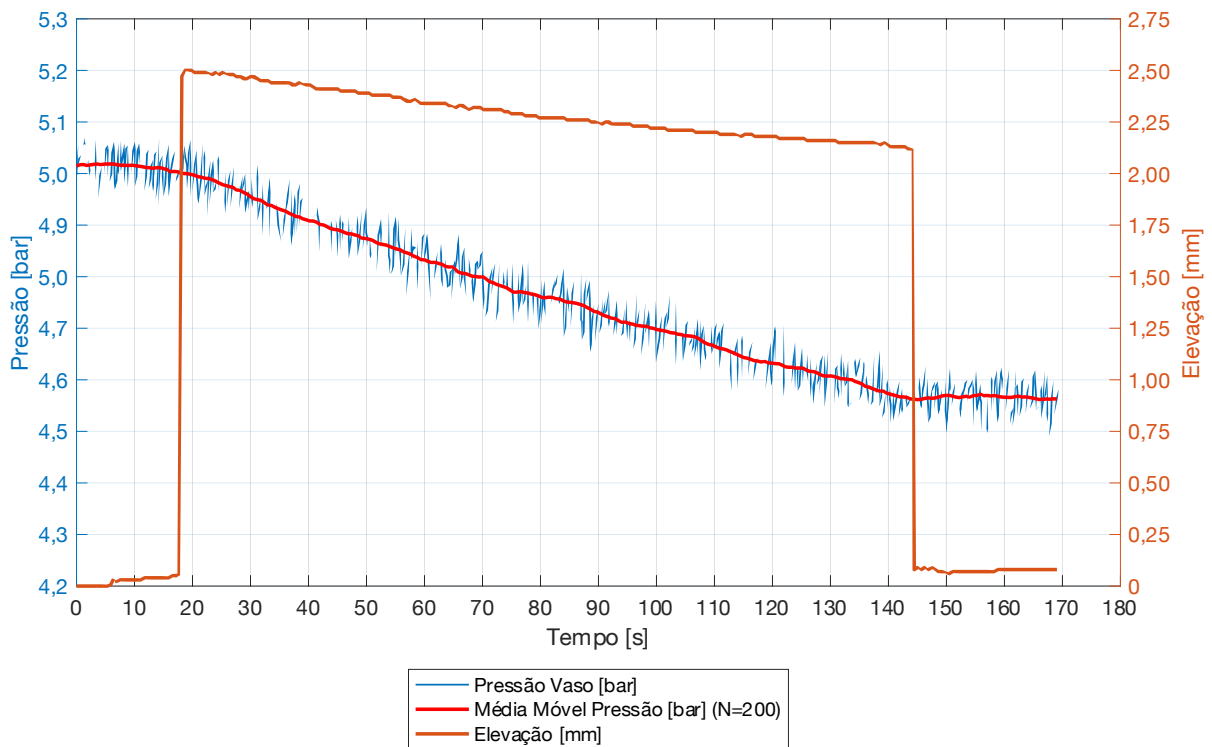


Figura 48. Gráfico do teste de medição da abertura do Modelo C. Frequência de aquisição 6,67Hz

A pressão do vaso e a massa específica do ar antes da abertura da válvula são  $5,01 \pm 0,01$  bar e  $6,85 \pm 0,02$  kg/m<sup>3</sup>, respectivamente. A elevação do disco ao abrir é de  $2,44 \pm 0,02$  mm.

A Figura 49 demonstra todos os dados e parâmetros de simulação da válvula e do teste configurados no programa para a resolução da Eq. 44.

```

m = 0.03334; % Massa Partes Moveis (kg)
c = 10; % Coef de Amortecimento (N.s/m)
d = 0.0075; % Diametro (m)
A = pi*0.25*(d^2); % Area (m2)
dd = 0.0090; % Diametro Disco (m)
Ad = pi*0.25*(dd^2); % Area Disco (m)
Pa = 395000; % Pressao do Abertura (Pa)
Po = 501000; % Pressao do Vaso (Pa)
rho = 6.85; % Massa Especifica (kg/m3)
km = 2730; % Coeficiente Mola (N/m)
g = 9.79; % Aceleracao Gravitacional (m/s2)
Cd = 0.465; % Coeficiente de Descarga
k = 1.40; % Coeficiente de Exp. Adiabatica
beta = 90; % Angulo de saida do fluxo

```

Figura 49. Dados para resolução do modelo matemático do Modelo C.

O modelo matemático (Eq.44) é resolvido a partir do método de Runge Kutta de 4ª ordem com uma malha de resposta com intervalos de 0,001s, obtendo assim o gráfico da elevação (y) do disco da válvula em função do tempo. Os dados de pressão de abertura, pressão do vaso e massa específica foram simulados como 3 valores diferentes (extremos inferior, superior e média), os extremos foram obtidos adicionando e subtraindo a incerteza de cada propriedade. Então obteve-se uma faixa de abertura, como demonstra a Figura 50.

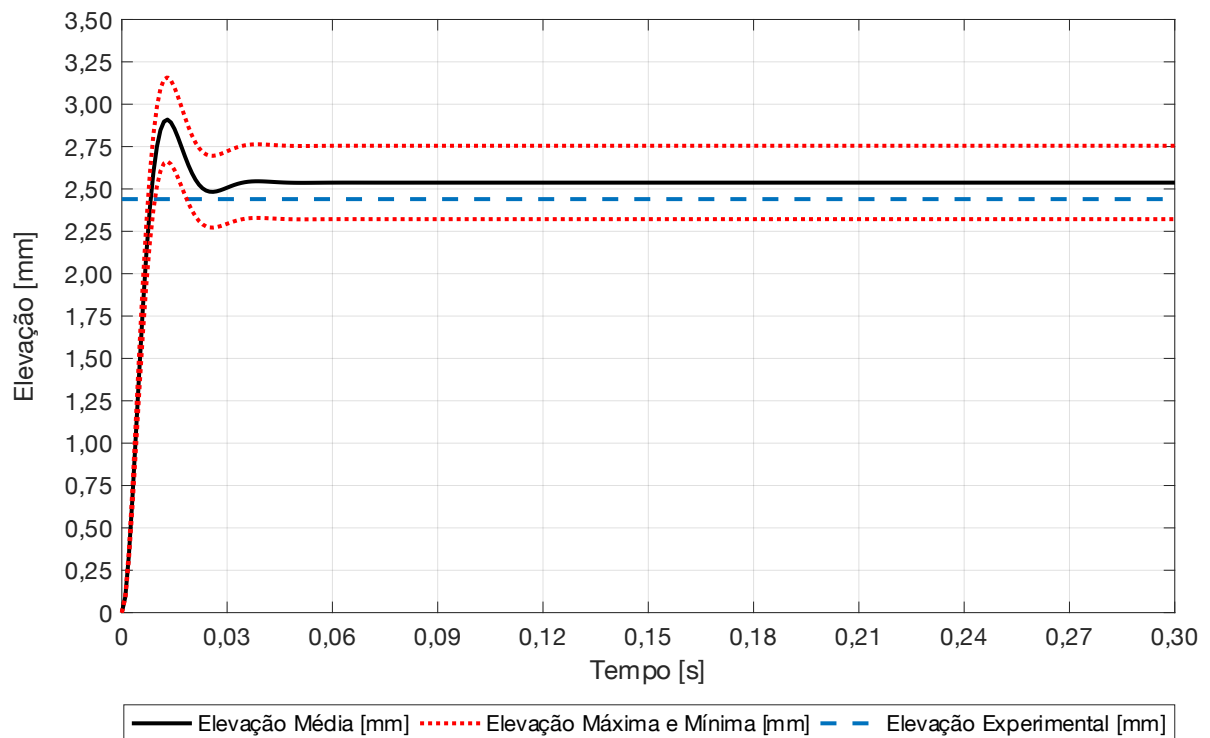


Figura 50. Cálculo da elevação, segundo Modelo matemático (Eq. 44) da elevação do disco do Modelo C versus leitura experimental.

Observa-se que a válvula apresenta um pico de elevação e depois se estabiliza. Como a leitura experimental do relógio comparador, representado pela Figura 48, é feita a cada 0,15s esse fenômeno de amortecimento não é capturado pelo mesmo, visto que o pico da curva do modelo não é registrado pelo relógio comparador no experimento. Embora esse pico não seja obtido, com o arranjo de teste atual, sabe-se que o mesmo

ocorre fisicamente e não se trata de um resultado do modelo matemático, visto que soluções numéricas de equações transientes podem apresentar dispersão numérica. Tal conclusão é possível de se obter por meio de filmagens em câmera lenta, onde observa-se que a válvula abre e a leitura do relógio comparador não é imediatamente atualizada. Quando uma nova leitura do relógio comparador é realizada, nota-se também que a válvula está em uma elevação menor em relação a abertura.

Portanto, para efeito de comparação, adotou-se o valor quando a elevação se estabiliza.

O valor da elevação foi de  $2,54 \pm 0,22$ mm. A vazão calculada através do modelo matemático (Eq. 44) é de  $93,81 \pm 3,25$ kg/h.

Nota-se que a elevação, obtida experimentalmente, encontra-se nos limites da incerteza, sendo 3,94% menor que a média.

A vazão experimental é 2,09% menor que o calculado pelo modelo.

O outro modelo testado é o Modelo B, mesmo utilizado no item anterior. Os parâmetros encontram-se destacados na Tabela 27.

Tabela 27. Parâmetros do da válvula do Modelo B.

Parâmetros	Valores
P.A (Pressão de Ajuste)	3,0kgf/cm <sup>2</sup> (2,94bar)
Sobreprensão em 10%	3,3kgf/cm <sup>2</sup> (3,30bar)
Conexão	1/2"
Diâmetro do Orifício de Passagem (d)	12,7mm
Diâmetro do Disco (d <sub>d</sub> )	15,0mm
Coefficiente Elástico da Mola (k <sub>m</sub> )	5700N/m
Massa dos Componentes Móveis (m)	175,50g
Ângulo de Saída do Fluxo (θ)	90°

Novamente, realiza-se o Teste de abertura, para três ciclos de abertura e fechamento da válvula e vazão obtendo o gráfico da Figura 51.

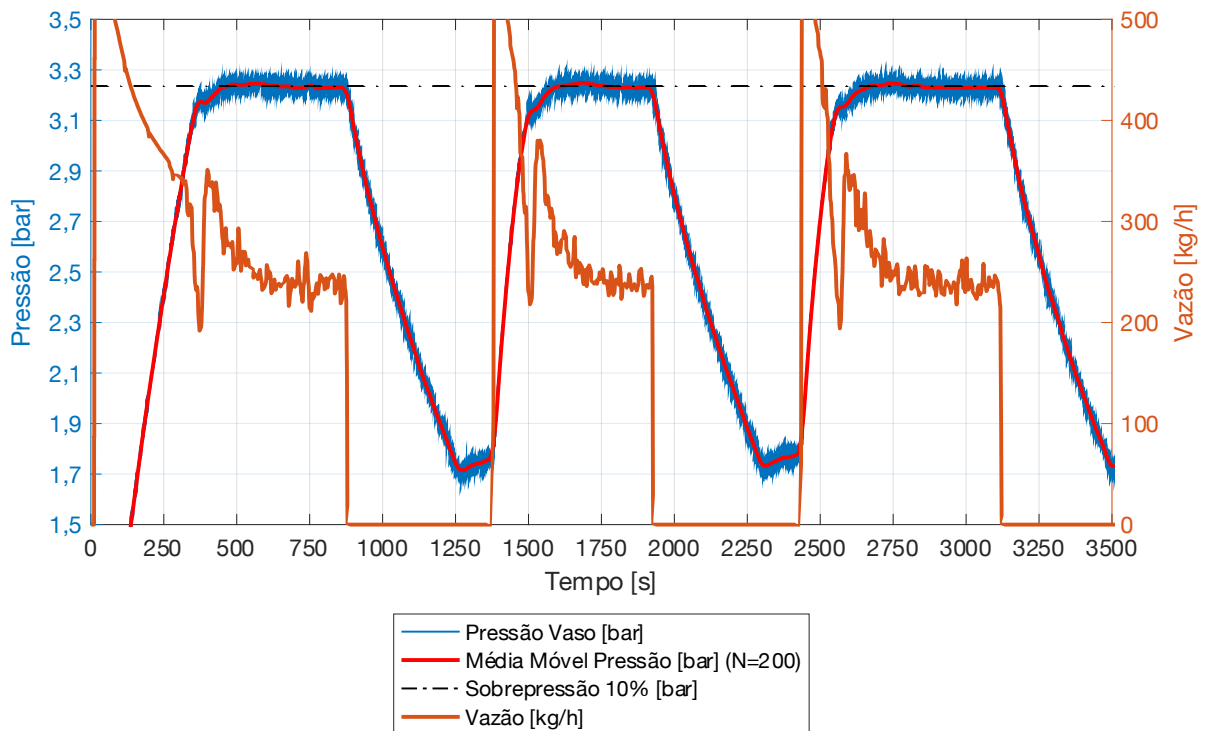


Figura 51. Gráfico do teste de abertura e vazão do Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Os dados desse teste encontram-se tratados na Tabela 28.

Tabela 28. Dados do teste de abertura e vazão do Modelo B.

	PA [bar]	Intervalo [s]	Pressão [bar]	DP Relativo da Pressão	Vazão [kg/h]	DP Relativo da Vazão
Ciclo 1	3,19	615,9 – 855,9	3,23	1,01%	252,71	4,15%
Ciclo 2	3,15	1685,7 – 1925,7	3,23	1,02%	255,49	3,33%
Ciclo 3	3,19	2871,9 – 3111,9	3,23	0,98%	253,29	3,44%

Assim, a pressão média de abertura foi de  $3,18 \pm 0,06$ bar. Observa-se que as pressões de abertura se mantiveram no intervalo de  $\pm 1\%$  da média.

A vazão média foi de  $253,83 \pm 4,90$ kg/h, em uma pressão média de  $3,23 \pm 0,01$ bar. Com a vazão calcula-se o coeficiente de descarga para cada seção, conforme Tabela 29.

Tabela 29. Dados do coeficiente de descarga do Modelo B.

Coeficiente de Descarga ( $C_D$ )	
Ciclo 1	0,565
Ciclo 2	0,569
Ciclo 3	0,564



Portanto o coeficiente de descarga médio para o Modelo B, calculado segundo Eq. 61, é  $C_D = 0,566 \pm 0,013$ .

Na Figura 52 observa-se o comportamento da válvula no Teste de medição da abertura.

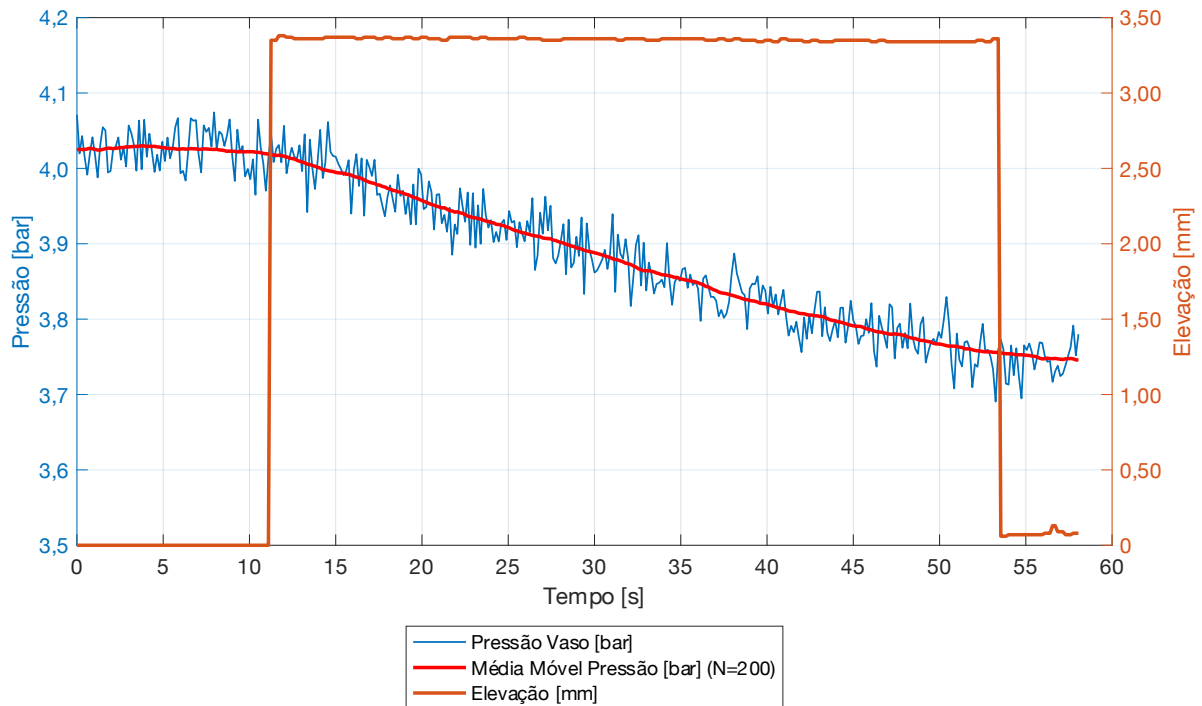


Figura 52. Gráfico do teste de medição da abertura do Modelo B. Frequência de aquisição 6,67Hz.

Portanto a pressão do vaso (estagnação) antes da abertura da válvula é  $4,03 \pm 0,01\text{bar}$  e massa específica do ar  $5,85 \pm 0,02\text{kg/m}^3$ .

A elevação medida da válvula foi de  $3,35 \pm 0,02\text{mm}$ .

Com isso obteve-se todos os parâmetros para o desenvolvimento da resolução do modelo matemático, conforme demonstra a Figura 53.

```

m = 0.1755;           % Massa Partes Moveis (kg)
c = 25;              % Coef de Amortecimento (N.s/m)
d = 0.0127;         % Diametro (m)
A = pi*0.25*(d^2);  % Area (m2)
dd = 0.015;         % Diametro Disco (m)
Ad = pi*0.25*(dd^2); % Area Disco (m)
Pa = 318000;        % Pressao de Abertura (Pa)
Po = 403000;        % Pressao de Vaso (Pa)
rho = 5.85;         % Massa Especifica (kg/m3)
km = 5700;          % Coeficiente Mola (N/m)
g = 9.79;           % Aceleracao Gravitacional (m/s2)
Cd = 0.566;         % Coeficiente de Descarga
k = 1.40;           % Coeficiente de Exp. Adiabatica
beta = 90;          % Angulo de saida do fluxo
    
```

Figura 53. Dados para resolução do modelo matemático do Modelo B.

Resolvendo a Eq. 44 pelo Método de Range Kutta de 4ª ordem, com pontos a cada 0,001s.

A resolução está demonstrada no gráfico da Figura 54.

