

CAPÍTULO 7

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

As informações adquiridas com os testes executados com o arranjo experimental, segundo a metodologia predefinida, são apresentadas neste capítulo. Como resultados experimentais há os testes que justificam a necessidade da medição da pressão dinâmica interna do cilindro, os procedimentos de correção das curvas e, principalmente, as análises e discussões sobre as relações existentes entre os sintomas e os defeitos introduzidos artificialmente.

7.1 Análise de Dados de Pressão Dinâmica

7.1.1 Onde Medir

As primeiras medições de pressão dinâmica foram executadas com o sensor instalado na linha de descarga do compressor. Embora esta medição tenha sido realizada com o objetivo de avaliar o comportamento do sensor e do sistema de aquisição, é possível identificar a partir da forma de onda (Figura 7.1), e em seguida comprovar através do espectro (Figura 7.2), a existência de uma frequência fundamental (38,7 Hz). Esta fundamental é igual à rotação do compressor, seguida pelo segundo harmônico em 76,4 Hz e pelo terceiro harmônico em 116,0 Hz.

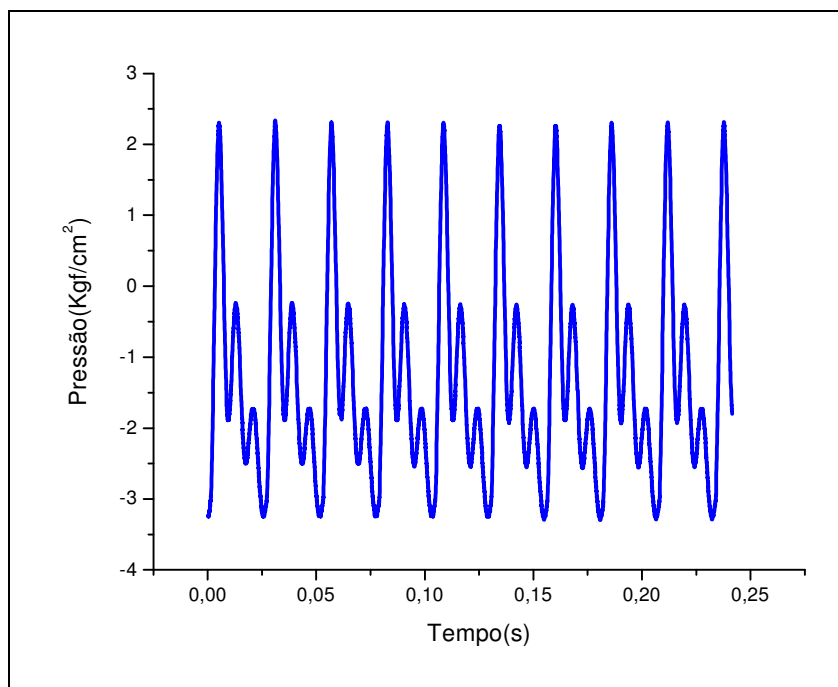


Figura 7.1 – Forma de onda da pressão dinâmica medida na descarga do compressor.

No estudo do comportamento da pressão dinâmica em tubulações, Rodrigues (1991) demonstra que, embora o mecanismo gerador (pistão) tenha um movimento puramente senoidal, a pulsação de pressão nas tubulações apresenta harmônicos de ordens mais altas (2ω , 3ω , 4ω ,...).

Rodrigues 1991 afirma que esta composição espectral sofre forte influência da forma pela qual o compressor é construído, como por exemplo a sua distribuição espacial. Outro aspecto importante, apresentado por este mesmo autor, é que na propagação de ondas de pressão pode haver atenuação, reflexão ou reforço (ressonância) conforme as dimensões, configurações e distribuições de tubulações, vasos e acessórios.

É possível perceber, portanto, que o estudo do comportamento da pressão dinâmica nas tubulações – e em outros pontos fora dos cilindros – traz mais informações relativas à interação do gás com o sistema de compressão do que informações relativas aos defeitos no compressor. Isto não desacredita este tipo de análise, pois sabe-se que existem problemas graves de falhas em tubulações devido a pulsações de grandes amplitudes. Este aspecto, no entanto, foge ao objetivo deste trabalho.

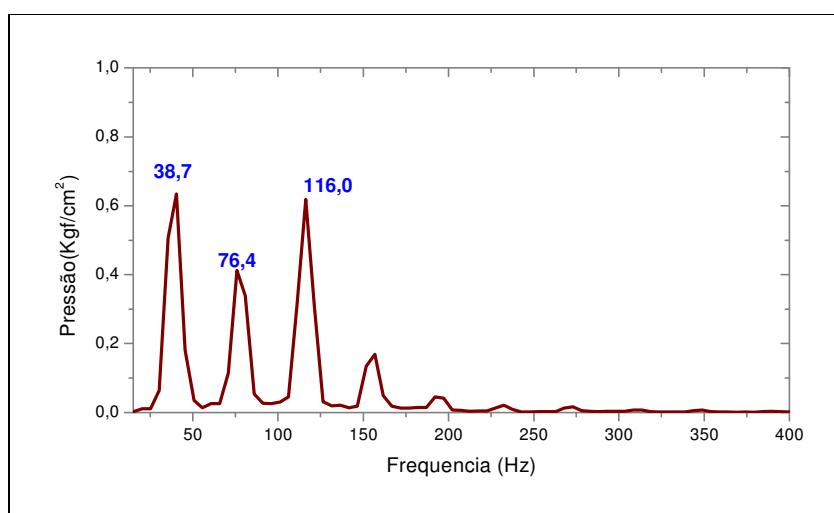


Figura 7.2 – Espectro da pressão dinâmica medida na descarga do compressor.

Ao observar a forma de onda da pressão (Figura 7.3), medida dentro do cilindro através de uma sonda (Figura 5.4), é possível verificar que o comportamento do sinal de pressão (linha azul) é semelhante ao de uma função seno (linha vermelha). O espectro da pressão dinâmica (Figura 7.4) confirma a predominância marcante da

primeira harmônica (39,8 Hz), seguida pela segunda e pela terceira harmônicas com amplitudes progressivamente menores.

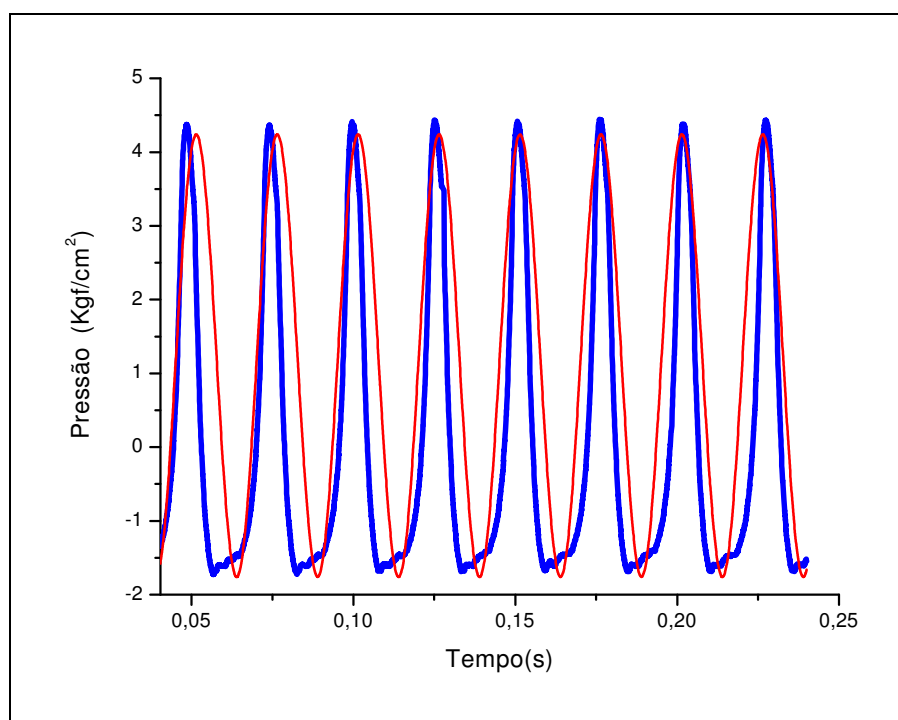


Figura 7.3 – Forma de onda da pressão dinâmica medida no cilindro do compressor (linha azul) e função seno de mesma amplitude e frequência (linha vermelha).