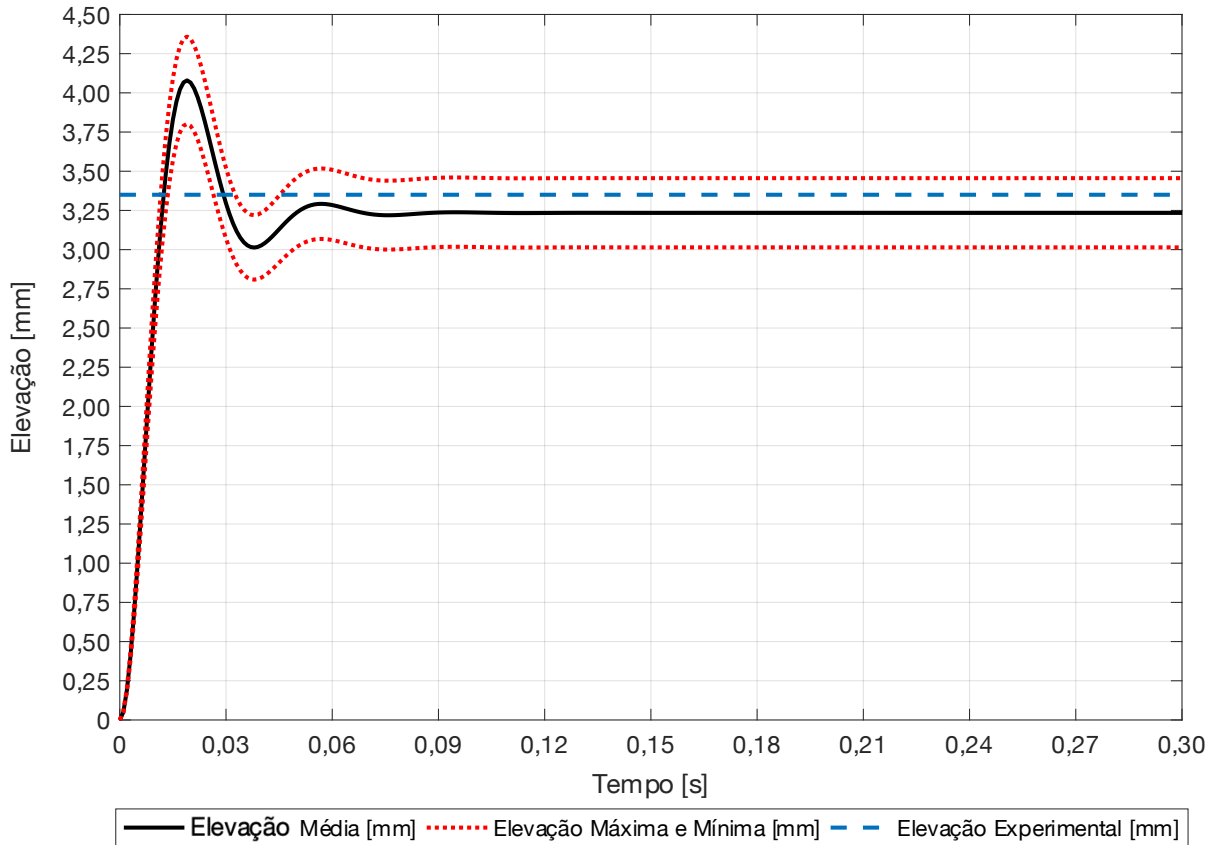


Figura 54. Cálculo da elevação, segundo Modelo matemático (Eq. 44) da elevação do disco do Modelo B versus leitura experimental.

De acordo com esses dados, a elevação do disco da válvula, quando estabilizada, foi de  $3,23 \pm 0,22\text{mm}$  e a vazão calculada de  $271,37 \pm 6,11\text{kg/h}$ .

Portanto o valor experimental da elevação do disco é 3,72% acima do obtido no modelo matemático, Eq. 44, já a vazão medida no experimento é 6,46% menor que modelada.

Por fim, foi testado o Modelo D, mesmo modelo de referência utilizado na validação do sistema de medição, no Capítulo 5, Figura 29.

O Modelo D trata-se de uma válvula certificada quanto a vazão, com selo ASME VIII. Suas características são listadas na Tabela 30.

Tabela 30. Parâmetros da válvula do Modelo D.

Parâmetros	Valores
P.A (Pressão de Ajuste)	1,1kgf/cm <sup>2</sup> (1,08bar)
Sobrepresão em 20kPa	1,3kgf/cm <sup>2</sup> (1,28bar)
Conexão	1/2"
Diâmetro do Orifício de Passagem (D)	10,25mm
Diâmetro do Disco ( $d_d$ )	14,40mm
Coefficiente Elástico da Mola ( $k_m$ )	2170N/m
Massa dos Componentes Móveis (m)	240,30g
Ângulo de Saída do Fluxo ( $\theta$ )	37,2°

A principal diferença do modelo D em relação aos modelos B e C, reside em que seu disco apresenta um defletor, que direciona o fluxo no ângulo de 37,2° com a vertical. A Figura 55 demonstra o formato do disco e suas dimensões.

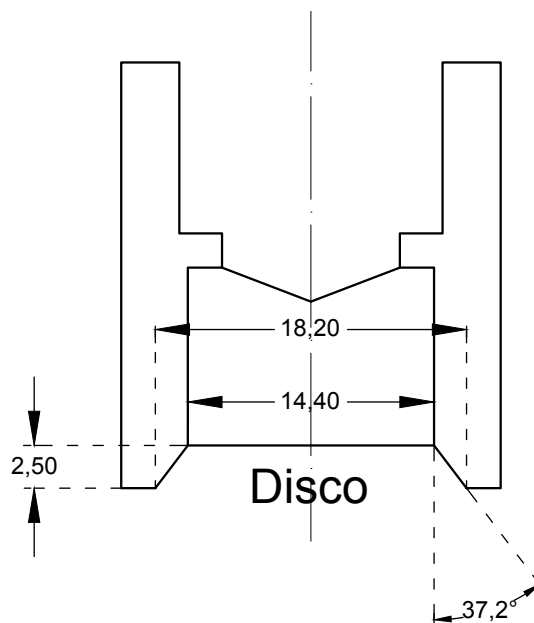


Figura 55. Desenho do disco com defletor de 37,2°. Modelo D.

A Figura 56 demonstra o gráfico do Teste de abertura e vazão.

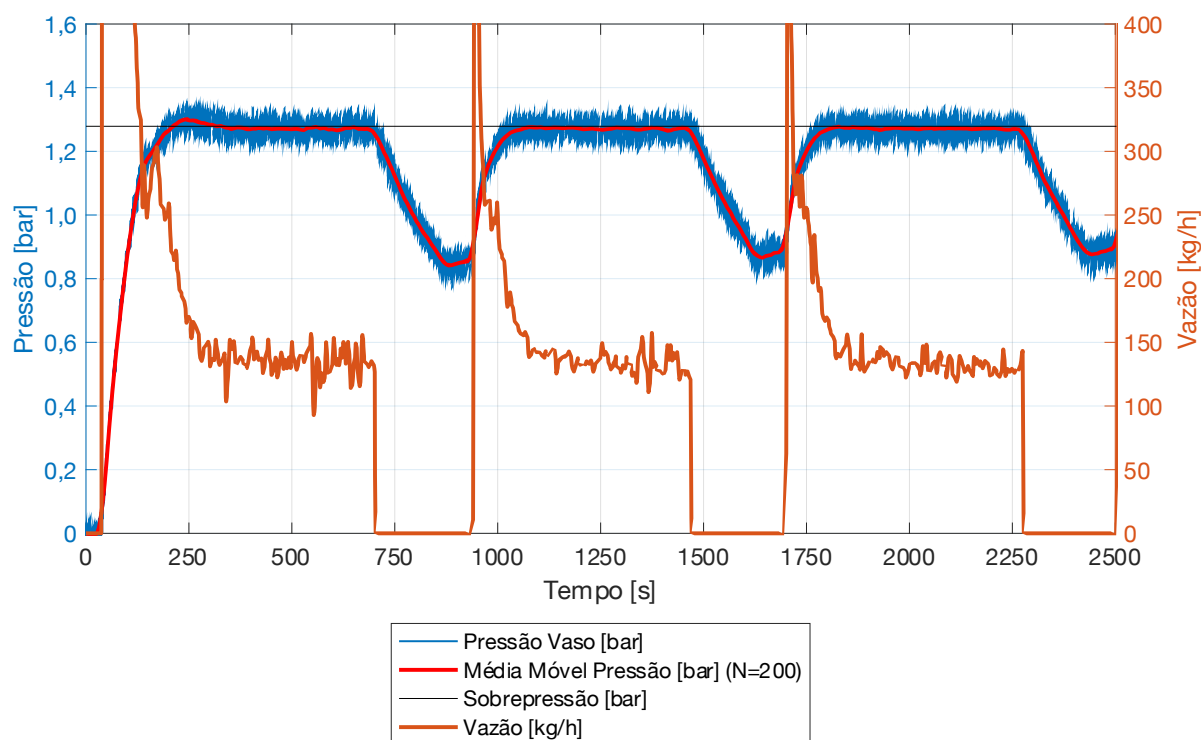


Figura 56. Gráfico do teste de abertura e vazão do Modelo D. Frequência de aquisição 6,67Hz.

A partir do gráfico obtém-se as informações contidas na Tabela 31.

Tabela 31. Dados do teste de abertura e vazão do Modelo D.

	PA [bar]	Intervalo [s]	Pressão [bar]	DP Relativo da Pressão	Vazão [kg/h]	DP Relativo da Vazão
Ciclo 1	1,16	300,9 – 540,9	1,27	2,87%	136,39	5,70%
Ciclo 2	1,04	1077,3 – 1281,3	1,27	2,82%	136,36	4,08%
Ciclo 3	1,10	1954,5 – 2194,5	1,27	2,82%	132,16	4,29%

A pressão média de abertura foi de  $1,10 \pm 0,07$ bar, a vazão média foi de  $134,97 \pm 2,61$ kg/h a uma pressão média de  $1,27 \pm 0,01$ bar.

Por se tratar de uma válvula certificada cabe aqui uma comparação dos dados obtidos com os dispostos no certificado (Data Sheet: FD-FB18213VF). Para o teste de abertura foram realizadas 3 leituras que foram:  $1,11$ kgf/cm<sup>2</sup>,  $1,11$ kgf/cm<sup>2</sup> e  $1,12$ kgf/cm<sup>2</sup>. Tais valores apresentam incerteza de medição obtida no teste de abertura e vazão. Já a vazão certificada é de  $107,7$ Nm<sup>3</sup>/h. Convertendo a vazão medida no teste para Nm<sup>3</sup>/h, obtém-se uma vazão média de  $110,41$ Nm<sup>3</sup>/h  $\pm 2,14$ Nm<sup>3</sup>/h. Portanto 2,52% acima da vazão certificada.

O coeficiente de descarga, calculado segundo Eq. 61 para cada ciclo está representado na Tabela 32.

Tabela 32. Dados do teste de abertura e vazão do Modelo D.

Coeficiente de Descarga ( $C_D$ )	
Ciclo 1	0,858
Ciclo 2	0,857
Ciclo 3	0,830

Portanto o coeficiente de descarga médio do Modelo D, calculado segundo Eq. 61 é  $C_D = 0,848 \pm 0,02$ .

As leituras do teste de medição da abertura constam na Figura 57.

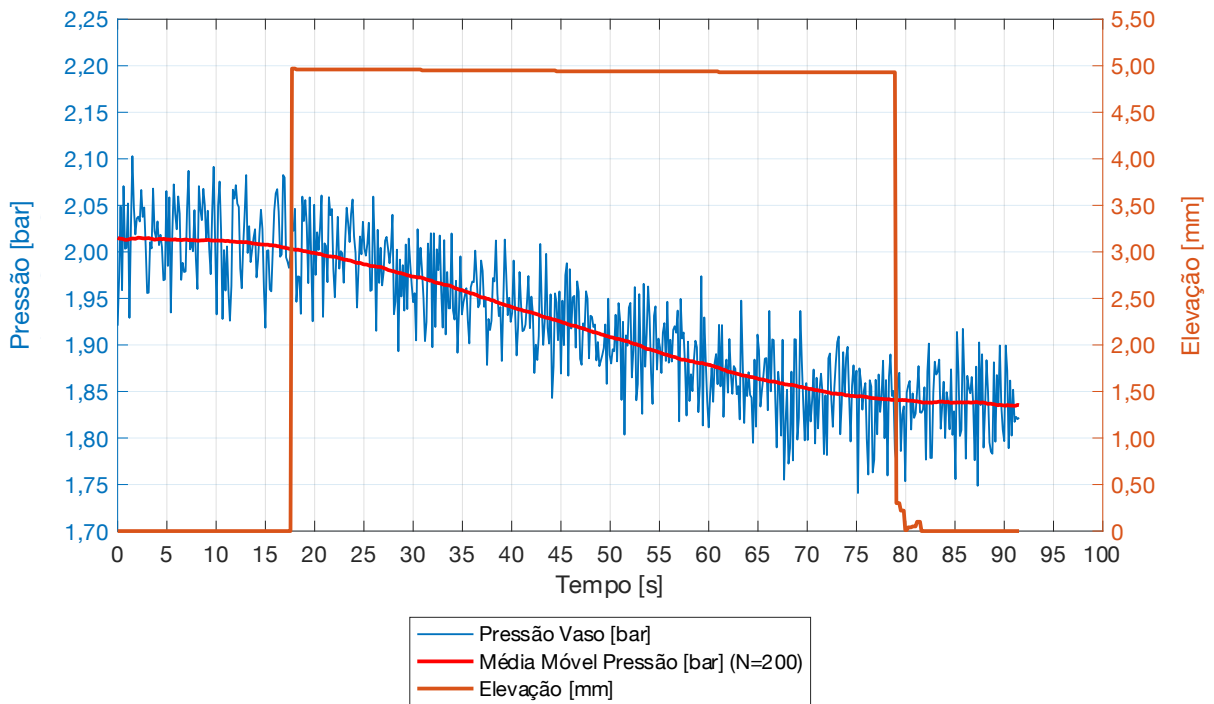


Figura 57. Gráfico do teste de medição da abertura do Modelo D. Frequência de aquisição 6,67Hz

O vaso está a  $2,01 \pm 0,01$ bar antes da abertura com a massa específica do ar de  $3,55 \pm 0,01$ kg/m<sup>3</sup>, já a elevação do disco da válvula foi de  $4,97 \pm 0,02$ mm.

Com os dados obtidos no teste resolve-se a equação do modelo matemático com os parâmetros demonstrados na Figura 58.

```

m = 0.2403;           % Massa Partes Moveis (kg)
c = 20;              % Coef de Amortecimento (N.s/m)
d = 0.01025;        % Diametro (m)
A = pi*0.25*(d^2);  % Area (m2)
dd = 0.0144;        % Diametro Disco (m)
Ad = pi*0.25*(dd^2); % Area Disco (m)
Pa = 110000;        % Pressao de Abertura (Pa)
Po = 201000;        % Pressao de Vaso (Pa)
rho = 3.55;         % Massa Especifica (kg/m3)
km = 2170;          % Coeficiente Mola (N/m)
g = 9.79;           % Aceleracao Gravitacional (m/s2)
Cd = 0.848;         % Coeficiente de Descarga
k = 1.40;           % Coeficiente de Exp. Adiabatica
beta = 90;          % Angulo de saida do fluxo

```

Figura 58. Dados para resolução do modelo matemático do Modelo D.

Portanto resolvendo a Eq. 44 utilizando o mesmo método e malha dos modelos anteriores obtém-se a curva de elevação do modelo matemático de acordo com a Figura 59.

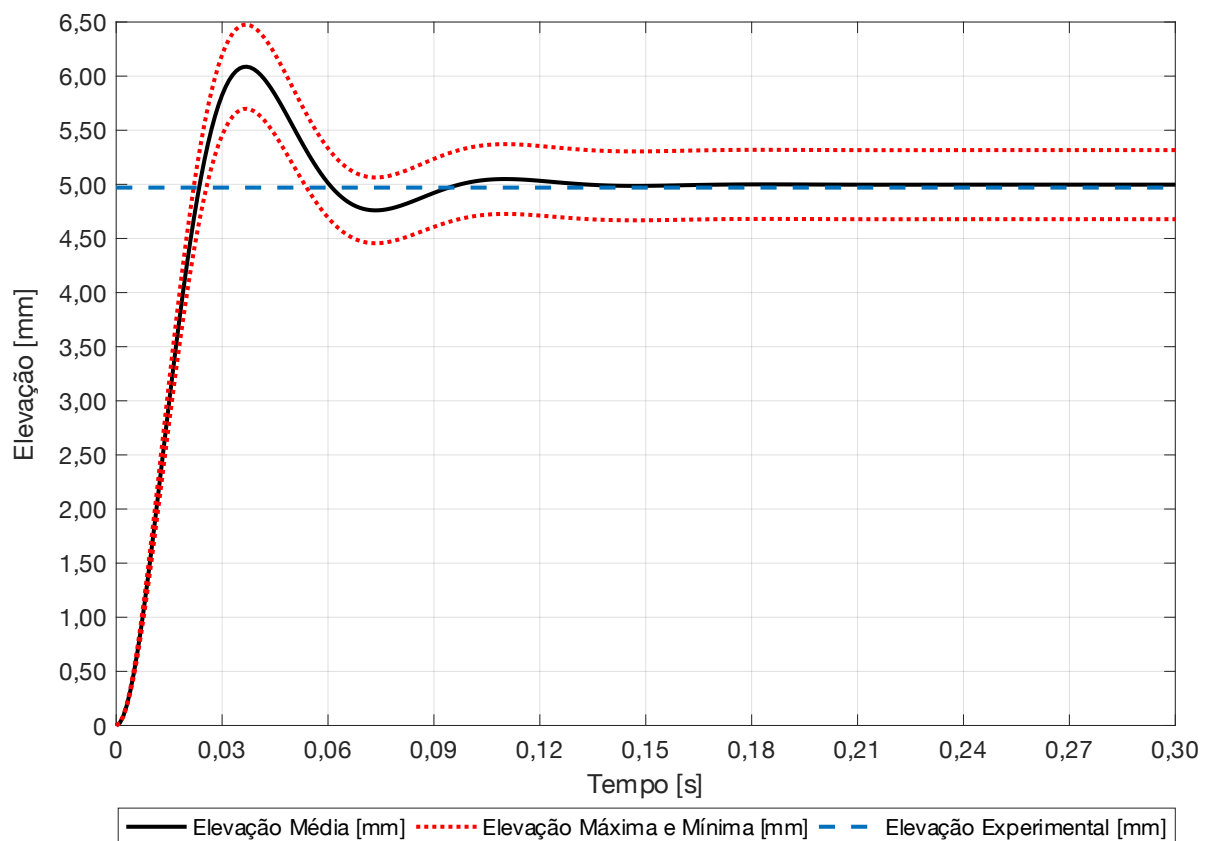


Figura 59. Cálculo da elevação, segundo Modelo matemático (Eq. 44) da elevação do disco do Modelo D versus leitura experimental.

A elevação do disco teórica, obtida a partir do modelo matemático, foi de  $5,00 \pm 0,32\text{mm}$  com uma vazão de  $145,70 \pm 0,50\text{kg/h}$ .

A elevação experimental está 0,60% abaixo da elevação teórica e a vazão 7,36% menor que a teórica.

Portanto, ao final da comparação dos três modelos de válvulas: B, C e D, pode-se

synthesize the results of elevation and flow obtained theoretically and experimentally as shown in Figures 60 and 61.

It is observed that, regarding the valve disk elevation, the mathematical model represented by Eq. 44, presented a more accurate estimate, with a maximum deviation of 3.94% relative to the experimental reading.

The estimate of the flow, reached a maximum difference of 7.36% relative to the experimental reading.

It is also noted that all experimental data of elevation are found within the interval of uncertainty added to the estimated mean for the model. The same does not happen with the flow, where only Model C presented a deviation smaller than the uncertainty. This behavior is explained by the estimation of the disk elevation, which presents a greater dependence on the action and reaction forces and the effects of the fluid dynamic simplifications (mainly the unidirectional, isentropic, permanent regime, loss of charge and the disregard of the effects of turbulence) do not present relevance for the disk elevation. However, for the calculation of flow, these factors are preponderant.

However, it is observed that, even a very simplified mathematical model, presented, in one of the models (Model C), a difference of 2.09% relative to the experimental evaluation.

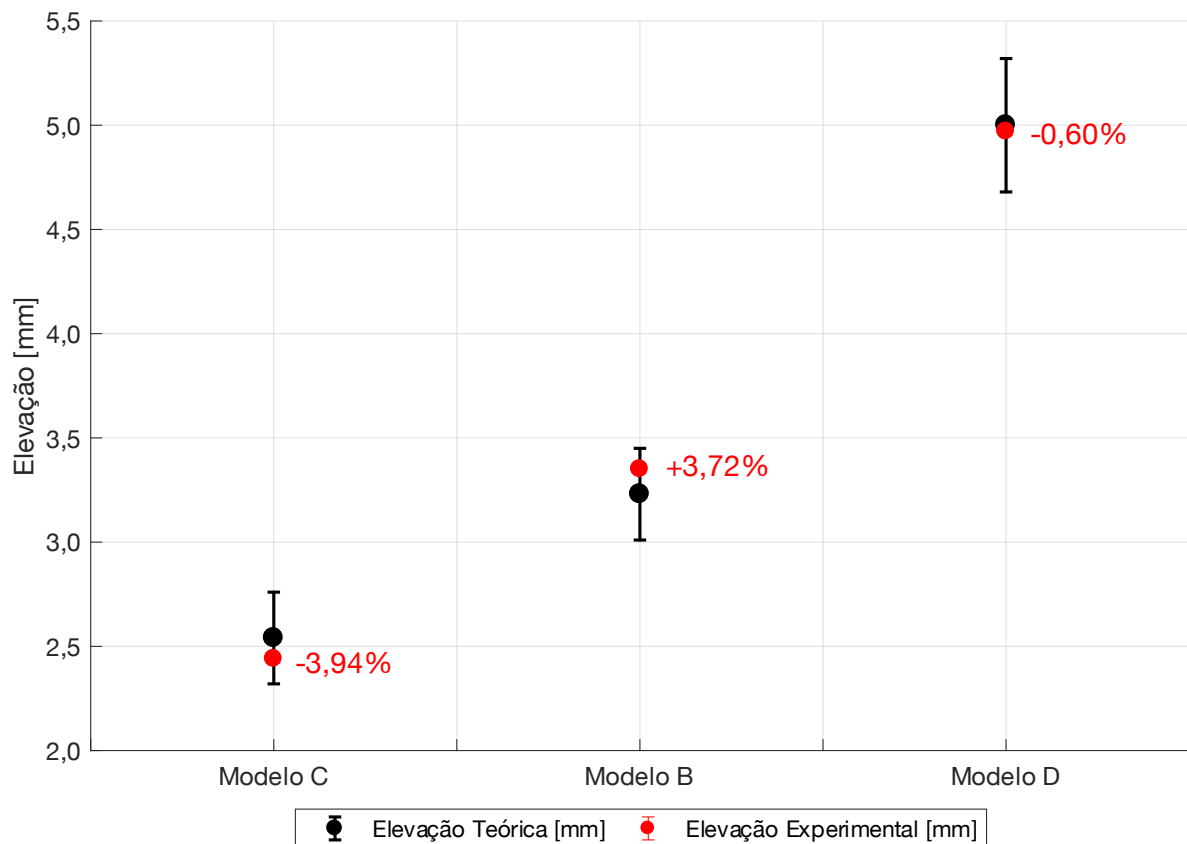


Figure 60. Comparative of theoretical and experimental elevation of the models.

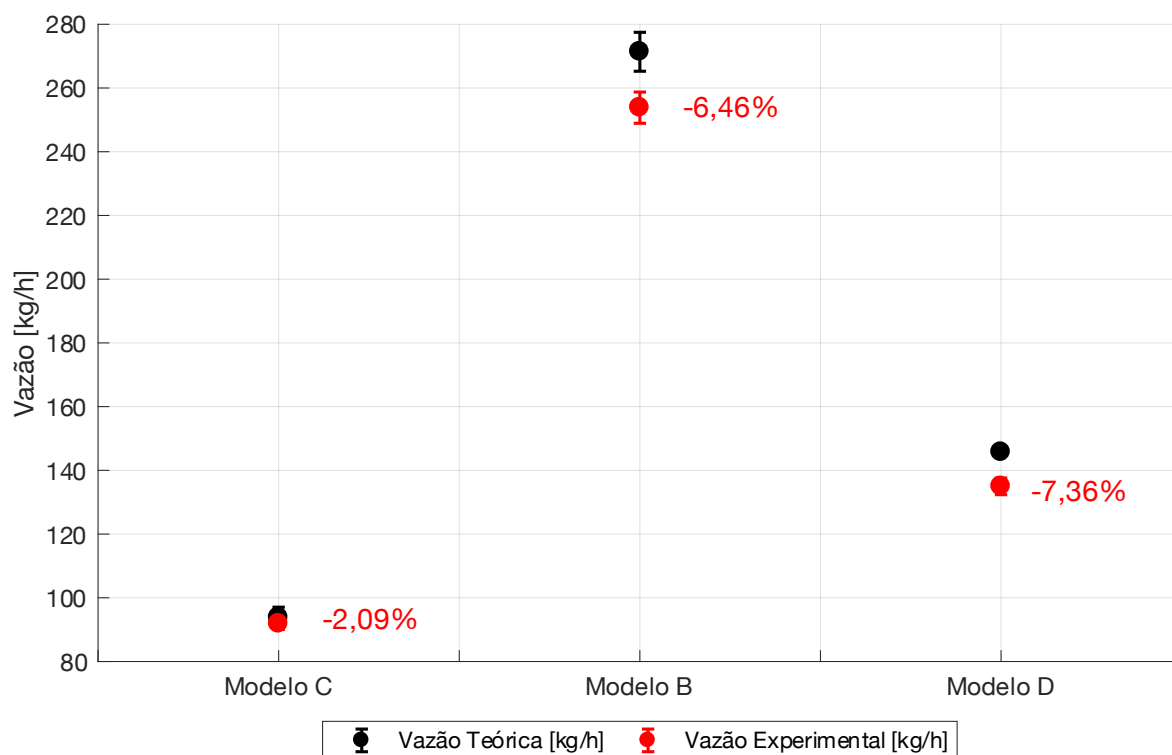


Figura 61. Comparativo da vazão teórica e experimental dos modelos.

O coeficiente de amortecimento ( $c$ ) é um parâmetro de difícil medição, portanto os valores que foram adotados nos três modelos basearam-se no fato de não ter oscilação do disco após 0,15s, que representa a primeira leitura realizada pelo comparador.

Em nenhum teste (Figuras 48, 52 e 57) foi observada uma oscilação notável, após a primeira leitura.

Apenas para efeito de registro, a Figura 62 demonstra o efeito de diferentes valores do coeficiente de amortecimento no Modelo D.



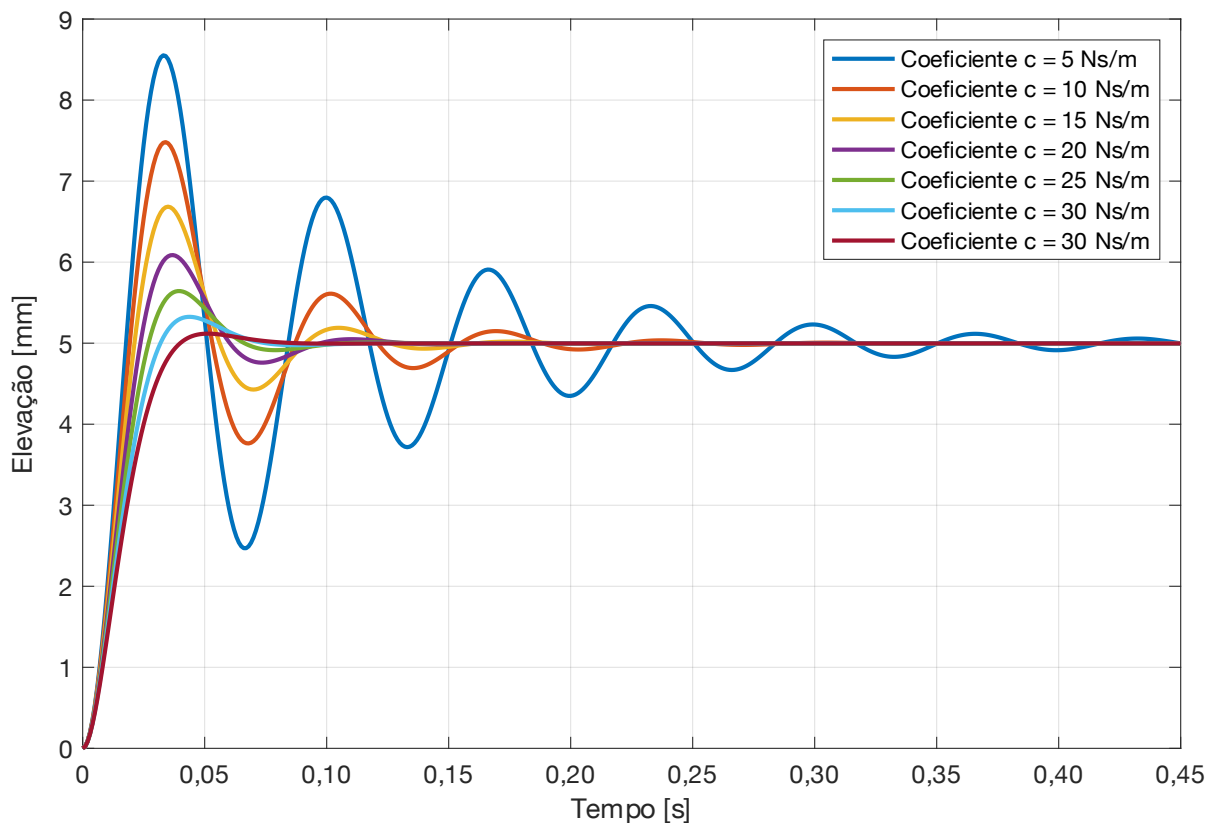


Figura 62. Comportamento de abertura do Modelo D para diferentes valores de  $c$ .

Nota-se que o valor da elevação de todos os coeficientes, quando estável, é o mesmo, se diferenciando pela oscilação inicial.

Então para a comparação do modelo matemático com leituras experimentais, com a frequência utilizada (1 leitura a cada 0,15s), pode-se utilizar qualquer valor do coeficiente de amortecimento acima de 20N.s/m ( $c > 20\text{N.s/m}$ ). Para uma aproximação mais exata, necessita-se de um sistema de medição da elevação do disco da válvula com uma frequência de aquisição de dados maior, para que tal comportamento oscilatório possa ser capturado (utilizando-se um acelerômetro, por exemplo).

Outra característica a ser analisada é a interferência do ângulo de saída do escoamento quando a válvula está aberta. Para tanto, utilizou-se do Modelo D e simulou-se o valor do ângulo de  $0^\circ$  a  $90^\circ$  com a vertical, conforme as Figuras 63 e 64.

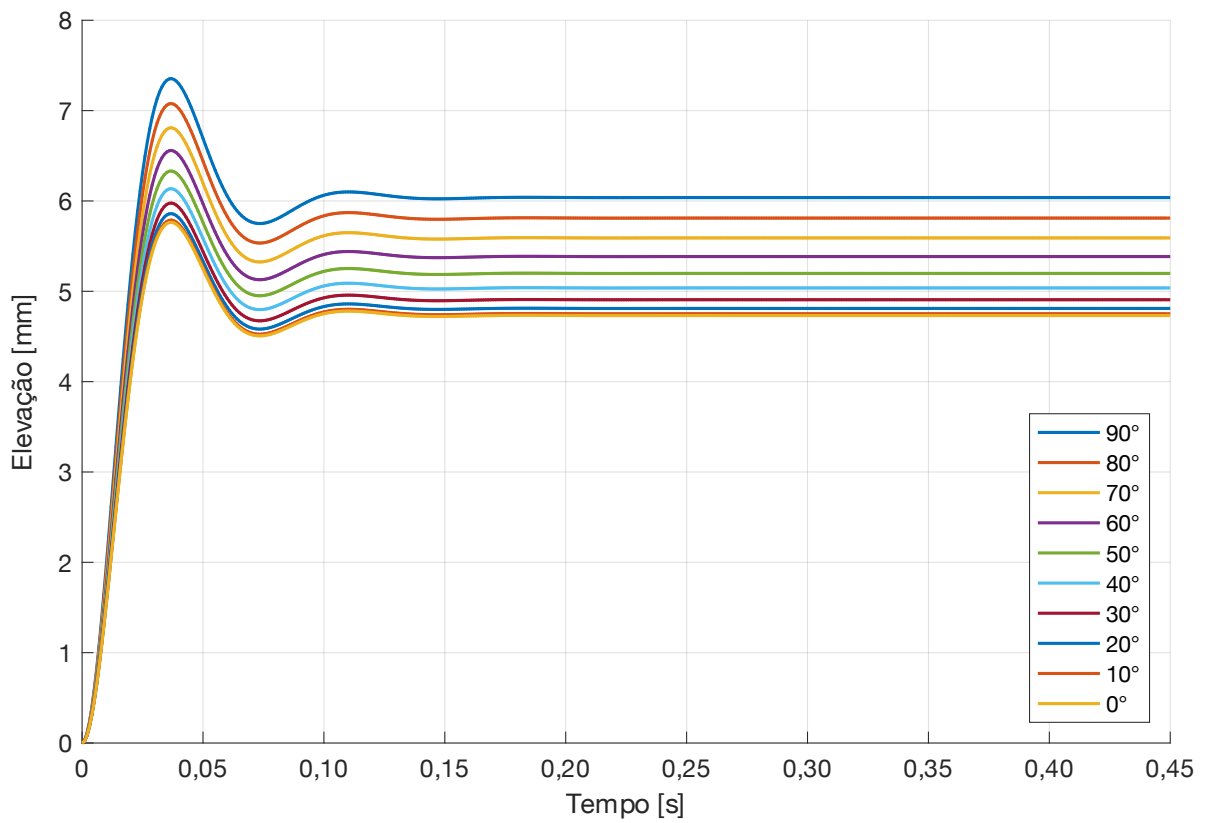


Figura 63. Comportamento de abertura do Modelo D para diferentes ângulos de saída do fluxo.

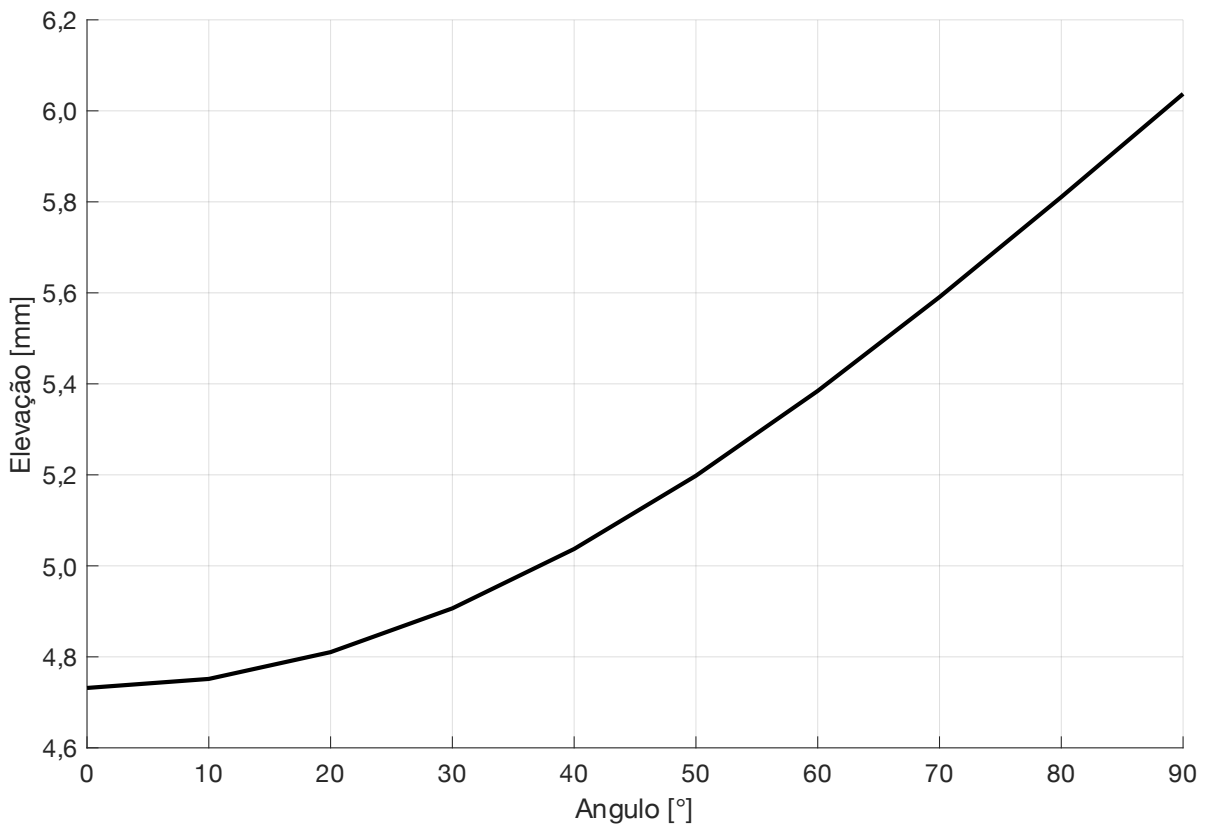


Figura 64. Comportamento de abertura do Modelo D para diferentes ângulos de saída do fluxo.