A presença da segunda (80,4Hz) e da terceira (117,3 Hz) harmônicas, de menor amplitude, é justificável pela não idealidade do gás e pelas variações de temperatura durante os processos de compressão e expansão do gás. Deve-se considerar ainda que nas etapas de sucção e descarga ocorre um comportamento bastante influenciado pelas válvulas.

A medição de pressão diretamente no cilindro é, portanto, mais sensível aos fenômenos associados aos processos de expansão e compressão do gás, do que aos fenômenos ligados ao sistema de tubulações e vasos. Isto demonstra que, embora instalar uma sonda no corpo do compressor seja uma tarefa tecnicamente mais complicada e de maior custo, esta será uma ação necessária se for desejável pesquisar defeitos, na parte de fluido do compressor, com o mínimo de interferência do sistema.

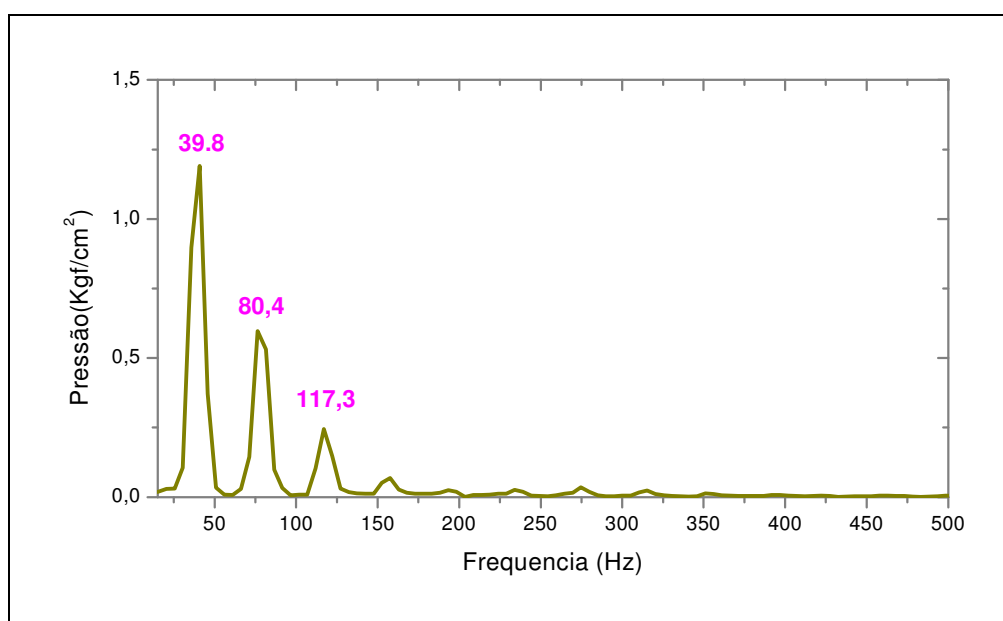


Figura 7.4 – Espectro da pressão dinâmica medida no cilindro.

7.1.2 Correção das Curvas

Para a demonstração do processo de correção das curvas de Pressão *versus* Deslocamento ($P \times D$), quatro diagramas $P \times D$ são apresentados na Figura 7.5, sem correção, obtidos com o compressor utilizando válvulas em bom estado (V0) e com

variação da pressão de descarga, seguindo-se o procedimento para tratamento de dados descrito no Item 6.2.

Os resultados deste procedimento estão apresentados na Tabela 7.1, na qual também estão dispostos indicadores de desempenho importantes para confirmação de defeitos. Esta tabela foi construída da seguinte forma:

- 1) A primeira coluna, intitulada “Pressão do Balão”, contém as pressões do recipiente acumulador de armazenamento de gás para cada teste (sensor S5, Figura 5.2);
- 2) As colunas $V4^*$, $V2^*$, Ps^* e Pd^* registram os dados obtidos das curvas sem correções;
- 3) A coluna η_{vs} contém os valores de rendimento volumétrico na sucção calculados utilizando a equação 6.3;
- 4) A coluna V_0 contém os valores de volume morto calculados usando a equação 6.5;
- 5) A coluna r contém os valores de taxa de compressão calculados utilizando a equação 6.4;
- 6) A coluna P_m contém os valores de pressão média calculados utilizando a equação 6.2;
- 7) As colunas Ps e Pd contém os valores de pressão de sucção e descarga corrigidos pela adição da pressão média (P_m).

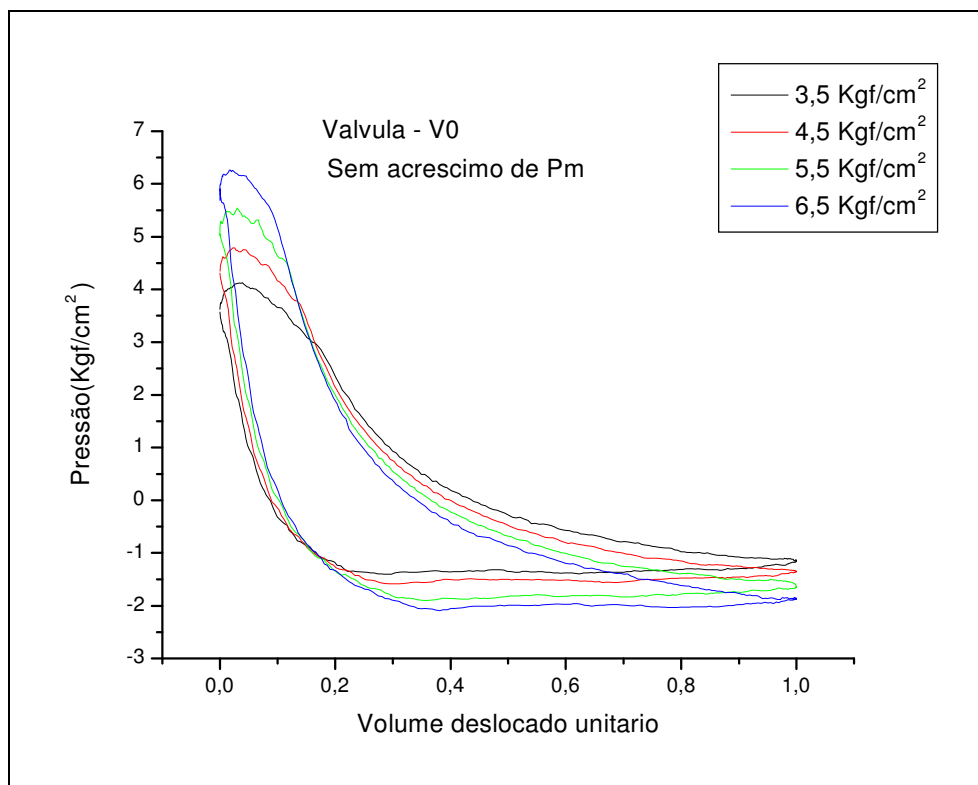


Figura 7.5 – Curvas P x D não corrigidas com diferentes pressões de descarga.