De acordo com os dados, observa-se que o ângulo de 90° é aquele que apresenta maior elevação da válvula, quando altera-se apenas este parâmetro.

Se o Modelo D apresentar um ângulo de saída de fluxo de 90° sua elevação seria de 6,04mm em comparação a 4,73mm, caso 0°, ou seja, um aumento de 27,69%.

Isso ocorre pela componente da força exercida pelo fluido sobre o disco, no sentido de elevá-lo, Eq, [35], aumentar inversamente proporcional ao cosseno do ângulo de saída do fluxo. Portanto, o menor valor de cosseno ocorre em 90°.

Vale ressaltar que o ângulo de saída do fluxo não influencia a vazão de descarga da válvula, uma vez que a menor área de escoamento (área de garganta) é a área do bocal e, para que isso ocorra, a válvula deve ter uma elevação maior que 1/4 do diâmetro do menor orifício. Deve ser observado que essa análise considera escoamento unidirecional e, portanto, desconsidera fenômenos importantes da mecânica dos fluidos, tais como formação de vórtices, efeitos de turbulência e efeitos tridimensionais, por exemplo.

Como o Modelo D, com diâmetro de orifício de 10,25mm, utilizado nessa análise, tem-se que a menor elevação da válvula deve ser 2,56mm. Tal característica também foi observada nas outras duas válvulas testadas (Modelos B e C).

### **7.3 RESULTADOS DA ANÁLISE DE MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPRESSÍVEIS EM VÁLVULAS DE SEGURANÇA**

Um estudo do comportamento do escoamento em válvulas de segurança também foi realizado, com o intuito de analisar aspectos do ponto de vista da mecânica dos fluidos para escoamentos compressíveis e isoentrópicos.

Primeiramente analisou-se a eficiência de diferentes bocais de válvulas e em sequência o comportamento da temperatura em diferentes pontos do escoamento e da válvula.

#### **6.3.3 RESULTADO DO ESTUDO DE BOCAIS EM PSV'S**

Para o estudo do desempenho e eficiência dos bocais instalados nas válvulas, foram comparados três modelos diferentes, denominados aqui de Bocal I, II e III. Como os bocais apresentam diferentes dimensões utilizou-se a mesma luva de conexão com vaso, macho-fêmea de  $\varnothing$  1/2" aumentando para  $\varnothing$  3/4", para que a ligação destes não interfira nos resultados obtidos.

Os Bocais I e II são componentes das válvulas do Modelo B, apresentam mesmo comprimento e diâmetros de garganta aproximadamente iguais (Bocal I é 1,16% menor). O Bocal II apresenta uma curvatura em sua entrada, suavizando a diferença entre diâmetro interno da luva e diâmetro interno do bocal, como demonstra as Figuras 65 e 66. Já o Bocal III é componente do Modelo D, apresentando curvatura e redução interna, além de comprimento diferente dos bocais anteriores, conforme Figura 67.

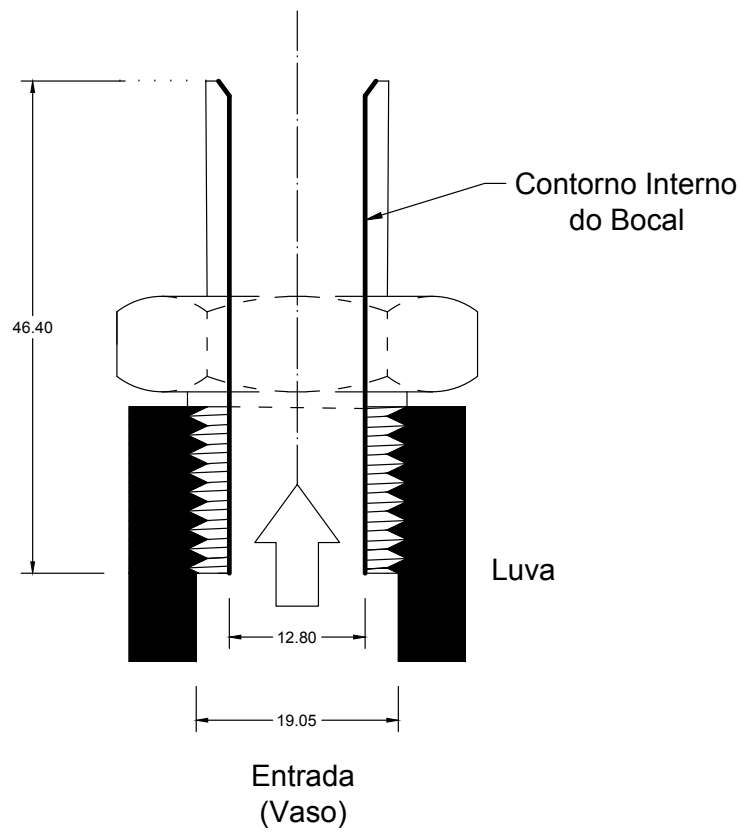


Figura 65. Bocal I – Desenho esquemático.

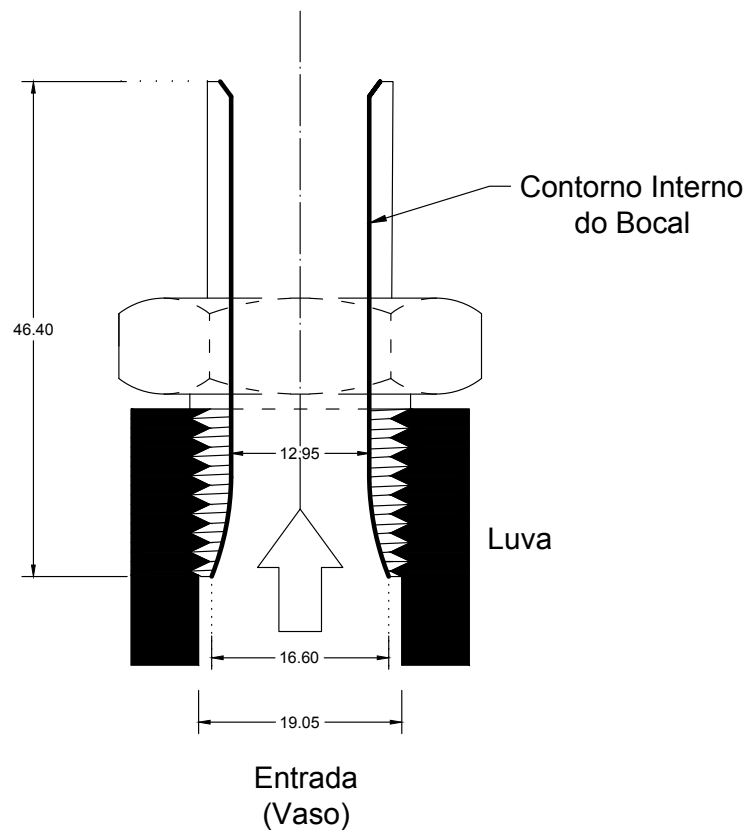


Figura 66. Bocal II – Desenho esquemático.

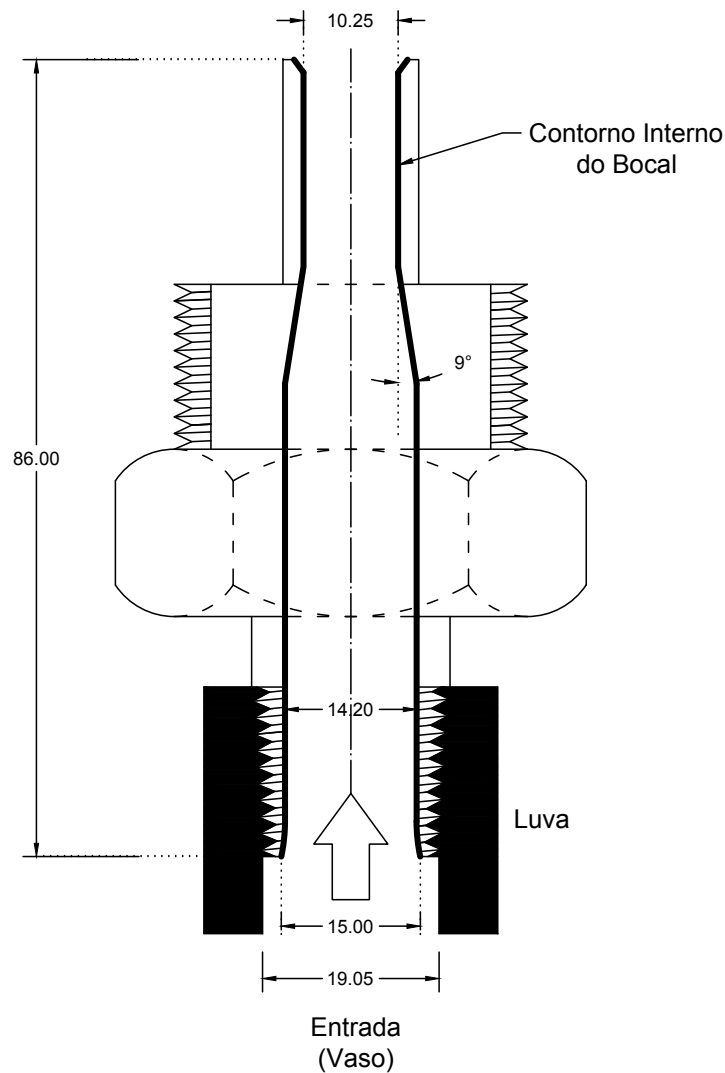


Figura 67. Bocal III – Desenho esquemático.

Para obtenção da relação entre a razão da vazão mássica medida e a vazão de bloqueio (isentrópica teórica) -  $\dot{m}/\dot{m}_{MÁX}$ , e a razão da contrapressão e a pressão de estagnação -  $p_c/p_o$ , controlou-se a pressão em diferentes pressões de estagnação, pela aplicação da Metodologia III, e mediu-se a vazão nesse intervalo. Foram estabelecidos 21 níveis de pressão constantes, conforme Tabela 33.

Tabela 33. Valores de controle da pressão de estagnação.

Níveis [bar]	Intervalos [bar]
0,10 – 1,60	0,10
1,60 – 2,60	0,20

Para exemplificar o comportamento para esse teste, a Figura 68 apresenta o gráfico da vazão em função da pressão do vaso de estagnação.

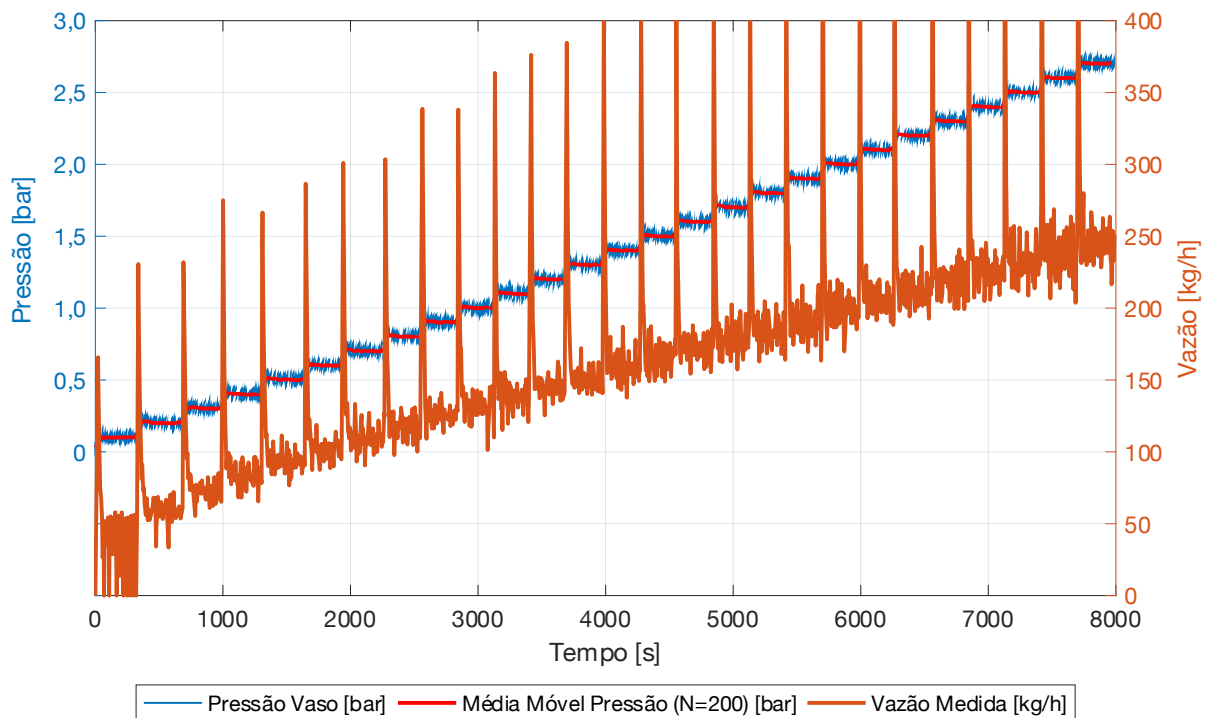


Figura 68. Níveis de pressão e vazão do Bocal III. Frequência de aquisição 6,67Hz

O mesmo teste foi realizado para os três bocais e, com os resultados experimentais obtidos em cada nível, calculou-se a razão  $\dot{m}/\dot{m}_{MÁX}$ , pela Eq. 15, e a razão  $p_c/p_0$  e comparou-se com a estimativa teórica isoentrópica, Eq. 22. Para cada bocal a área considerada foi a de menor diâmetro:

Bocal I :  $\varnothing$  12,80mm

Bocal II:  $\varnothing$  12,95mm

Bocal III:  $\varnothing$  10,25mm.

Os resultados para os três bocais estão demonstrados na Figura 69.

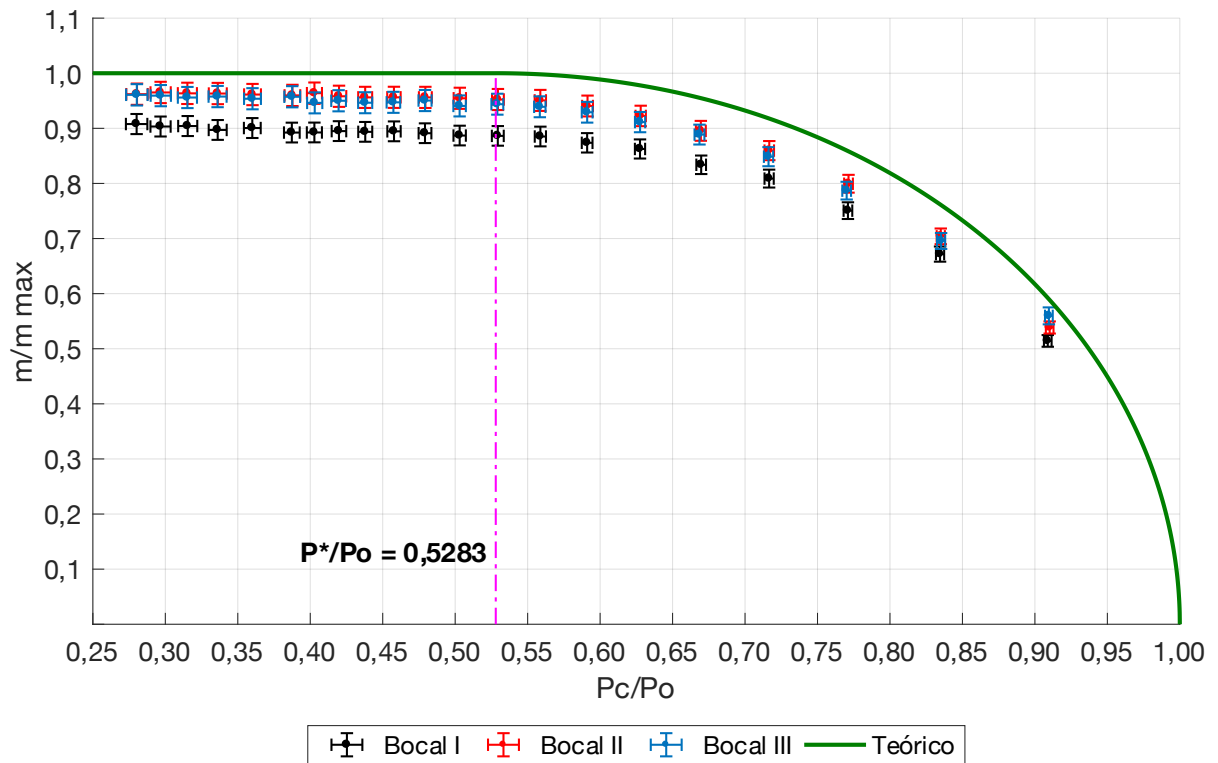


Figura 69. Relação da razão da vazão pela razão de pressão para os três bocais.

Observa-se que os três bocais apresentam comportamento qualitativo similar ao teórico isoentrópico, onde a relação de vazão se mantém praticamente constante para  $p_c/p_0 < 0,5283$ , ou seja, para razões de pressões menores que a razão crítica, indicando a vazão máxima de bloqueio.

Nota-se também que os bocais com melhor eficiência, ou seja, mais próximos da curva teórica, são os Bocais II e III, sendo que ambos apresentam uma curvatura inicial, suavizando a entrada do escoamento e reduzindo a formação de vórtices devido ao degrau (geometria tipo “*forward facing step*”). Essa eficiência pode ser demonstrada realizando a diferença percentual de cada nível com o teórico, conforme a Figura 70 e Tabela 34.

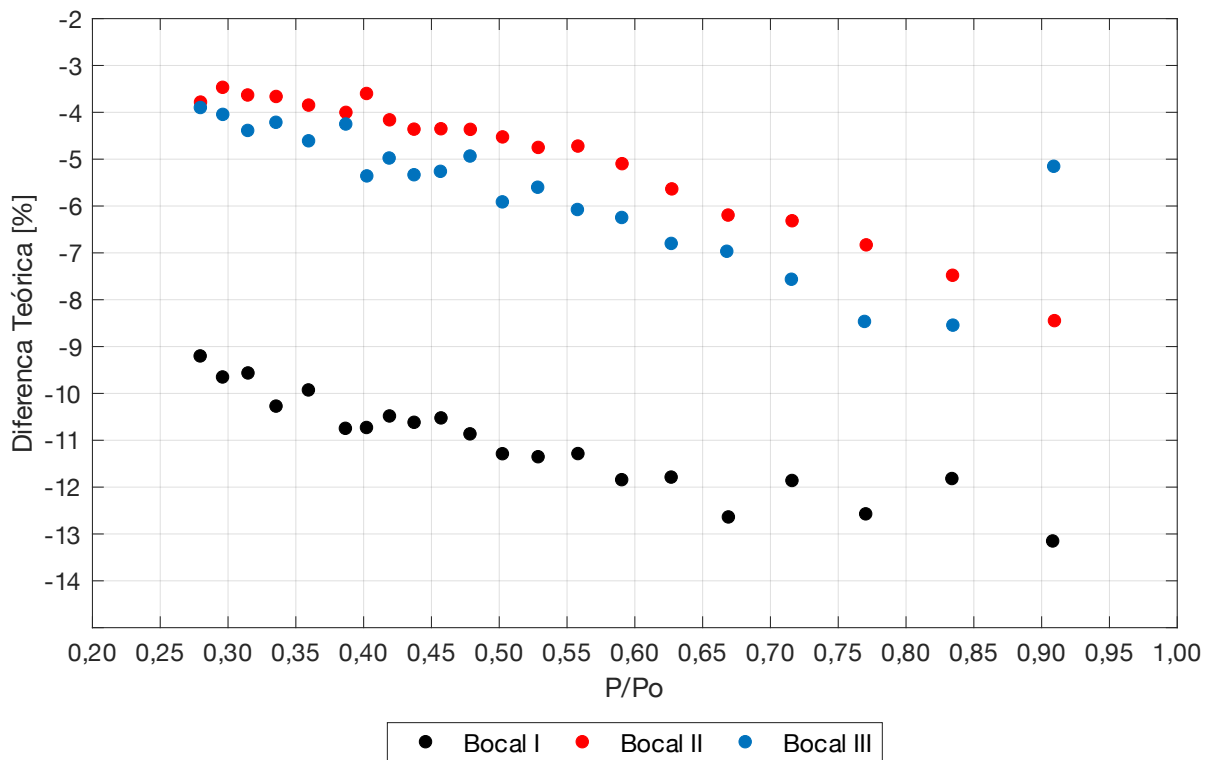


Figura 70. Diferença percentual em relação ao teórico dos bocais.

Tabela 34. Dados da diferença percentual em relação ao teórico dos bocais.

	Média [%]	Máxima [%]	Mínima [%]
Bocal I	-11,08	-9,22	-13,17
Bocal II	-4,94	-3,49	-8,45
Bocal III	-5,67	-3,92	-8,56

Portanto os resultados obtidos corroboram a conclusão de que o Bocal II mostra-se mais eficaz, por ser mais próximo do valor teórico em relação aos outros dois bocais. Um outro ponto a se destacar é a diferença entre os Bocais I e II, que apresentam dimensões praticamente iguais, diferenciando-se pela curvatura na entrada do Bocal II e por uma pequena diferença no diâmetro. Então para efeito de comparação analisa-se a vazão dos Bocais I e II, conforme a Figura 71.



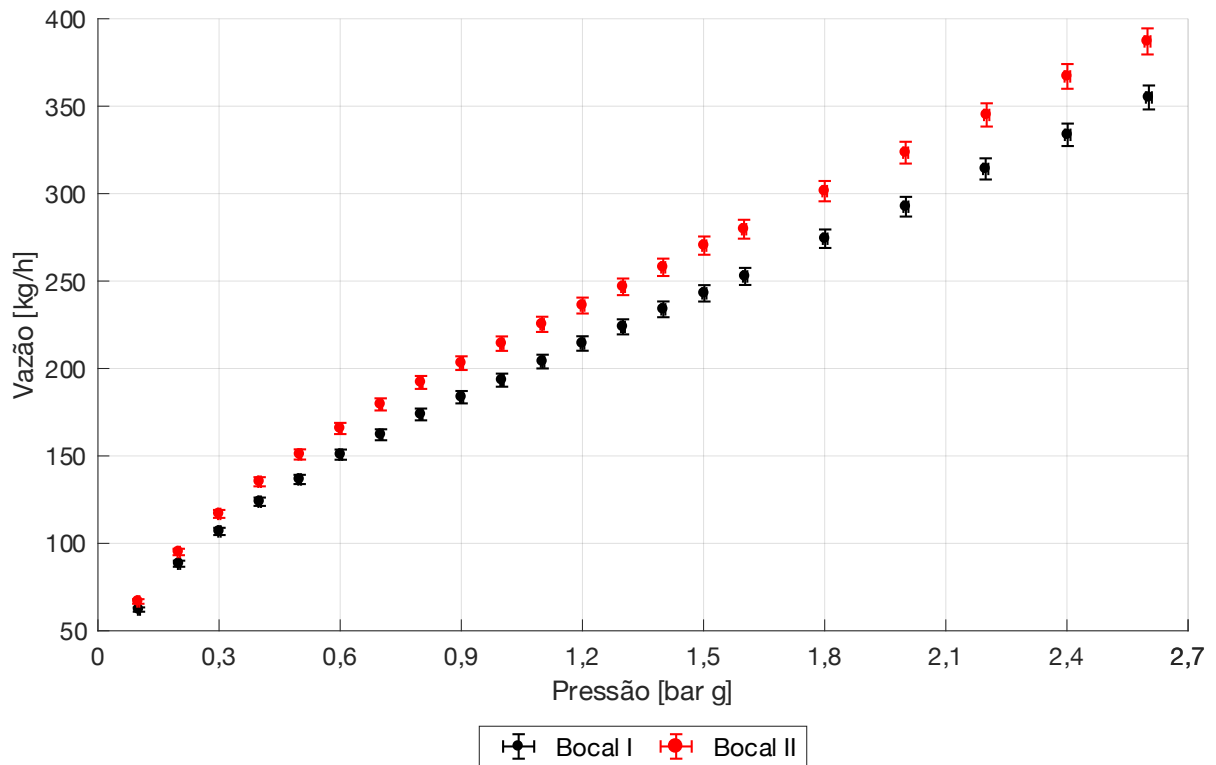


Figura 71. Vazão em diferentes pressões para os Bocais I e II.

Observa-se como o Bocal II apresentou vazão mássica maior em todos os níveis de pressão, acima do valor médio incluído à incerteza. Porém, o Bocal I apresenta um diâmetro 1,16% menor, o que representa uma área 2,30% menor, logo espera-se uma vazão menor. Então analisa-se a diferença percentual da vazão mássica do Bocal I em relação ao Bocal II, Figura 72.

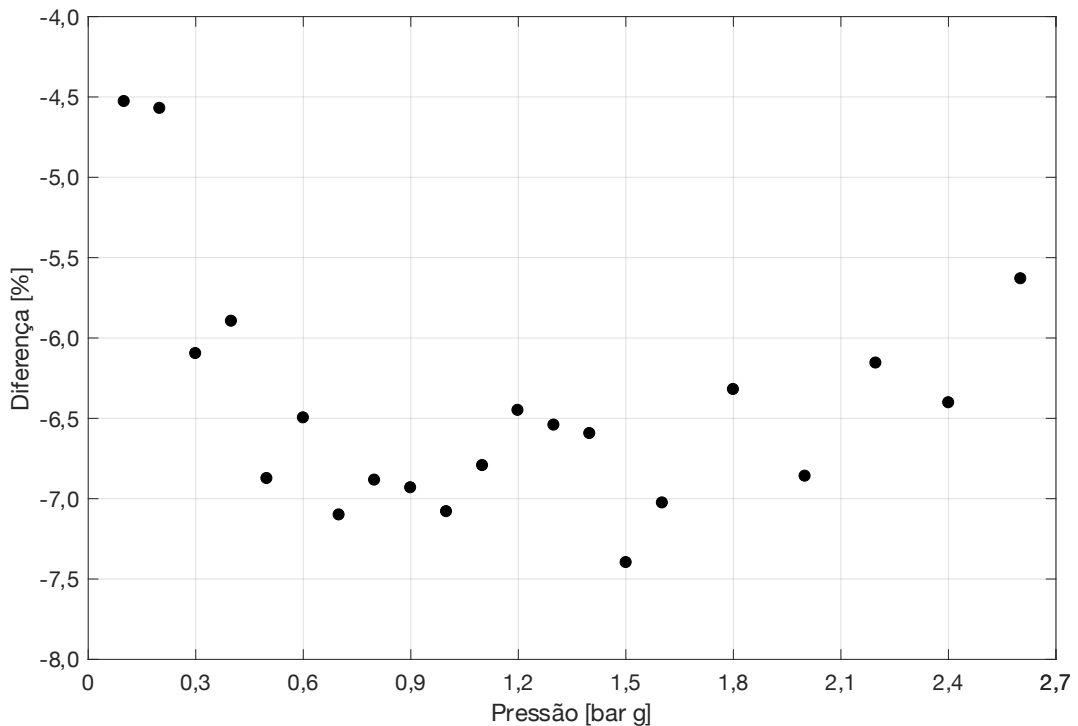


Figura 72. Diferença percentual da vazão do Bocais I em relação ao Bocal II.

A partir do gráfico da Figura 72 nota-se que a vazão em todos os níveis de pressão foi menor que a diferença das áreas (-2,30%). A diferença média foi de -6,41% com máximo de -4,53% e mínimo de -7,40%. Então pode-se concluir que a diferença das vazões não ocorre apenas pela diferença de área, mas também pela suavização da redução de área entre a luva e o bocal, visto que o Bocal I não apresenta nenhuma curvatura em sua entrada.

Corroborando com a conclusão desse teste, a ASME PTC 25 [10] recomenda quatro contornos internos dos bocais ou conexões de válvulas de segurança, Figura 5 replicada para melhor leitura, para que tais componentes interfiram o mínimo possível no desempenho da mesma.

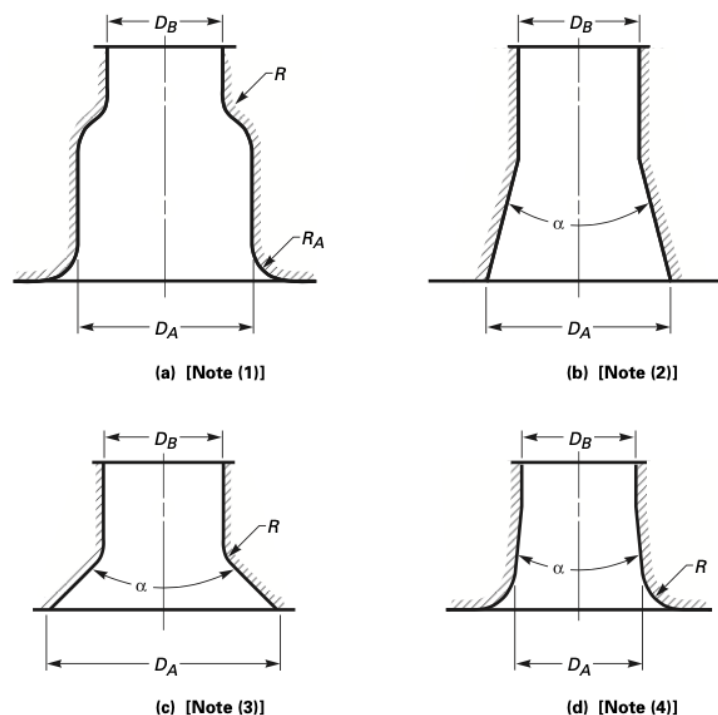


Figura 5. Contornos internos de bocais, conectores, adaptadores e redutores de válvulas.  
(Fonte: ASME PTC 25, 2014 [10])

A presença de arestas ou desníveis abruptos (geométrica tipo “*forward facing step*”) formam vórtices e conseqüentemente causam turbulência e ondas de choque, reduzindo assim a vazão.

Tal comportamento foi estudado por Alam, et al. [32], que apresentaram diferentes bocais (Figura 73) e por simulação computacional calcularam o coeficiente de descarga de cada um com a variação do ângulo ou raio do contorno da entrada.

A partir do gráfico da Figura 74 observa-se que os bocais denominados de Addy (a) e Cilíndrico (b), que seriam mais próximos do Bocal II, apresentam aumento no coeficiente de descarga com o aumento do raio de curvatura do contorno na entrada dos bocais, ou seja com entradas mais suavizadas na conexão ao processo. Já os bocais denominados Cônico Convergente (c) e Cônico Divergente (d) se aproximam do Bocal I por apresentarem arestas, onde o primeiro exibe aumento no coeficiente de descarga com a redução do ângulo  $\theta$ , pois torna sua redução mais suave. O bocal (d) demonstra aumento do  $C_d$  com o aumento do ângulo  $\beta$ , porém tal ângulo

representa uma inclinação à jusante da entrada do bocal fazendo com que apresente a aresta independente do ângulo. Devido a isso observa-se que é o bocal com menor coeficiente de descarga.

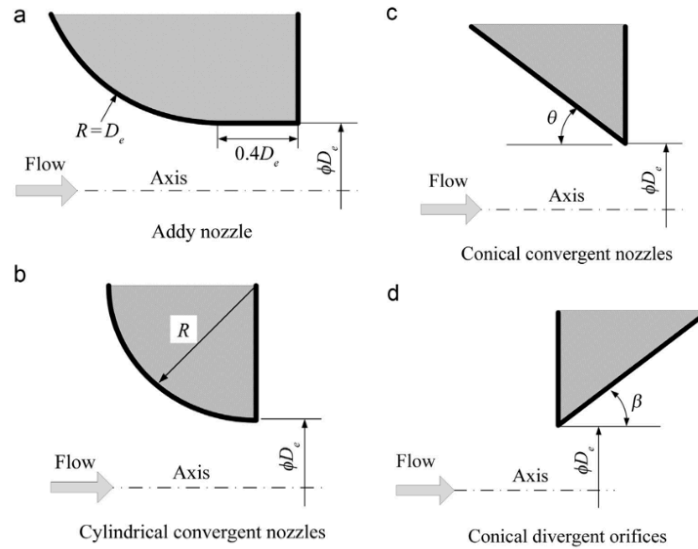


Figura 73. Diferentes bocais utilizados por ALAM et al [32].  
(Fonte: “Nozzle geometry variations on the discharge coefficient”, ALAM et al., 2016. [32])

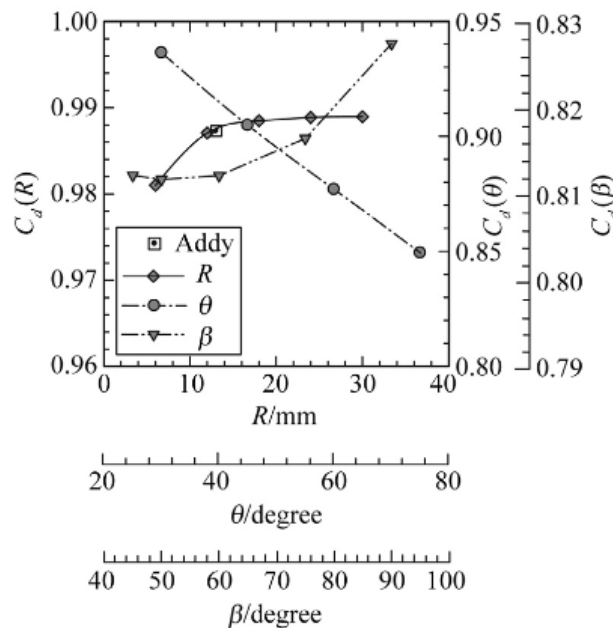


Figura 74. Coeficiente de descarga para cada bocal variando a geometria.  
(Fonte: “Nozzle geometry variations on the discharge coefficient”, ALAM et al., 2016. [32])

Conclui-se que a influência da geometria de entrada afeta no desempenho da válvulo pelo seu escoamento no bocal. Esse é um ponto importante do ponto de vista de custo da produção, pois a usinagem de uma entrada cônica ou curvada é mais custosa que um canal cilíndrico de geratriz paralela. Porém, tal custo deve ser considerado ao se elevar a suficiência de uma válvulo de mesmas proporções.

### 6.3.4 RESULTADO DO ESTUDO DA TEMPERATURA DO ESCOAMENTO EM PSV'S

Para a análise do comportamento da temperatura do escoamento, em diferentes pontos durante a abertura da válvula, foram instalados termopares no vaso (TT-1), no corpo da válvula (TT-4), na saída da válvula (TT-3) e em um local distante do escoamento para medição da temperatura ambiente (TT-5), conforme demonstrado no Capítulo 6 na Figura 34. Utilizou-se uma válvula similar à Modelo B, porém com projeto interno diferente da utilizada nos testes anteriores.

A pressão do vaso foi elevada até a abertura da válvula mais a sobrepressão de 10%, medindo a vazão no período quando a pressão estiver estabilizada. O teste foi repetido para mesma válvula em duas situações distintas:

- i) Válvula exposta ao ambiente,
- ii) Válvula isolada termicamente com uma espuma térmica.

A Figura 35 apresenta uma fotografia das duas amostras.

A Figura 75 demonstra o comportamento da temperatura e da pressão para válvula exposta.

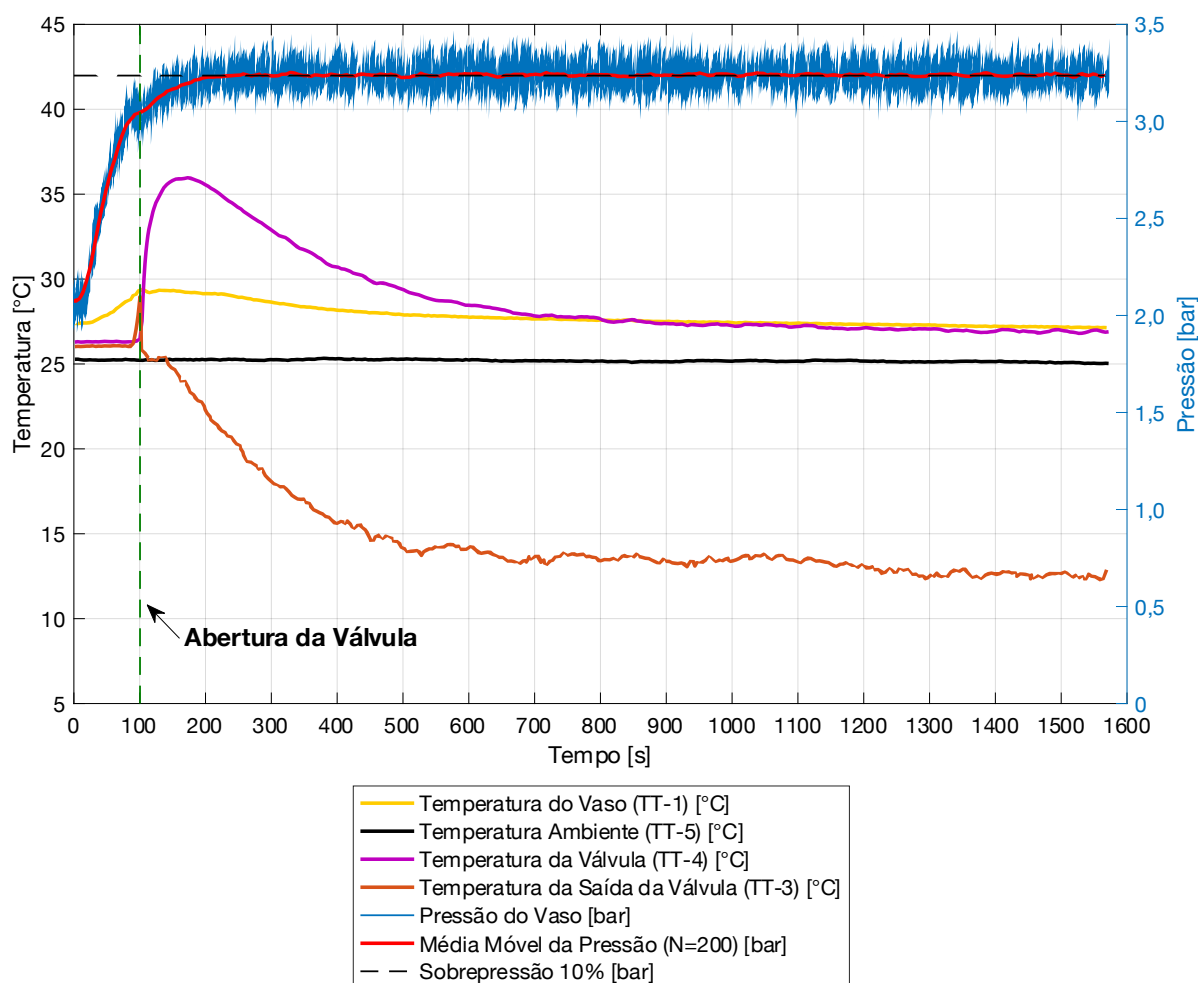


Figura 75. Comportamento da temperatura em diferentes pontos para válvula Modelo B exposta.