Tabela 7.1 – Dados obtidos diretamente e calculados a partir das curvas P x D sem correção, para diversas pressões de descarga.

Pressão	Dados				Valores Calculados					
Balão	V₄*	V₂*	Ps*	Pd*	η_{vs}	V₀	r	Pm	Ps	Pd
3,5	0,1950	0,1090	1,1570	3,622	0,805	0,0212	15,85	1,48	0,322	5,101
4,5	0,2239	0,0960	1,3530	4,396	0,776	0,0229	19,78	1,66	0,306	6,055
5,5	0,2517	0,0780	1,6210	5,212	0,748	0,0218	23,79	1,92	0,300	7,133
6,5	0,2989	0,0750	1,8905	5,974	0,701	0,0276	31,06	2,15	0,262	8,126
Média						0,0234				

Com a correção pela adição da pressão média (P_m), as curvas da Figura 7.6 não apresentam mais valores negativos e coincidem entre si em parte da etapa de compressão, que se inicia no deslocamento máximo do pistão (V_1) e vai até a abertura da válvula de descarga (V_2). Este comportamento era esperado pois, exceto pela mudança de pressão de descarga, as demais condições do gás e compressor foram mantidas constantes. Vale ressaltar que estes diagramas apresentam os valores de pressão interna do cilindro em função do deslocamento volumétrico unitário do pistão, definido na equação 5.3. É importante lembrar que o valor unitário do deslocamento é numericamente igual ao volume deslocado unitário, definido na equação 6.1. Este diagrama de Pressão *versus* Volume é conhecido como diagrama P x V.

É possível observar, nas curvas da Figura 7.6, que a pressão de sucção é praticamente a mesma, apesar das variações na pressão de descarga. Isso demonstra que a redução da vazão, que ocorre como consequência do incremento da taxa de compressão r , não é significativa para efeito de perdas de carga na sucção.

Outro aspecto interessante a ser destacado é a diferença entre a pressão de descarga, obtida pelas curvas, e a pressão de descarga medida no balão. Esta diferença permanece praticamente constante e igual a 1,6 Kgf/cm² para as várias pressões de descarga. Isto demonstra que a perda de carga na descarga também não varia com a pressão.

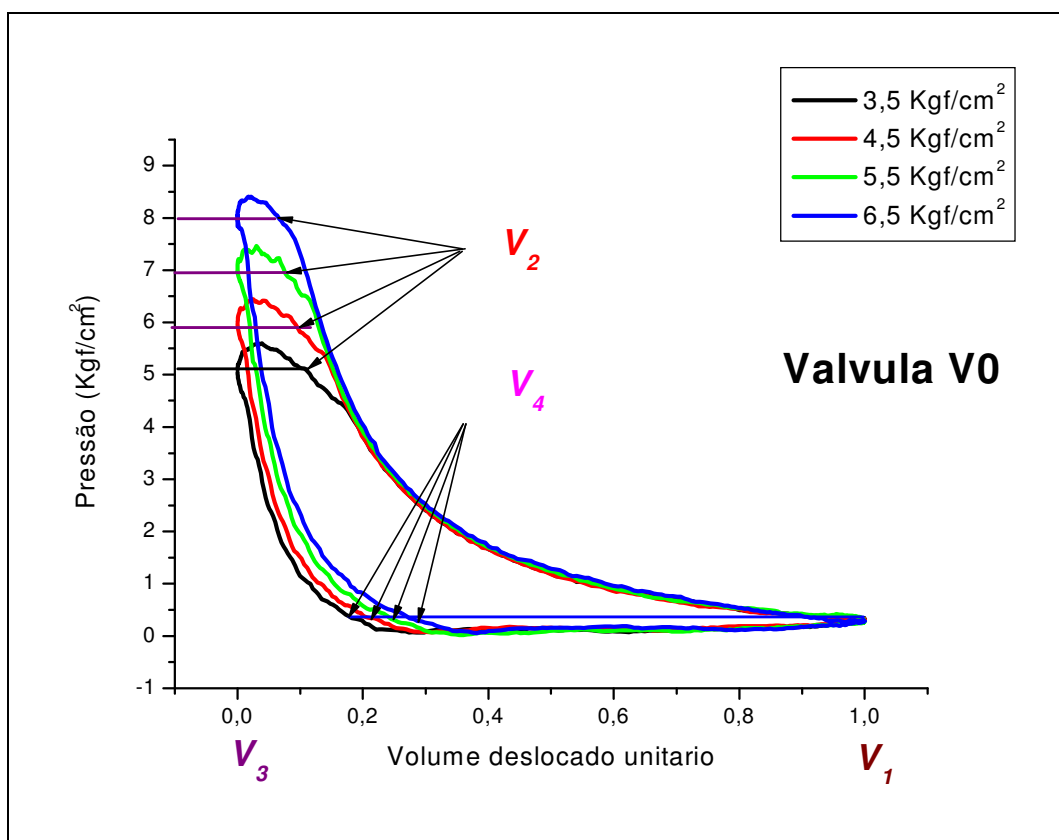


Figura 7.6 – Curvas P x V corrigidas com diferentes pressões de descarga.

Quando se observa a etapa de expansão (V_3 a V_4), é possível verificar que as curvas da Figura 7.6 possuem a mesma taxa de redução da pressão com o aumento do volume. Para comprovar tal fato, foi calculado o ajuste destas curvas a uma função exponencial de decaimento do tipo

$$y = A \times e^{\left(\frac{-x}{t}\right)} + y_0 \quad (7.1).$$

Após o ajuste de cada curva, foram encontrados os coeficientes listados na Tabela 7.2.

Tabela 7.2 – Coeficientes da equação de ajuste das curvas para diversas pressões de descarga.

Pressão Balão (Kgf/cm ²)	Coeficientes		
	A	t	Y ₀
3,5	5,25	0,0735	-0,113
4,5	6,10	0,0713	0,018
5,5	7,27	0,0787	-0,043
6,5	8,22	0,0785	0,087

Observando a Tabela 7.2, percebe-se que:

- 1) O coeficiente A corresponde à pressão de descarga;
- 2) O coeficiente t, que define a taxa de decaimento, é praticamente o mesmo para todas as curvas;
- 3) O coeficiente Y₀ apresenta valores muito pequenos que podem ser desprezados.

Como foi discutido no Item 6.2, o volume morto V_0 foi calculado pela equação 6.5, que utiliza um fator de correção empírico. As variáveis desta equação são obtidas diretamente das curvas ainda sem correção, o que significa que todo o processo, desde a medição até o tratamento de dados, tem influência sobre este resultado.

Para avaliar o processo e a precisão das informações coletadas, optou-se por medir fisicamente o volume morto do compressor e posteriormente comparar com o valor calculado. Para este fim, um arame de chumbo foi posicionado no topo do pistão, que foi fechado e girado manualmente pelo eixo do compressor, esmagando o arame

contra o cabeçote. Em seguida, a espessura do arame esmagado e o deslocamento total do pistão do PMI ao PMS foram medidos, encontrando os seguintes valores:

Espessura do arame amassado (D_0): 0,95 mm

Deslocamento total do pistão (D_t): 31,75 mm

Conforme apresentado no Item 2.5.1, a variável C corresponde ao volume morto unitário e pode ser calculada através da relação entre o volume morto e o volume deslocado (equação 2.10).

Com base na geometria do cilindro, pode-se escrever a equação 2.10 da seguinte maneira:

$$C = \frac{V_0}{V_D} = \frac{D_0 \times A}{D_t \times A} = \frac{0,95}{31,75} = 0,03,$$

onde A é a área do topo do cilindro.