Observa-se que a temperatura ambiente manteve-se constante em todo o processo (TT-5). Pouco antes da abertura da válvula ocorre um aumento repentino na temperatura do ar na saída da válvula (TT-3), que é causado pelo chiado (*simmering*). Nesse caso, como a vazão é mínima, não há uma queda de temperatura pelo escoamento. O motivo do fluido apresentar uma temperatura maior se deve ao fato do ar no vaso estar mais quente (TT-1) por causa do processo de compressão, tanto no compressor quanto no vaso e também pelo trabalho que é realizado pela válvula sobre o ar, comprimindo-o pelo trabalho de mola, elevando assim a temperatura.

Pode-se notar também que após a abertura da válvula até o escoamento máximo há uma queda instantânea na temperatura de saída (TT-3), isso porque agora com o ar em escoamento realiza trabalho sobre a mola, com conseqüente a variação negativa da energia interna, ou seja, a temperatura diminui.

A temperatura máxima alcançada pelo ar na saída da válvula (TT-3) foi 28,96°C, já o vaso (TT-1) atingiu 29,38°C e a válvula (TT-4) alcançou 35,98°C.

Com um intervalo de 240s (1600 leituras) entre 1228,5 e 1468,5s os dados obtidos estão contidos na Tabela 35.

Tabela 35. Valores médios para o teste de temperatura da válvula Modelo B exposta.

Dados	Média
Pressão [bar]	3,24 ± 0,01
Vazão [kg/h]	306,69 ± 6,09
Temperatura do Vaso (TT-1) [°C]	27,25 ± 0,55
Temperatura de Saída (TT-3) [°C]	12,64 ± 0,25
Temperatura da Válvula (TT-4) [°C]	26,98 ± 0,54
Temperatura Ambiente (TT-5) [°C]	25,13 ± 0,50

Destaca-se que a maior temperatura é a do vaso, pois este recebe ar quente proveniente do compressor, que por comprimir e estar aquecido escoo o ar para o vaso a 31,34°C.

Com a temperatura do vaso (TT-1) e do ar na saída da válvula (TT-3) pode-se calcular a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura, considerando dados geométricos e leituras de pressão, a partir da Eq. 68. Assim, obtém-se uma comparação entre a vazão medida e a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura, conforme a Figura 76.

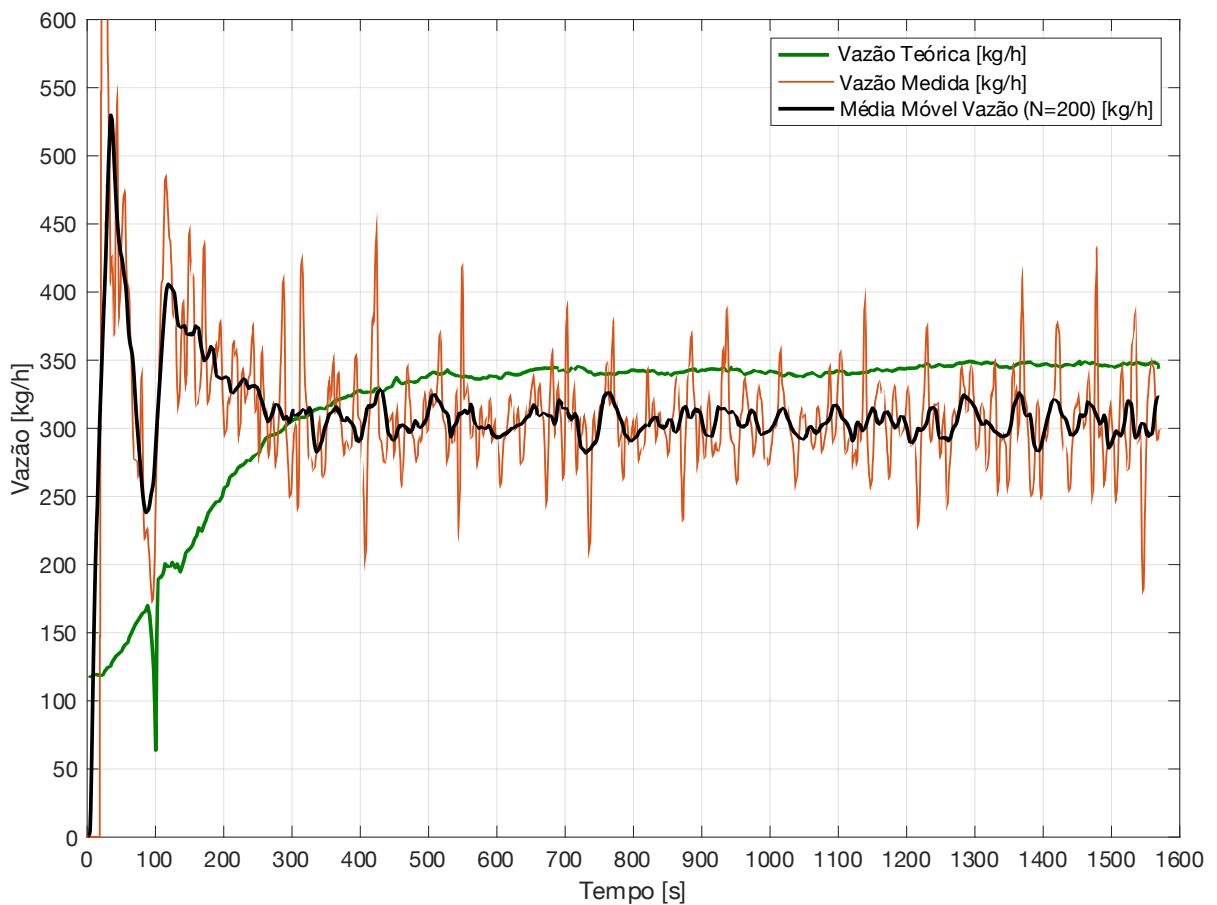


Figura 76. Comparativo da vazão medida com a vazão teórica calculada pela temperatura para válvula Modelo B exposta.

Para o intervalo especificado a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura foi de  $346,84 \pm 27,75$  kg/h.

Observa-se que o valor médio da vazão medida é 11,57% menor que a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura, que seria a máxima vazão se toda a energia térmica da diferença entre a temperatura do vaso e da saída da válvula medida fosse convertida em energia cinética (escoamento).

Os mesmos testes foram feitos com a válvula mantida sob isolamento térmico. O comportamento da temperatura está demonstrado na Figura 77.

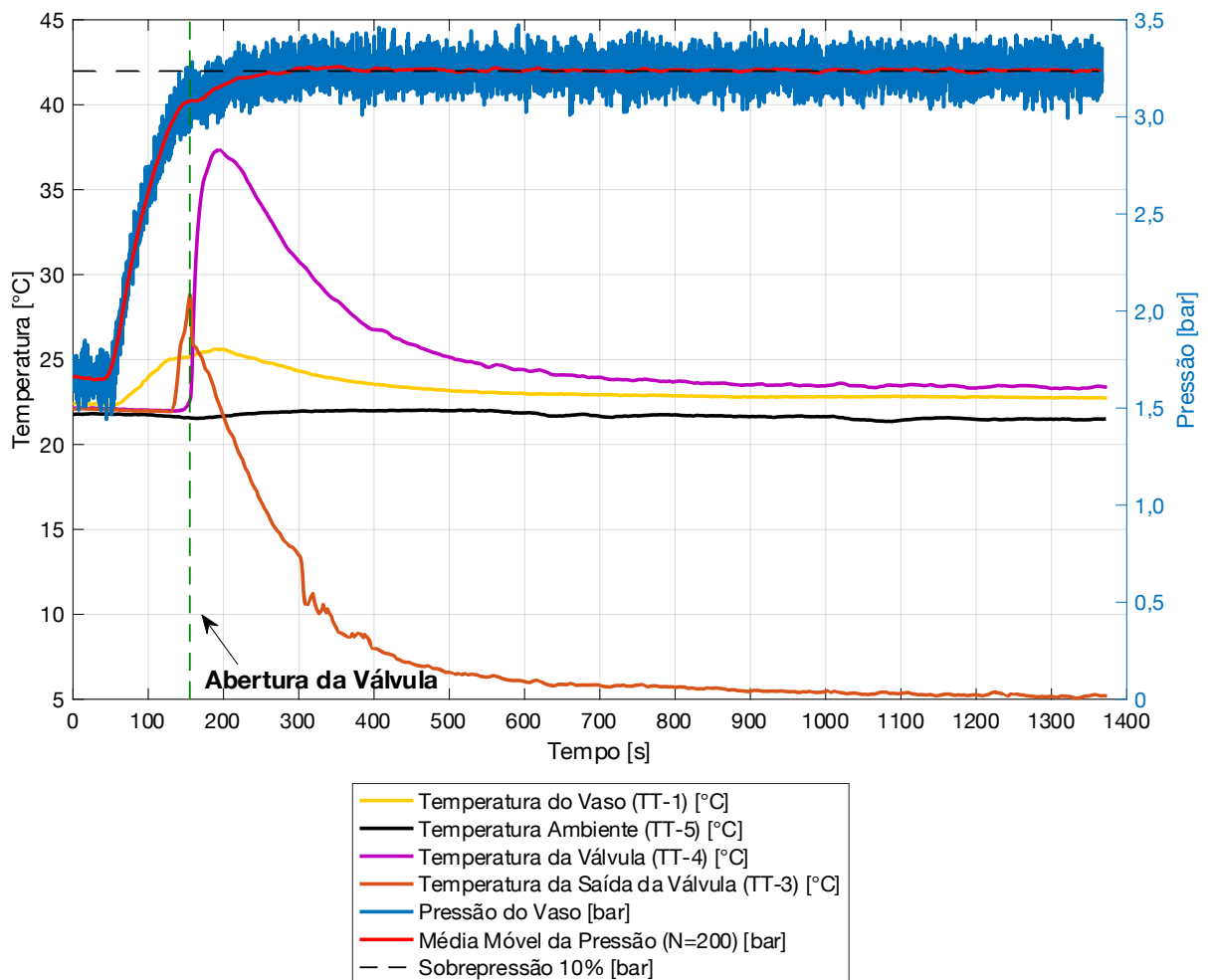


Figura 77. Comportamento da temperatura em diferentes pontos para válvula Modelo B isolada.

Da mesma forma que a válvula sem o isolante térmico, observa-se um aumento repentino na temperatura antes da abertura da válvula, atribuído ao chiado (*simmering*). A temperatura de saída na abertura manteve-se próxima do teste anterior, máxima de 28,82°C. Já a temperatura do corpo aumentou, atingindo a máxima de 37,35°C. Porém ao analisar a variação da temperatura antes da abertura para o máximo nota-se que a válvula isolada apresenta um gradiente maior de temperatura. A variação da saída da válvula foi de 6,89°C na válvula isolada em comparação a 2,94°C da válvula exposta. Já a variação do corpo da válvula foi de 15,38°C na válvula isolada e 9,70°C da exposta.

Tal comportamento pode ser explicado pelo fato do isolante diminuir a troca de calor da válvula com o ambiente, por tanto as temperaturas medidas apresentam valores mais extremos na válvula isolada.

Para um intervalo de regime permanente de pressão de 240s (1600 leituras), entre 1127,55 a 1367,55s, obtém-se os dados constantes na Tabela 36.

Tabela 36. Valores médios para o teste de temperatura da válvula Modelo B isolada.

Dados	Média
Pressão [bar]	3,24 ± 0,01
Vazão [kg/h]	316,07 ± 6,17
Temperatura do Vaso (TT-1) [°C]	22,78 ± 0,46
Temperatura de Saída (TT-3) [°C]	5,23 ± 0,11
Temperatura da Válvula (TT-4) [°C]	23,39 ± 0,47
Temperatura Ambiente (TT-5) [°C]	21,50 ± 0,43

Observa-se que o valor médio da vazão apresentou um aumento de 3,06%, porém os valores encontram-se dentro dos limites de incerteza. Outro ponto a se destacar é a diminuição da temperatura de saída do ar, porém não pode-se esquecer que a temperatura ambiente e conseqüentemente a temperatura do vaso também apresentaram valores menores que no teste com a válvula exposta. Para efeito de comparação a Tabela 37 demonstra as diferenças absolutas e percentuais da válvula isolada em relação a válvula sem isolante térmico.

Tabela 37. Diferença dos dados de teste da válvula Modelo B isolada em relação a exposta.

	Diferença Absoluta	Diferença Percentual
Vazão	+ 9,38 kg/h	+ 3,06%
Temperatura do Vaso (TT-1)	- 4,47 °C	- 16,40%
Temperatura de Saída (TT-3)	- 7,41 °C	- 58,62%
Temperatura da Válvula (TT-4)	- 3,59 °C	- 13,30%
Temperatura Ambiente (TT-5)	- 3,63 °C	- 14,44%

Nota-se que, o fato da temperatura de saída do ar ser menor na válvula isolada não se deve ao fato das temperaturas do vaso e ambiente estarem menor e sim pelo isolante térmico que reduz a troca de calor da válvula e conseqüentemente do ar na saída com a válvula, corroborando com a análise da variação de temperatura antes e após a abertura da válvula.

Outra característica a ser analisada é sobre o gradiente de temperatura da saída da válvula e do corpo ocorrer em um intervalo de tempo menor que na exposta, justamente por não transferir calor para o meio. As Figuras 78 e 79 demonstram as curvas de temperatura da saída e do corpo da válvula, respectivamente. A escala do tempo foi ajustada para que as aberturas das válvulas coincidissem.



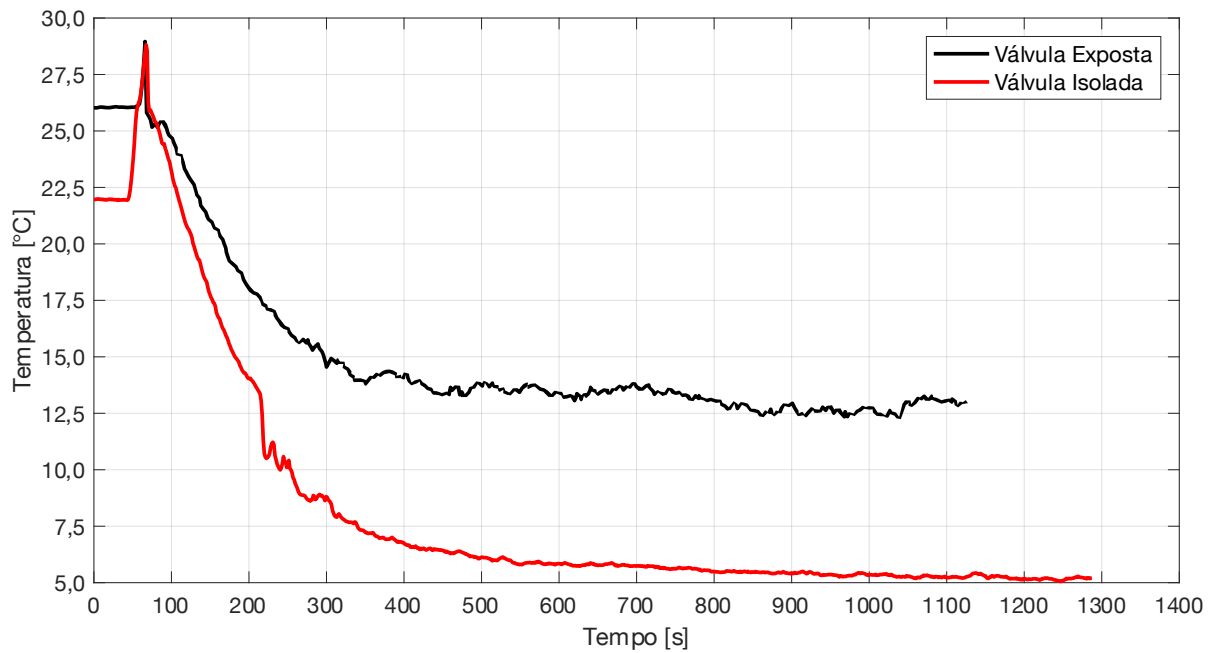


Figura 78. Comportamento da temperatura de saída da válvula Modelo B: isolada e exposta.