Isto significa que foi encontrado um volume morto de 3% pelo levantamento dimensional, enquanto o valor calculado foi 2,34%. Há, portanto, uma diferença de 22% entre estes valores que, pela análise dos diversos aspectos discutidos anteriormente, não afetou significativamente o cálculo da Pm usada para corrigir as curvas. Foi possível notar, por outro lado, que esta metodologia deve ser aprimorada, pois terá uma importância significativa nas situações reais nas quais informações confiáveis a respeito do volume morto não estejam disponíveis. Sabe-se, inclusive, que alguns fabricantes utilizam o recurso da variação do volume morto para modificar a capacidade do compressor.

7.1.3 Análise de Defeitos nas Válvulas

Nesta etapa são apresentados, além da comparação visual dos ciclos, alguns parâmetros de comparação calculados a partir das informações obtidas pela análise destes ciclos de funcionamento. Isto aumenta a importância da qualidade do tratamento da informação, desde o sensor até o resultado gráfico apresentado.

Visando testar diferentes níveis de defeitos em válvulas de descarga, a metodologia descrita no Item 6.4.1 foi utilizada. Os testes foram efetuados com a pressão no balão igual a 5,5 Kgf/cm², resultando em uma pressão de 7,0 Kgf/cm² na descarga do compressor. Esta pressão foi escolhida por estar dentro da faixa especificada pelo fabricante do compressor e por atender perfeitamente às especificações de sensibilidade da interface utilizada.

Confrontando as curvas obtidas (Figura 7.7) com os sintomas relacionados por Schirmer, Fernandes e De Caux (2004), apresentados anteriormente no Item 2.9.2, os seguintes comportamentos foram confirmados:

- Redução mais lenta da pressão na fase de expansão, à medida que válvulas com maior defeito foram utilizadas, devido ao retorno de gás vindo da descarga;
- Aumento mais rápido da pressão na fase de compressão, à medida que válvulas com maior defeito foram utilizadas, também devido à admissão de gás pelo vazamento através da válvula de descarga;

- Afastamento cada vez maior da curva teórica com o aumento do defeito.

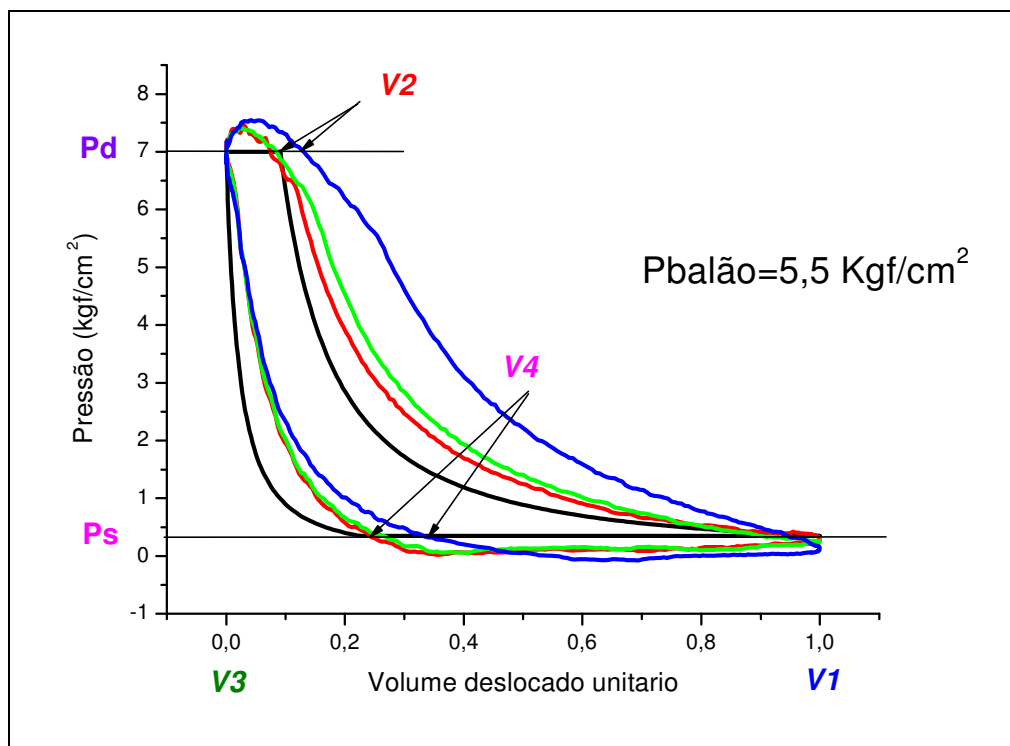


Figura 7.7 – Curvas P x V para diferentes válvulas: **V0** (vermelha), **V1** (verde), **V2** (azul) e curva teórica (preta). É possível também identificar no gráfico os pontos de início de cada etapa do ciclo, designados por **V1**, **V2**, **V3** e **V4**.

A classificação das válvulas em função do defeito (**V0**, **V1** e **V2**) seguiu o padrão estabelecido no Item 6.4.1. A partir deste padrão, a curva de cada válvula foi identificada por uma cor diferente e foi incluída a curva teórica adiabática.

Seguindo o que sugere o texto da DYNALCO CONTROLS (2003), pode-se constatar, através de diagramas $\text{Log } P \times \text{Log } V$, que as curvas de expansão e compressão apresentam mais distorções à medida o defeito é aumentado, e que a curva teórica tem os seus lados retos (Figura 7.8).

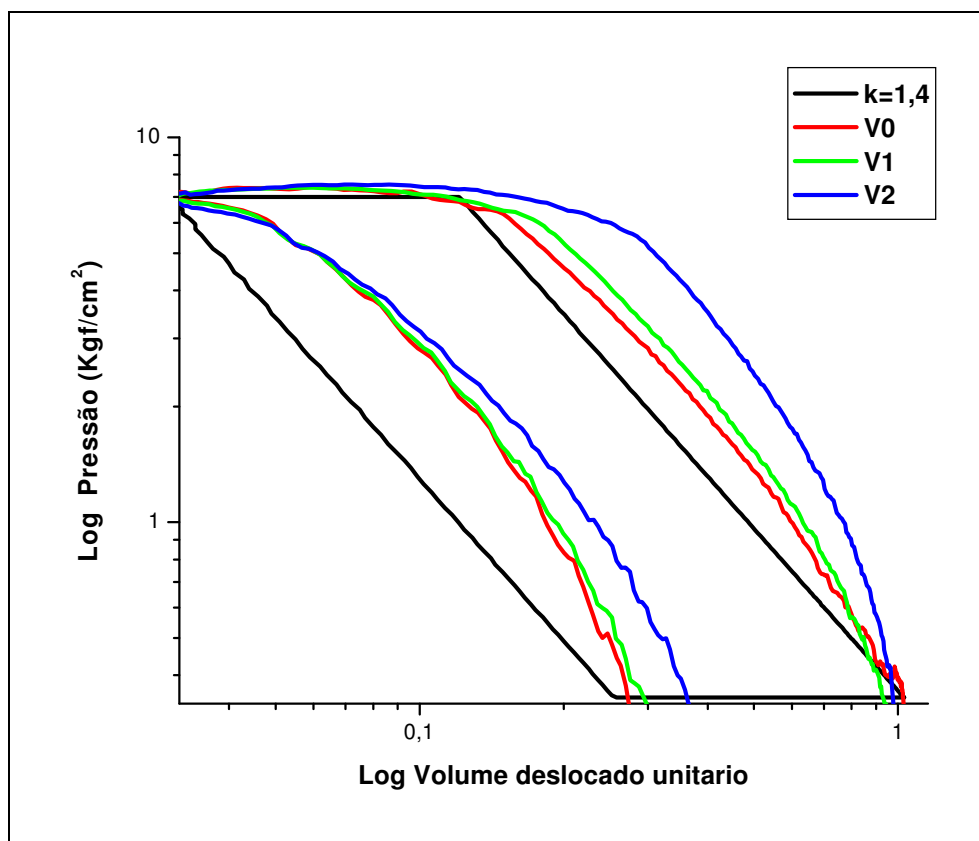


Figura 7.8 – Curvas Log P x Log V para diferentes válvulas: V0 (vermelha), V1 (verde), V2 (azul) e curva teórica (preta).

Além das avaliações qualitativas através dos gráficos apresentados, existem parâmetros quantitativos (Tabela 7.3) calculáveis a partir de informações colhidas no gráfico P x V e de algumas equações apresentadas ao longo deste trabalho. Assim, pode-se traçar um perfil do desempenho do compressor e obter subsídios, inclusive, para avaliações de problemas de projeto de válvulas e outros componentes da parte de fluido.

Tabela 7.3 – Parâmetros para avaliação de desempenho do compressor.

Válvula	Rendimento Volumétrico na Sucção	Rendimento Volumétrico na Descarga	Balço de Massa	Rendimento Adiabático	Vazão Volumétrica na Sucção (m ³ /min)	Vazão Mássica na Sucção (Kg/min)	Potencia Consumida (HP)
Ideal	0,77	0,091	1,02	1,00	0,122	0,059	0,338
V0-Boa	0,75	0,078	0,97	0,75	0,117	0,040	0,437
V1-Regular	0,71	0,088	0,67	0,69	0,112	0,030	0,449
V2-Ruim	0,56	0,132	0,18	0,49	0,087	0,012	0,494

A Tabela 7.3 contém os principais parâmetros de avaliação descritos e analisados abaixo:

1) Rendimento Volumétrico na Sucção

Esta grandeza, definida pela equação 2.1, exprime o quanto de gás realmente é aspirado em relação ao volume deslocado. É possível perceber, na Tabela 7.3, que quanto pior é o desgaste da válvula de descarga, menor é o rendimento volumétrico na sucção. Este comportamento é explicado pela admissão de gás pela válvula de descarga durante a etapa de expansão, resultando em redução mais lenta da pressão.

2) Rendimento Volumétrico na Descarga

Esta grandeza, definida pela equação 2.2, exprime a quantidade de gás que é realmente descarregada em relação ao volume deslocado. É possível notar, na Tabela

7.3, que quanto maior é o desgaste da válvula de descarga, maior é o rendimento volumétrico na descarga. Este comportamento é explicado pela admissão de gás pelo vazamento na válvula de descarga, resultando em elevação mais rápida da pressão.

3) Balanço de Massa

Esta grandeza, definida pela equação 2.3, é um índice que idealmente deve ser igual a 1. Ou seja, um balanço ideal de massa é aquele em que a massa admitida é igual à massa descarregada. Este aspecto quantitativo é apresentado tanto na literatura da DYNALCO CONTROLS (2003) como no trabalho de Schirmer, Fernandes e De Caux (2004). Segundo estes autores, o balanço de massa tende a ser menor que 0,9 quando ocorrem defeitos nas válvulas de descarga, devido ao aumento do rendimento volumétrico na descarga e à redução do rendimento volumétrico na sucção. É possível perceber na Tabela 7.3 que o balanço de massa é praticamente igual a 1 no ciclo ideal; no teste com a válvula Boa (V0), este índice foi igual a 0,97, que é aceitável devido a pequenos vazamentos, de acordo com os autores citados. No entanto, nos testes realizados com as válvulas V1 e V2 este índice cai para 0,67 e 0,18 respectivamente, evidenciando o desgaste destas válvulas.

4) Rendimento Adiabático

Este índice, definido pela equação 2.17, indica o quão próximo do ciclo ideal adiabático está o ciclo, e é medido em termos de energia consumida no ciclo. Na verdade, esta comparação poderia ser feita com um ciclo isotérmico ou politrópico. No

entanto, conforme exposto no Item 2.5.3, Rodrigues (1991) informa que é habitual utilizar o ciclo adiabático para avaliação de desempenho de compressores alternativos, cujos valores situam-se normalmente entre 78% e 98%.

Como é possível observar na Tabela 7.3, o compressor utilizado no teste apresenta um rendimento de 0,75 (75%) utilizando a válvula BOA (V0), o que está um pouco abaixo do previsto (Item 2.5.3). Contudo, considerando que este equipamento é um compressor de baixo custo, este resultado pode ser classificado como razoável. O mais importante neste caso é perceber a significativa redução do rendimento com a utilização das válvulas defeituosas (V1 e V2).

5) Vazão Volumétrica na Sucção

O volume aspirado na sucção, calculado pela equação 2.13, é significativo para a avaliação de desempenho por ser uma expressão da capacidade do compressor, já que a utilidade mais comum deste é o transporte de gases. É possível perceber, na Tabela 7.3, que esta capacidade diminui à medida que válvulas com maiores defeitos são utilizadas.

6) Vazão Mássica na Sucção

Esta grandeza, que reflete também a capacidade do compressor, é calculada dividindo a vazão volumétrica pelo volume específico do gás nas condições de sucção

(ver equação a seguir). É possível constatar, portanto, que o seu comportamento é similar ao da vazão volumétrica.

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v}, \text{ onde } v \text{ é o volume específico.}$$

7) Potência Consumida

A potência consumida na compressão do gás é calculada pela equação 2.19, e além de ser usada para avaliar a eficiência do compressor, serve para verificação do nível de carga sobre o acionador. É possível constatar, na Tabela 7.3, que ao utilizar válvulas com desgaste maior, mais energia é consumida e menos gás é transportado.

7.2 Análise de Dados de Vibração

A análise de vibração foi o parâmetro escolhido neste trabalho para o estudo do desempenho mecânico do compressor, pois este parâmetro reflete toda a composição de esforços existente nos compressores. Conforme exposto no Item 2.6, existem principalmente dois tipos de esforços atuantes em compressores alternativos: os que têm origem na pressão atuante no pistão e os decorrentes da inércia. Estes esforços variam de forma cíclica a cada giro do eixo do compressor sendo, portanto, responsáveis pelas vibrações em frequências harmônicas da rotação. Pode-se concluir, então, que vibrações desta natureza – em até certos níveis de amplitude – são aceitáveis e inerentes a este tipo de equipamento.

Alguns defeitos comuns, tais como folga, desalinhamento e desbalanceamento, também geram vibrações em frequências harmônicas da rotação do eixo do compressor (girabrequim). Esta superposição de efeitos dificulta – e às vezes impossibilita – o tipo de análise aqui proposto.

Zusman e Palm (2001) defendem a idéia de que é possível monitorar o defeito de folga através da contagem de pulsos vibratórios em um dado intervalo de tempo. Na verdade, esta sistemática pressupõe que os pulsos de interesse são aqueles que ultrapassam um determinado limite pré-estabelecido, considerando que pulsos sempre ocorrerão em decorrência do funcionamento normal da máquina. Para este tipo de monitoramento, Zusman e Palm (2001) utilizam circuitos eletrônicos especiais capazes de captar pulsos de pequena duração.

Neste trabalho, buscou-se analisar pulsos representativos de cargas de impacto decorrentes de folgas ou atrito entre componentes do sistema de acionamento (eixo, biela, cruzeta e pistão). Para tanto, um filtro passa alta de 1kHz foi aplicado aos sinais vibratórios.

7.2.1 Análise Qualitativa

Para o estudo de defeitos mecânicos em compressores alternativos, uma folga controlada foi introduzida na biela, aumentando o diâmetro do furo de encaixe no eixo, conforme descrito no Item 6.4.2.