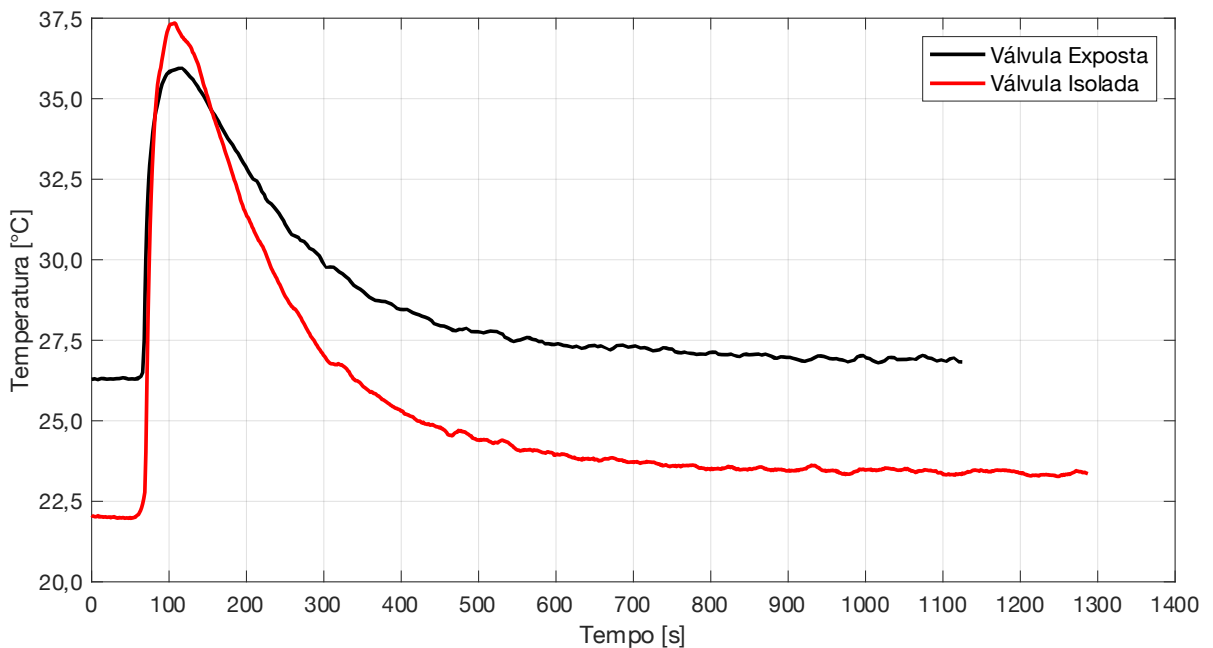


Figura 79. Comportamento da temperatura do corpo da válvula Modelo B: isolada e exposta.

Assim, como já comentado, além do aumento da variação da temperatura de saída e do corpo da válvula observa-se uma taxa de resfriamento desses dois pontos maiores. Isso justifica-se para a temperatura de saída pelo fato de perder menos calor para o ambiente, já a temperatura da válvula apresenta tal comportamento, pelo ar estar a uma temperatura menor e conseqüentemente com uma diferença de temperatura maior há uma troca maior de calor da válvula com o escoamento.

A Figura 80 exibe a vazão medida ao longo do teste da válvula isolada e sua vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura.

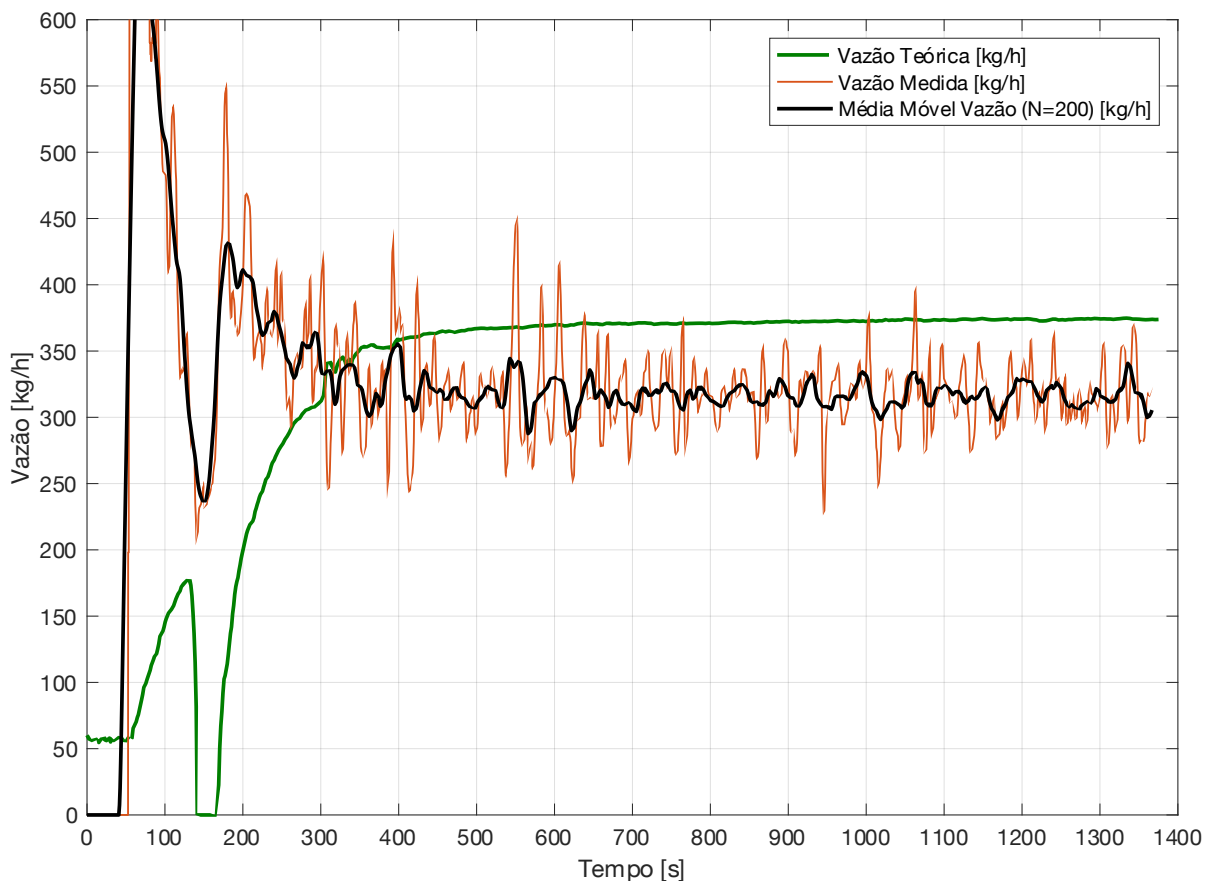


Figura 80. Comparativo da vazão medida com a vazão isentrópica teórica calculada pela temperatura para válvula Modelo B isolada.

A vazão isentrópica teórica calculada pela temperatura, no mesmo intervalo, é de  $373,97 \pm 29,92$  kg/h, sendo a vazão medida 15,48% menor. Uma temperatura do ar na saída da válvula menor indica um maior escoamento, como visto pela medição de vazão ao comparar a válvula exposta com a isolada, porém a eficiência termodinâmica não aumenta pelo fato do diferencial entre a temperatura de saída e do vaso serem maiores e, conseqüentemente, uma vazão teórica maior.

Para corroborar com tal conclusão basta notar que a vazão medida na válvula isolada é 3,06% maior, a diferença entre a temperatura do vaso e da saída da válvula é 20,12% maior na válvula isolada em relação à exposta, já a vazão isentrópica teórica calculada pela temperatura da válvula isolada é 7,82% maior, conforme a Tabela 38 demonstra.

Tabela 38. Comparação do desempenho da válvula Modelo B: isolada e exposta.

	Válvula Exposta	Válvula Isolada
Vazão [kg/h]	$306,69 \pm 6,09$	$316,07 \pm 6,17$
Diferença entre TT-1 e TT-3 [°C]	$14,61 \pm 0,65$	$17,55 \pm 0,78$
Vazão isentrópica teórica calculada pela temperatura [kg/h]	$346,84 \pm 27,75$	$373,97 \pm 29,92$

Ou seja, a válvula isolada aumenta a vazão, porém aumenta mais ainda a vazão termodinâmica, devido a isso a eficiência termodinâmica foi menor mesmo com uma vazão maior.

Outro estudo foi realizado com a medição de temperaturas relativa ao bocal, conforme demonstram as Figuras 36 e 37. A pressão foi estabelecida em 6 níveis de pressão (0,1; 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0 bar) e então foi medida a vazão, conforme demonstra a Figura 81.

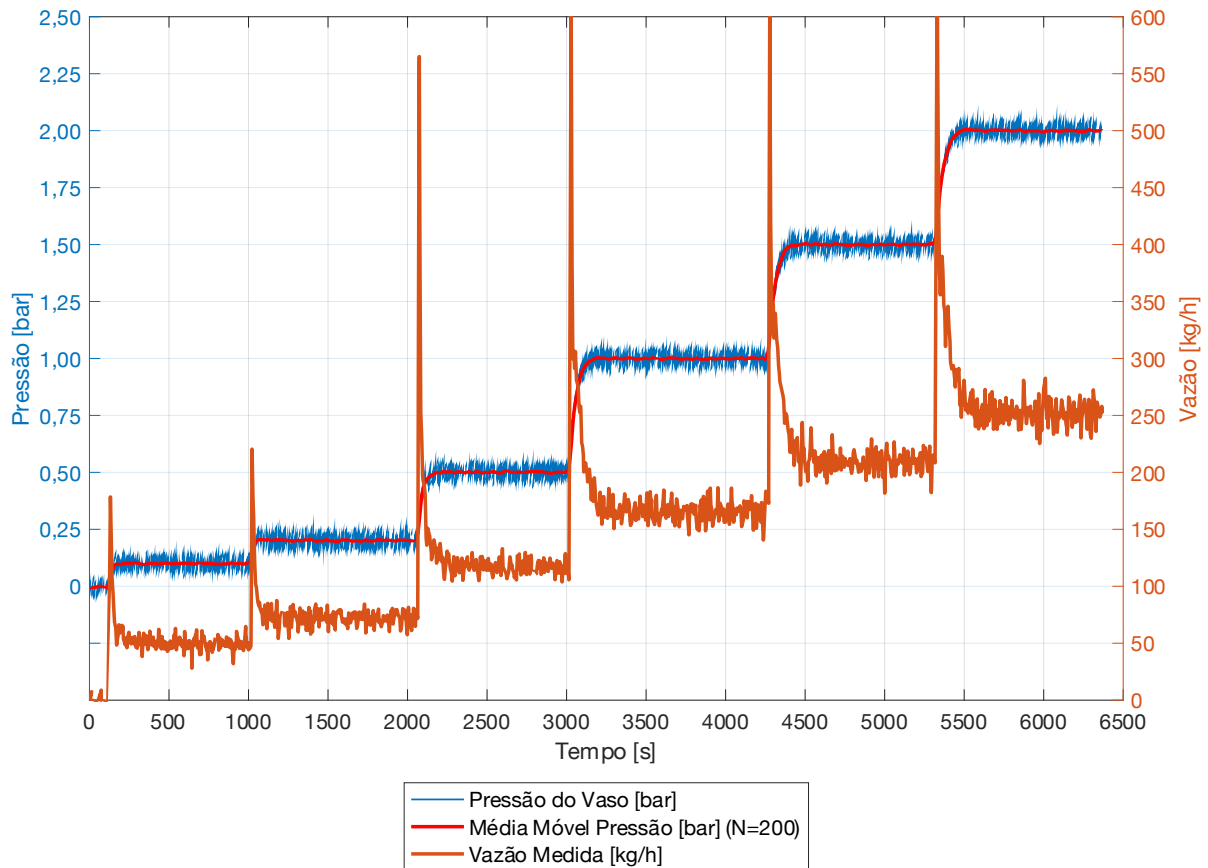


Figura 81. Comportamento da pressão e vazão para teste de temperatura no bocal Tipo I.

As temperaturas do vaso (TT-1), da entrada do bocal (TT-2), de saída do bocal (Tipo I) (TT-3) são medidas simultaneamente, como exhibe a Figura 82.

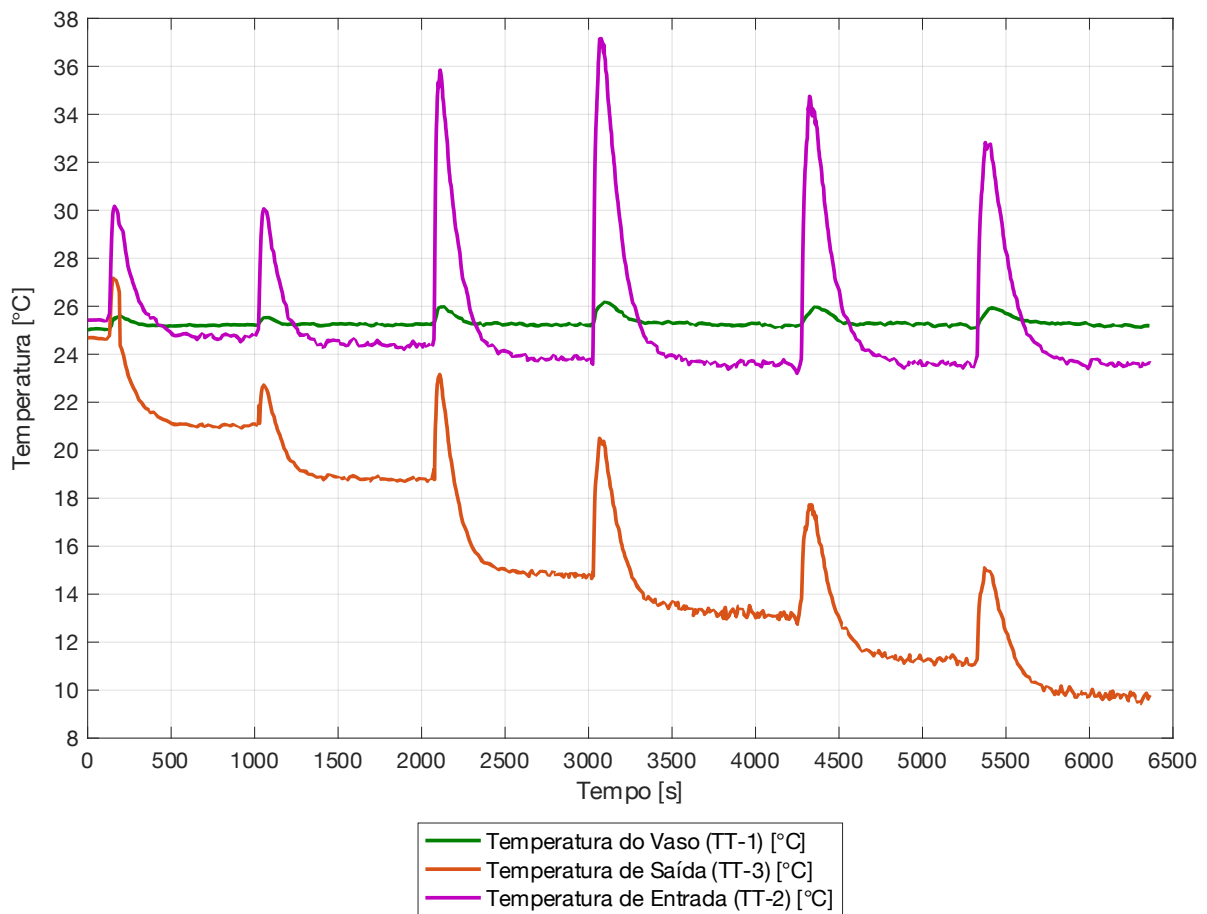


Figura 82. Comportamento das temperaturas para teste de temperatura no bocal Tipo I.

Observa-se que há um aumento repentino na temperatura do vaso, de entrada e de saída quando o *setpoint* do controle de pressão do processo é alterado e com isso ocorre um aumento na vazão, portanto esse volume maior de ar apresenta uma temperatura maior, visto que o compressor escoar a uma temperatura elevada. Além do ar no vaso se comprimir e aumentar a sua temperatura.

Outro ponto a se destacar é que a temperatura da entrada do bocal a partir de 1 bar não decresce com o aumento da temperatura, diferentemente da temperatura na saída do bocal. Na saída do bocal quanto maior a diferença de pressão, maior será a velocidade do escoamento e, conseqüentemente, menor a temperatura.

A Tabela 39 traz os principais dados para cada nível de pressão, no intervalo onde o regime permanente de pressão foi atingido.

Tabela 39. Dados para cada nível de pressão do teste de temperaturas com bocal.

	Nível 1	Nível 2	Nível 3
Pressão [bar]	$0,10 \pm 0,01$	$0,20 \pm 0,01$	$0,50 \pm 0,01$
Vazão [kg/h]	$49,95 \pm 0,99$	$71,56 \pm 1,40$	$116,51 \pm 2,25$
Temperatura do Vaso (TT-1) [°C]	$25,20 \pm 0,50$	$25,23 \pm 0,50$	$25,22 \pm 0,50$
Temperatura de Saída (TT-3) [°C]	$21,05 \pm 0,42$	$18,81 \pm 0,38$	$14,82 \pm 0,30$
Temperatura de Entrada (TT-2) [°C]	$24,78 \pm 0,48$	$24,40 \pm 0,48$	$23,83 \pm 0,47$

	Nível 4	Nível 5	Nível 6
Pressão [bar]	$1,00 \pm 0,01$	$1,50 \pm 0,02$	$2,00 \pm 0,02$
Vazão [kg/h]	$165,33 \pm 3,19$	$209,35 \pm 4,04$	$251,69 \pm 4,85$
Temperatura do Vaso (TT-1) [°C]	$25,20 \pm 0,50$	$25,23 \pm 0,50$	$25,20 \pm 0,50$
Temperatura de Saída (TT-3) [°C]	$13,11 \pm 0,26$	$11,28 \pm 0,23$	$9,76 \pm 0,20$
Temperatura de Entrada (TT-2) [°C]	$23,60 \pm 0,47$	$23,61 \pm 0,47$	$23,60 \pm 0,47$

Os valores encontrados para a temperatura de entrada corroboram com o citado anteriormente, que a partir de 1,00 bar, houve estabilidade desse parâmetro em regime permanente de pressão.

Com os dados obtidos, calcula-se a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura pela Eq. 68 para cada nível de pressão e comparada com a medida. A Tabela 40 e a Figura 83 demonstram tal comparação.

Tabela 40. Vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura para cada nível de pressão.