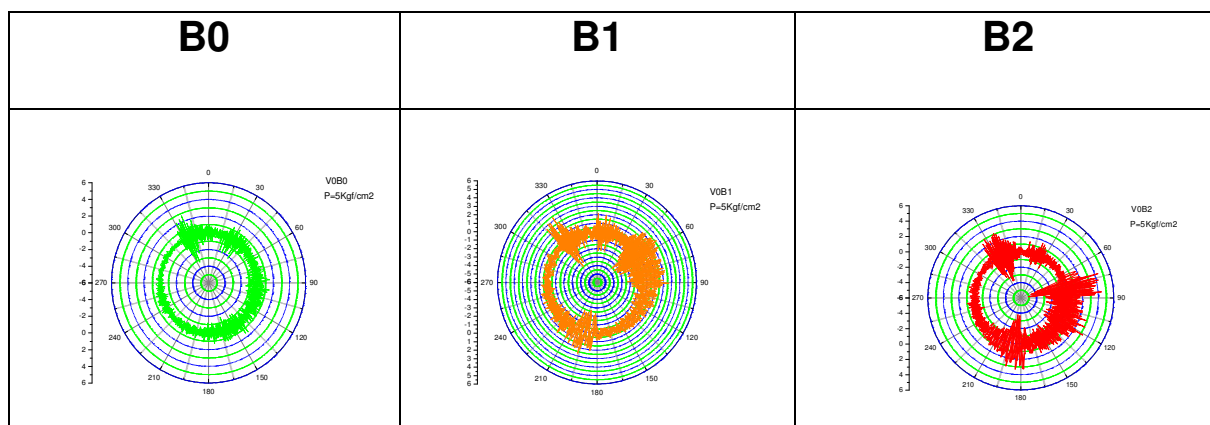
Visando inicialmente uma observação qualitativa, estão apresentados na Tabela 7.4 os gráficos polares da vibração (ver Item 6.2 parte b) distribuídos da seguinte forma:

- 1) Coluna 1 – Biela B0 (BOA);
- 2) Coluna 2 – Biela B1 (RUIM);
- 3) Coluna 3 – Biela B2 (PÉSSIMA).

É possível observar nestes gráficos que, à medida que bielas com maior desgaste são utilizadas, a energia dos componentes vibratórios aumenta. Estes eventos se concentram em ângulos próximos ao PMI (Ponto Morto Inferior) e também na faixa de 45° a 90°.

Segundo Zusman e Palm (2001), os pulsos devido à folga podem ocorrer em qualquer ângulo, mas tendem a ocorrer mais quando o pistão inverte o sentido de movimento (PMI e PMS).

Tabela 7.4 – Gráficos polares de vibração acima de 1kHz para diferentes bielas (B0, B1 e B2).



7.2.2 Análise Qualitativa e Quantitativa

Os gráficos polares permitem uma visão qualitativa muito clara, mas constituem ferramentas limitadas para a quantificação dos efeitos. Por isso, propõe-se aqui o uso conjunto de gráficos polares e gráficos de envoltória para o estudo apresentado a seguir.

a) Teste V0B0

Este teste foi efetuado com a pressão do balão em 5Kgf/cm^2 , com válvula de descarga BOA (V0) e biela BOA (B0). Os aspectos observados nesta situação forneceram os seguintes resultados:

Estudo com gráfico Polar

É possível notar concentração de energia na faixa angular de 330° a 345°, com picos da ordem de 2 Gs 0-Pico (Figura 7.9).

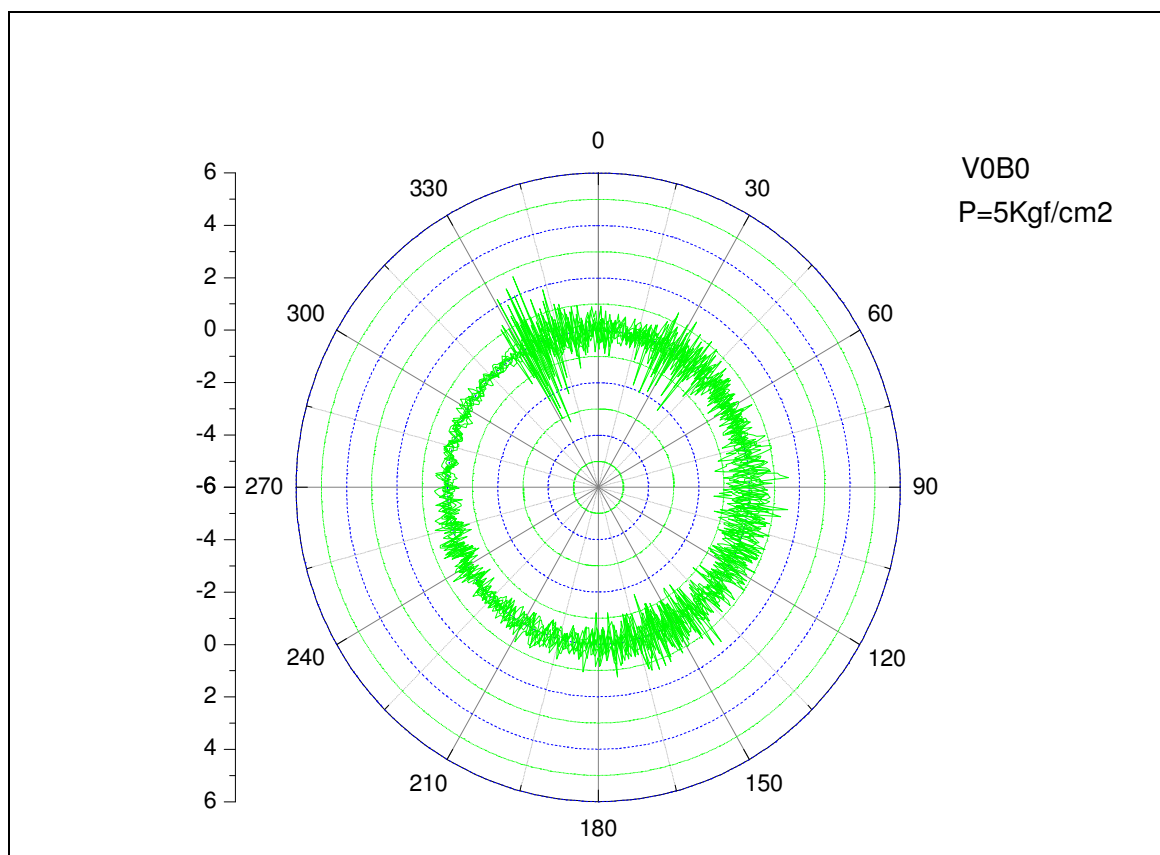


Figura 7.9 – Gráfico polar de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e biela B0.

Estudo com gráfico de Envoltória

O estudo dos gráficos da Figura 7.10 permite identificar os seguintes fenômenos:

- 1) Existência de pulsos em um ângulo médio de 25° (6,8% do giro) e com amplitude média de 1,15 Gs;
- 2) Ocorrência de pulsos de maior intensidade em um ângulo médio de 337° (93,7% do giro) e com amplitude média de 2,0 Gs;
- 3) A curva média apresenta outros valores representativos, mas de comportamento aleatório, entre 70° e 180° .

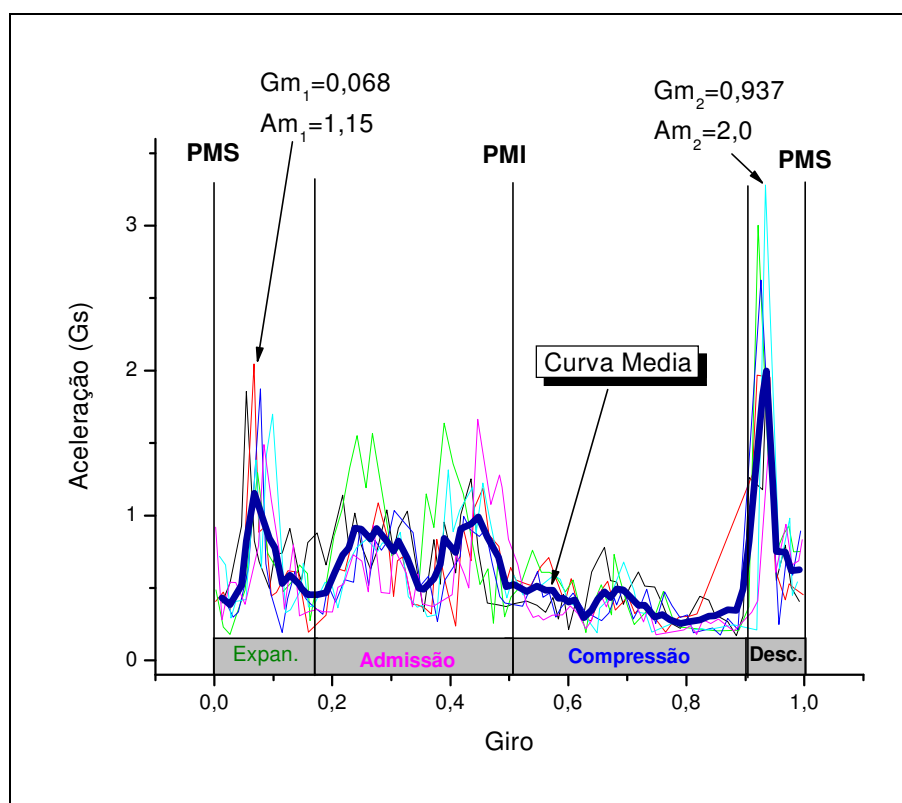


Figura 7.10 – Gráfico de envoltória de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e biela B0.

b) Teste V0B1

Este teste foi efetuado com a pressão do balão em 5Kgf/cm^2 , com válvula BOA (V0) e biela com DESGASTE de 0,15 mm (B1). Os aspectos observados nesta situação forneceram os seguintes resultados:

Estudo com gráfico Polar

É possível observar concentrações de energia nas faixas angulares de 315° a 330° , de 180° a 210° e de 35° a 90° , com picos da ordem de 2,5 a 3,0 Gs 0-Pico (Figura 7.11).

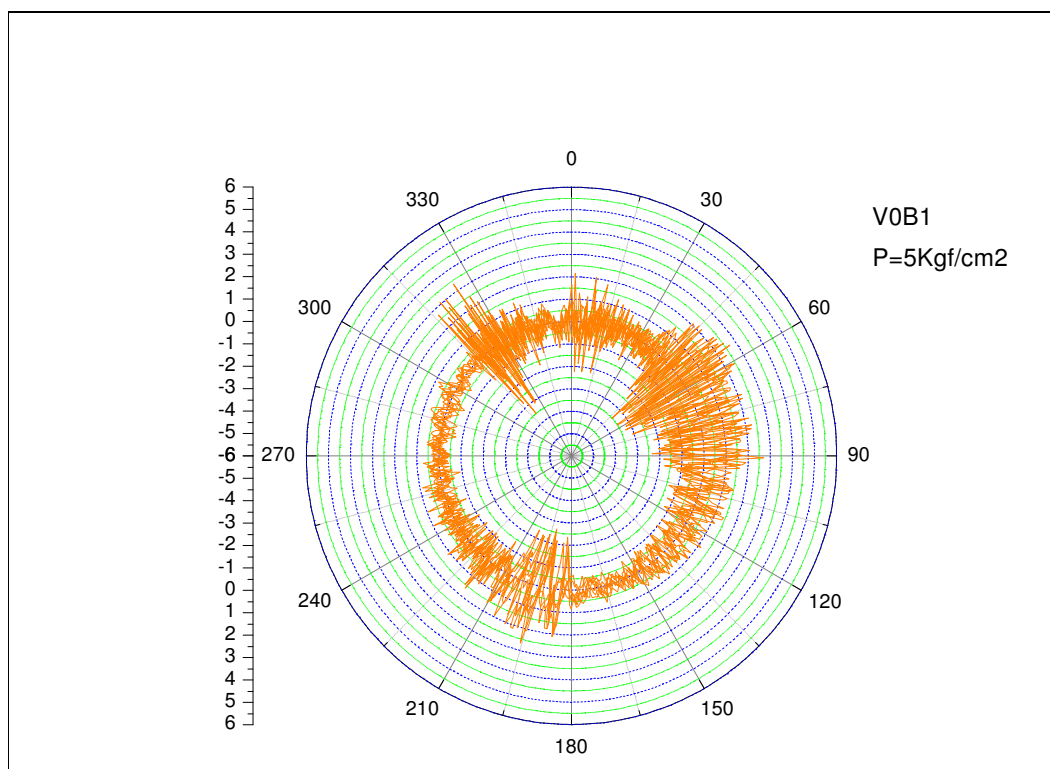


Figura 7.11 – Gráfico polar de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e biela B1.

Estudo com gráfico de Envoltória

O estudo dos gráficos de envoltórias (Figura 7.2) permitiu a identificação dos seguintes fenômenos:

- 1) Existência de pulsos em um ângulo médio de 10° (2,9% do giro), com amplitude média de 1,4 Gs;
- 2) Grande quantidade de pulsos ocorrendo logo após a abertura da válvula de sucção e após do PMI (Ponto Morto Inferior), com amplitudes médias atingindo valores superiores a 2,5 Gs;
- 3) Ocorrência de pulsos de grande intensidade em um ângulo médio de 320° (88,9% do giro), com amplitude média de 2,0 Gs.

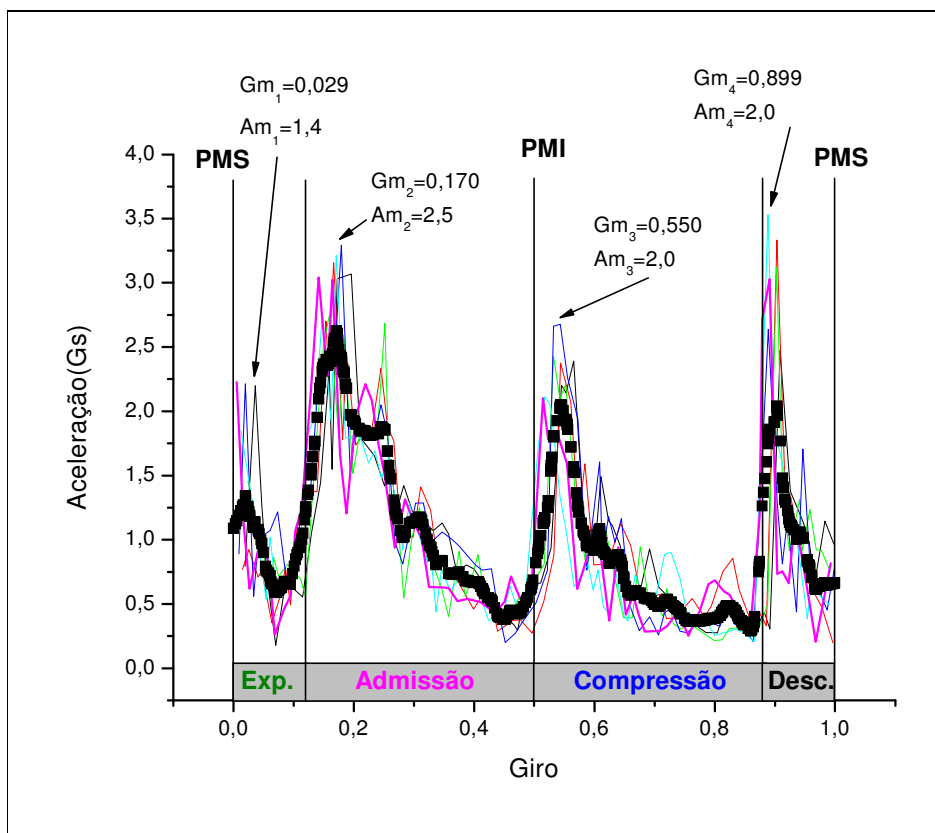


Figura 7.12 – Gráfico de envoltória de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e biela B1.

c) Teste V0B2

Este teste foi efetuado com a pressão do balão em 5Kgf/cm², com Válvula BOA e biela com DESGASTE de 0,34 mm (B2). Os aspectos observados nesta situação forneceram os seguintes resultados:

Estudo com gráfico Polar

O estudo do diagrama polar demonstra concentrações energéticas nas faixas angulares de 320° a 350°, 180° a 200° e 60° a 90°, com picos na faixa de 3,0 a 4,5 Gs 0-Pico (Figura 7.13).