	Vazão teórica calculada pela temperatura [kg/h]
Nível 1	$55,09 \pm 4,41$
Nível 2	$74,76 \pm 5,98$
Nível 3	$118,45 \pm 9,48$
Nível 4	$169,65 \pm 13,57$
Nível 5	$227,16 \pm 18,17$
Nível 6	$286,37 \pm 22,91$

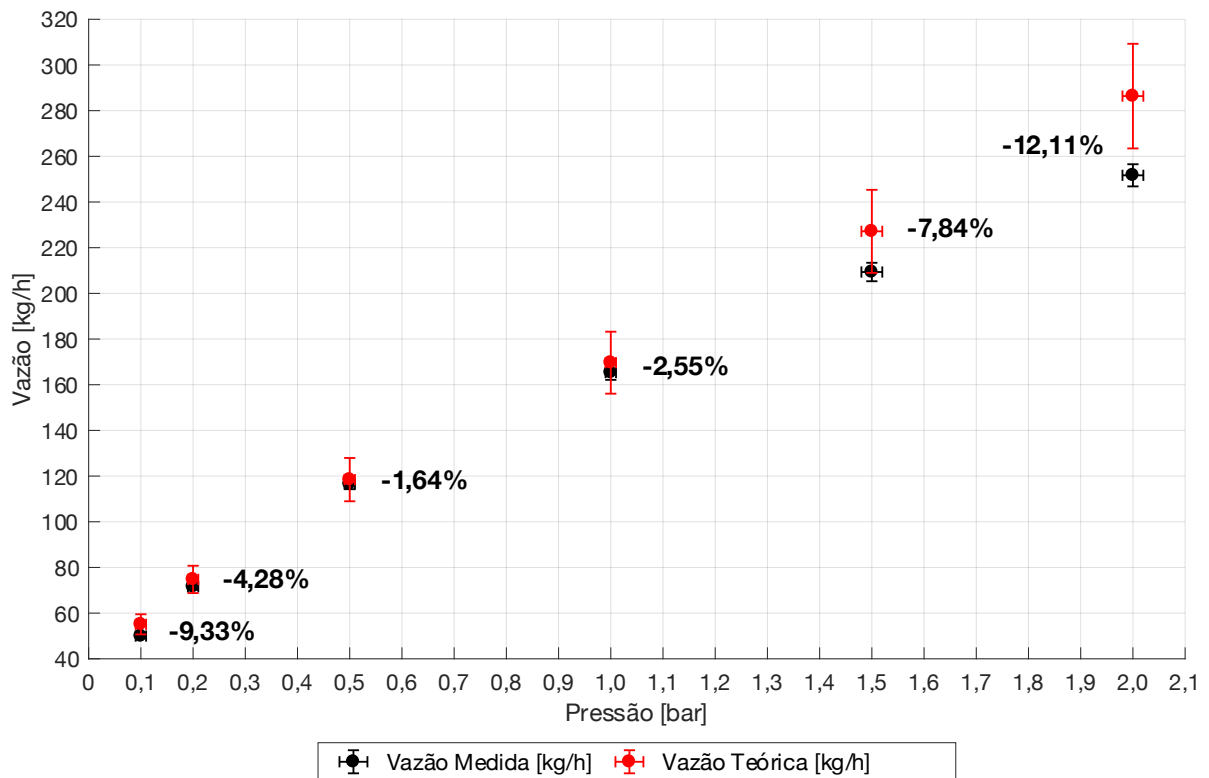


Figura 83. Comparação da vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura com a vazão medida para o bocal.

Observa-se que, em praticamente todos os níveis, exceto o Nível 6 (Pressão = 2,0bar) a vazão medida apresentou-se mais próxima da vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura ao comparar com a válvula completa, tanto isolada quanto exposta. Estas apresentaram-se a menor 15,48% e 11,57%, respectivamente que a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura. Isso se deve ao fato do bocal ser mais isoentrópico que a válvula montada e completa, visto não haver mudança de direção e o fluxo deve apresentar menos turbulência e formação de vórtices.

Outro ponto a se destacar é que todas as leituras encontram-se abaixo da estimativa teórica e que o aumento da diferença para pressões maiores pode ser explicada, uma vez que a presença dos termopares interfere no escoamento, diminuindo assim a vazão medida. A maior incerteza e variabilidade da medição da temperatura com pressões maiores demonstra como a medição com o termopar, inserido no escoamento, afeta tanto a vazão quanto a medição de temperatura, uma vez que a vibração do mesmo aumenta, devido a alta velocidade do escoamento.

Os dados demonstram também que a medição de vazão em bocais pode ser estimada com a medição da temperatura de estagnação (do vaso) e da temperatura de saída. Deve-se porém, buscar realizar uma medição mais pontual, proporcionando interferência mínima no escoamento. Por esse procedimento, diminuir-se-ia o aparato experimental e, conseqüentemente, o custo do teste de vazão. Porém, tal afirmação ainda necessita de estudos mais aprofundados para determinar, com mais precisão e confiabilidade, a medição de vazão de válvulas PSV.

## 8 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Com base nas metodologias desenvolvidas e ensaiadas para diferentes válvulas pode-se identificar se houve atendimento a importantes requisitos das normas. A Tabela 41 apresenta os parâmetros alcançados pelas quatro metodologias propostas e executadas.

Tabela 41. Concordância das metodologias com os parâmetros das normas.

Parâmetro - Norma	Metodologia I	Metodologia II	Metodologia III	Metodologia IV
<b>Sobrepessão</b> ASME VIII – UG – 131(c)(1) [5]	✓	✓	✓	✓
<b>Incerteza da Vazão</b> ASME PTC 25 (1.3) [10]	✗	✓	✓	✓
<b>Regime Permanente</b> ASME PTC 25 (4.2.4)(c)(4) [10]	✗	✗	✗	✗
<b>Aumento da Pressão</b> ASME PTC 25 (4.4.4)(a) [10]	✓	✓	✓	✓
<b>Desvio da Vazão Média</b> ISO 4126-1 (7.3.5) [13]	✗	✓	✓	✓

Observa-se que as metodologias que apresentam algum controle automático (Metodologias I, II e III), além do próprio compressor, se enquadram em todos os parâmetros normativos para o teste de capacidade de vazão, exceto no quesito de regime permanente de pressão. Pela norma ASME PTC 25 parágrafo (4.2.4)(c)(4) [10] é definido que a vazão encontra-se em regime permanente quando a pressão diferencial do medidor no intervalo de medida apresenta dupla amplitude, ou seja, diferença entre a máxima e a mínima de no máximo 2% do valor médio. Isso não ocorreu em nenhuma das metodologias propostas, mas se aproximou nas Metodologias II e IV para o Modelo B, sendo 3,90% e 7,59% respectivamente. Isso ocorre pelo fato de serem as metodologias que utilizaram controle automático pela vazão.

Apesar de alguns critérios não estarem plenamente de acordo com os parâmetros exigidos por norma, a capacidade de vazão medida utilizando a Metodologia III para uma válvula certificada ASME foi, apenas, 0,95% acima da vazão certificada e estampada na própria válvula. Tal proximidade valida o aparato experimental e as metodologias de teste desenvolvidas e testadas.

Deve-se destacar o grande aparato material e tecnológico envolvidos em todos os testes, evidenciando a dificuldade de se estabelecer todos os critérios normatizados.

Pode-se concluir, pelos resultados obtidos para um diâmetro maior, tal como o Modelo B, que as Metodologias I, II e III apresentaram desvio máximo da vazão de 2,03% em relação a média das três metodologias. Para uma válvula menor, tal como o Modelo A, o maior desvio da média da vazão medida para as três metodologias é de 5,11%. Tais valores demonstram que as três metodologias se aproximam na medição de vazão, porém no método IV apresentou menor variabilidade. Já a Metodologia III apresenta uma melhor resposta ao *set point* adotado atingindo assim a sobrepressão (pressão de teste) de forma mais rápida.

Dessa forma, uma metodologia que iniciasse o processo com o controle de pressão da Metodologia III e, ao atingir a sobrepressão, controlasse a vazão conforme a Metodologia IV apresentaria o melhor resultado com o menor tempo de execução de teste. Portanto, após o processo atingir a pressão de teste, fica evidenciada a necessidade de controles tanto de pressão quanto da vazão.

Outro ponto a se destacar para desenvolvimentos em trabalho futuro é o controle de vazão a ponto de conseguir estabilizar o diferencial de pressão conforme determina a norma, ou então, utilizar outro tipo de medidor, ou outra placa de orifício com a relação de diâmetros menor (parâmetro beta -  $\beta$ ), que proporcione diferenciais de pressões maiores, o que permitiria uma faixa maior para o controle.

O modelo matemático desenvolvido, que descreve tanto a abertura da válvula, quanto determinando o comportamento de abertura, elevação da válvula e vazão de descarga pode ser considerado simples, devido às aproximações e consideração adotadas, como: escoamento unidimensional, isoentrópico e adiabático, regime permanente de pressão, queda de pressão e variação de temperatura desprezíveis na conexão/bocal da válvula. Porém, mesmo com todas essas simplificações o modelo mostrou-se eficaz quanto à determinação da elevação do disco no processo de abertura. A proposição de novos modelos matemáticos, mais elaborados, considerando mais dimensões e não-linearidades também é apontada como desenvolvimento futuro, de custo relativamente baixo e boa possibilidade de sucesso na reprodução dos fenômenos envolvidos.

Dados experimentais de três válvulas, com diferentes projetos de construção, (Modelo A, B, C e D) pressões de abertura, diâmetros foram comparados com estimativas teóricas. Ao analisar a elevação do disco observou-se a maior diferença entre valores teóricos com o experimental de 3,94% e a menor de 0,60%. Todos esses valores estiveram dentro da incerteza estimada para o modelo. Isso demonstra que mesmo com um modelo matemático simplificado, a elevação da válvula pode ser estimada de forma satisfatória.

Devido a uma limitação da frequência de aquisição de dados do relógio comparador, instrumento utilizado para medir a elevação do disco, não se pode avaliar de forma qualitativa e quantitativa a adesão do comportamento de abertura do modelo com os dados experimentais. Para isso deve-se desenvolver um sistema de medição capaz de medir e registrar a elevação da válvula a cada 0,01s, ou seja, com frequência de 100Hz. Tal valor é sugerido com base na malha utilizada para a resolução da equação de elevação do disco.

A utilização do modelo matemático para cálculo de vazão demonstrou uma diferença



maior que a elevação ao comparar com os dados experimentais, sendo a diferença máxima de 7,36% e mínima de 2,09%. Isso se deve ao fato de que as hipóteses adotadas, principalmente regime permanente de pressão e a desconsideração da perda de carga e dos efeitos da turbulência no escoamento, são mais significativas para a mecânica dos fluidos do que para a dinâmica das forças. A inclusão desses fenômenos no modelo o tornará mais preciso tanto na estimativa da vazão quanto na elevação.

Outro ponto a ser considerado para trabalhos futuros é uma resolução para a equação de movimento da válvula que considere a pressão do vaso dependente do tempo, e conseqüentemente a massa específica. Com isso o modelo poderá ser utilizado para comparação em casos de aumento de pressão crescentes com determinadas características que dependem da alimentação do sistema.

Em relação ao estudo dos bocais de válvulas de segurança, operando com fluidos compressíveis, pode-se notar a importância do contorno interno para o escoamento e eficiência das válvulas. Três bocais tiveram as vazões comparadas para diferentes pressões, de forma adimensional, ou seja, sem considerar a vazão propriamente dita, e conseqüentemente a área de escoamento, mas considerando o coeficiente de descarga. Os resultados demonstraram que um bocal que apresenta contornos de entradas suavizados por curvaturas na geratriz cilíndrica ou reduções menos abruptas podem apresentar coeficientes de descarga majoradas em 6,91%, em média, quando comparados a um bocal de geratriz cilíndrica, e que apresente arestas ou desníveis abruptos. Essa diferença é atribuída às irreversibilidades no escoamento devido a formação de vórtices e ondas de choque.

Ao realizar um estudo do comportamento da temperatura em diversos pontos do escoamento ou do corpo de uma válvula de segurança observou-se primeiramente que a temperatura do fluido na saída da válvula pode ser utilizada como um indicador da abertura da válvula e corrobora a teoria da ação “pop”, isso devido ao processo de compressão que aumenta a temperatura do fluido compressível na entrada da válvula e imediatamente antes de ser aberta apresenta um fenômeno chamado de chiado (*simmering*) gerando um escoamento mínimo. Esse escoamento é identificado pelo aumento da temperatura na saída da válvula fazendo com que a pressão exercida pelo fluido no disco atue sobre uma maior, aumentando repentinamente a força exercida sob o disco para levantá-lo, gerando o efeito “pop”. Com a ação do pop a válvula abre completamente de forma vertiginosa e, imediatamente, a temperatura do escoamento na saída da válvula decresce de forma acelerada gerando um pico de temperatura que é coincidente com a abertura da válvula.

A partir da medição da temperatura de estagnação e da temperatura na saída da válvula pode-se estimar, aproximadamente, uma vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura, que ocorreria se toda a energia térmica se convertesse em cinética, ou seja, a variação da entalpia do escoamento se transformasse em energia cinética e, conseqüentemente, aumento da vazão. Para isso a mesma válvula foi submetida a duas situações: isolada termicamente com uma espuma elastomérica e exposta diretamente ao ambiente. Notou-se que, quando a válvula estava isolada, escoou uma vazão 3,06% maior e com a vazão isoentrópica teórica calculada pela temperatura 7,82% maior, ou seja, uma menor dissipação do calor para ambiente pelo corpo da válvula gerou uma vazão maior, mas uma eficiência térmica menor, pelo fato da diferença da temperatura na entrada e saída da válvula aumentar mais que a vazão medida.

Concluindo sobre essa atividade, indica-se a possibilidade de estimar a vazão em escoamentos compressíveis a partir apenas da medição de temperatura, tornando o processo mais acessível. Comparando a vazão calculada pela temperatura de estagnação e de saída do bocal e a vazão medida obteve-se uma diferença mínima de 1,64% e máxima de 12,11%. Notou-se um aumento dessa diferença com pressões maiores, portanto vazões maiores, e isso explica-se na interferência na medição. O aumento da velocidade do escoamento torna o termopar mais instável gerando oscilações na medição e conseqüentemente uma medição menos precisa. Estima-se que, com uma medição de temperatura menos interferente ao escoamento e de forma mais pontual, a vazão poderia ser estimada de forma mais precisa apenas pela medição da temperatura do vaso e de saída da válvula, eliminando assim um aparato de medição de vazão mais oneroso. Devido a essa característica, esse é um procedimento muito atraente de ser mais explorado futuramente.

## 9 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1] A. C. Mathias, *Válvulas: Industriais, segurança, controle: tipos, seleção, dimensionamento*, 2nd ed. São Paulo: Artiliber Editora, 2008.
- [2] M. Hellemans, *The Safety Relief Valve Handbook: Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*. 2009.
- [3] M. do T. do Brasil, “Normas Regulamentadoras de Segurança e Medicina do Trabalho. NR 13: Caldeiras, Vasos De Pressão, Tubulações e Tanques Metálicos de Armazenamento,” Brasília, 2019.
- [4] American Society of Mechanical (ASME), “ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section I - Rules for Construction of Power Boiler,” New York, 2017.
- [5] American Society of Mechanical (ASME), “ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels Division I,” New York, 2017.
- [6] American Society of Mechanical (ASME), “Testing Laboratories Holding ASME Certificates of Acceptance For Conducting Tests of Pressure Relief Devices.” [https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/shop/certification & accreditation/prd-testing-lab/prd-testing-lab\\_forms-and-resources\\_testing-laboratories-holding-asme-certificates-of-acceptance-for-conducting-tests-of-pressure-relief-devices.pdf](https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/shop/certification& accreditation/prd-testing-lab/prd-testing-lab_forms-and-resources_testing-laboratories-holding-asme-certificates-of-acceptance-for-conducting-tests-of-pressure-relief-devices.pdf) (accessed Apr. 20, 2019).
- [7] J. R. Glauber, *A Description of New Philosophical Furnaces, or a New Art of Distilling*. Londres, 1651.
- [8] C. Landri, “O Caminho da Segunda Lei da Termodinâmica,” *Phys. Organum*, vol. 4, no. 1, pp. 1–11, 2018.
- [9] O. J. L. da Silva, *Válvulas Industriais: Petróleo Brasileiro S.A.*, 2ª Ed. Rio de Janeiro: Qualitymark: Petrobras, 2010.
- [10] American Society of Mechanical Engineers (ASME), *ASME Performance Test Code (PTC) 25: Pressure Relief Devices*. New York: ASME, 2014.
- [11] American Petroleum Institute (API), “API 520: Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries Part I — Sizing and Selection,” Washington, DC, 2014.
- [12] A. Beune, *Analysis of high-pressure safety valves*. 2009.
- [13] International Organization for Standardization (ISO), “EN ISO 4126-1:2004 Safety devices for protection against excessive pressure, Part 1: Safety valves.,” 2004.
- [14] C. J. Hos, A. R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely, “Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms,” *J. Loss Prev. Process Ind.*, vol. 31, no. 1, pp. 70–81, 2014, doi: 10.1016/j.jlp.2014.06.005.
- [15] A. Borg and S. Jakobsson, “On the Stability of Pressure Relief Valves. A numerical study using CFD.,” p. 84, 2014, [Online]. Available: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/211055/211055.pdf>.
- [16] American Petroleum Institute (API), “API 520: Sizing, Selection, and Installation

- of Pressure-Relieving Devices in Refineries Part II — Installation,” Washington, DC, 2015.
- [17] American Petroleum Institute (API), “API 527: Seat Tightness of Pressure Relief Valves,” Washington, DC, 2014.
- [18] A. Ray, “Dynamic modeling and simulation of a relief valve,” *Simul. Counc.*, vol. 31, no. 5, pp. 167–172, 1978, doi: 10.1177/003754977803100504.
- [19] A. Singh, “An analytical study of the dynamics and stability of a spring loaded safety valve,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 72, no. 2, pp. 197–204, Sep. 1982, doi: 10.1016/0029-5493(82)90215-1.
- [20] G. MacLeod, “Safety valve dynamic instability: An analysis of chatter,” *J. Press. Vessel Technol. Trans. ASME*, vol. 107, no. 2, pp. 172–177, 1985, doi: 10.1115/1.3264430.
- [21] A. J. Ortega, B. N. Azevedo, L. F. G. Pires, A. O. Nieckele, and L. F. A. Azevedo, “A Numerical Model About the Dynamic Behavior of a Pressure Relief Valve,” *Congr. Therm. Eng. Sci.*, no. 1, 2008, [Online]. Available: <http://simdut-com-br.web21.redhost.com.br/Trabalhos/ENCIT-2008.pdf>.
- [22] X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park, and W. M. Dempster, “A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 81, pp. 407–419, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.02.021.
- [23] N. L. Scuro, E. Angelo, G. Angelo, and D. A. Andrade, “A CFD analysis of the flow dynamics of a directly-operated safety relief valve,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 328, no. January, pp. 321–332, 2018, doi: 10.1016/j.nucengdes.2018.01.024.
- [24] B. K. Hodge and K. Koenig, *Compressible fluid dynamics with personal computer applications*. New Jersey: Prentice Hall, 1995.
- [25] F. M. White, *Mecânica dos Fluidos*, 8th ed. Porto Alegre: AMGH, 2018.
- [26] The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors (NBBI), “NBIC - National Board Inspection Code - Part 4 - Pressure Relief Devices,” 2017.
- [27] International Organization for Standardization (ISO), “EN ISO 5167-2:2003 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full — Part 2: Orifice plates,” 2003.
- [28] International Organization for Standardization (ISO), “EN ISO 5167-1:2003 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full — Part 1: General principles and requirements,” 2003.
- [29] American Society of Mechanical Engineers (ASME), “ASME Performance Test Code (PTC) 19.1: Test Uncertainty,” 2005.
- [30] International Organization for Standardization (ISO), “ISO GUM 2008: Avaliação de dados de medição - Guia para a expressão de incerteza de medição,” 2008. doi: 10.1016/0146-6453(81)90105-6.
- [31] International Organization for Standardization (ISO), “ISO 5167-5:2016 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full — Part 5: Cone meters,” 2016.
- [32] M. M. A. Alam, T. Setoguchi, S. Matsuo, and H. D. Kim, “Nozzle geometry

variations on the discharge coefficient," *Propuls. Power Res.*, vol. 5, no. 1, pp. 22–33, 2016, doi: 10.1016/j.jprr.2016.01.002.