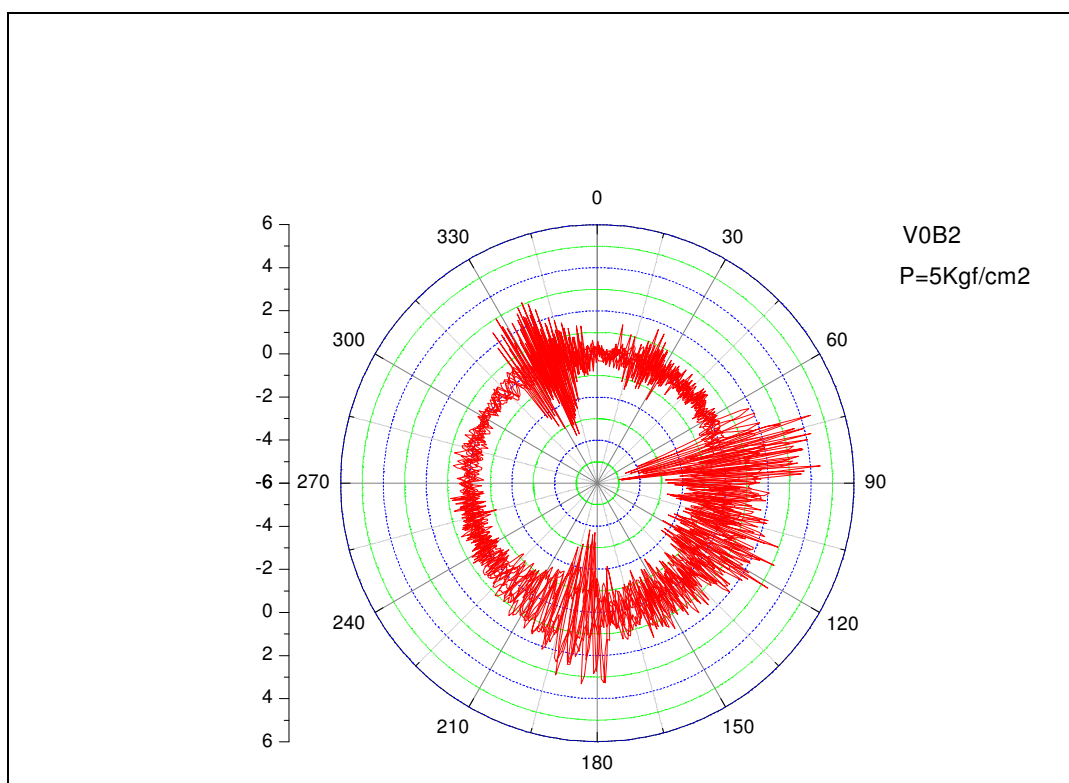


Figura 7.13 – Gráfico polar de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e biela B2.

Estudo com gráfico de Envoltória

O estudo dos gráficos de envoltórias (Figura 7.14) possibilitou a identificação dos seguintes fenômenos:

- 1) Existência de pulsos em um ângulo médio de 31° (7% do giro), com amplitude média de 0,9 Gs.
- 2) Grande quantidade de pulsos ocorrendo logo após a abertura da válvula de sucção e após do PMI (Ponto Morto Inferior), com amplitudes médias atingindo valores superiores a 2,9 Gs.
- 3) Ocorrência de pulsos de grande intensidade em um ângulo médio de 331° (92% do giro), com amplitude média de 2,0 Gs.

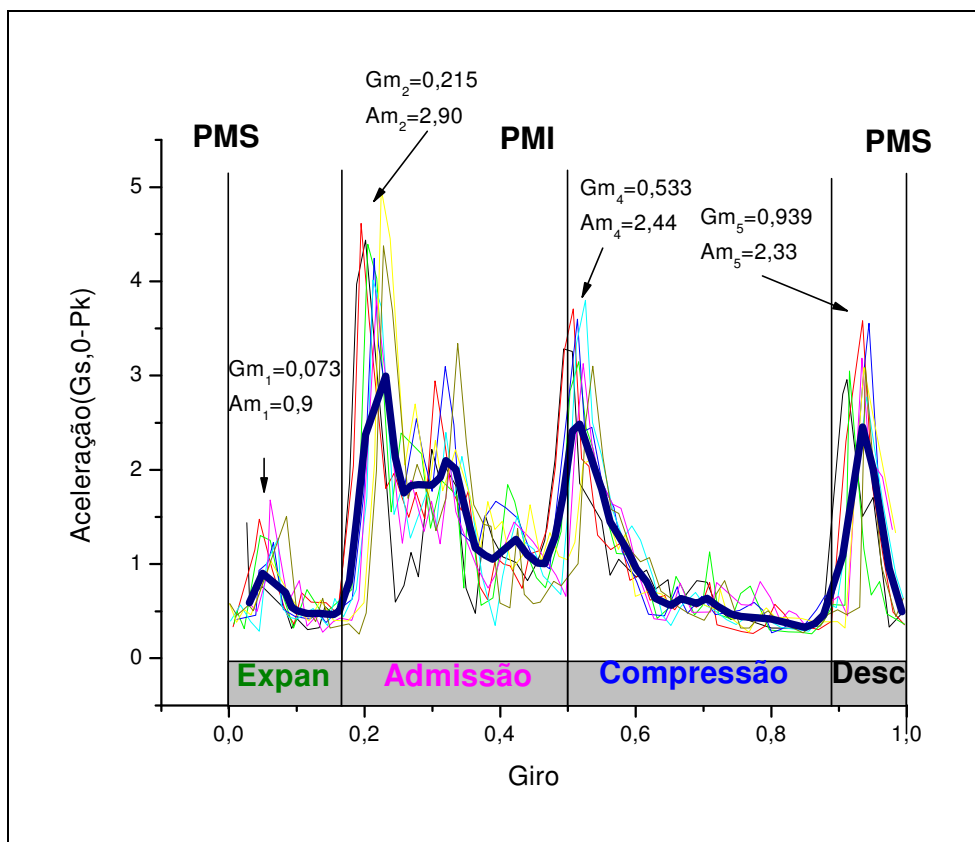


Figura 7.14 – Gráfico de envoltória de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e biela B2.

d) Teste V1B0

Este teste foi efetuado com a pressão do balão em 5Kgf/cm^2 , com válvula com DESGASTE (V1) e biela Boa (B0). Os aspectos observados nesta situação forneceram os seguintes resultados:

Estudo com gráfico Polar

Maiores níveis de energia foram observados na faixa angular de 215° a 315°, com picos da ordem de 2,0 Gs 0-Pico de forma bastante distribuída (Figura 7.15).

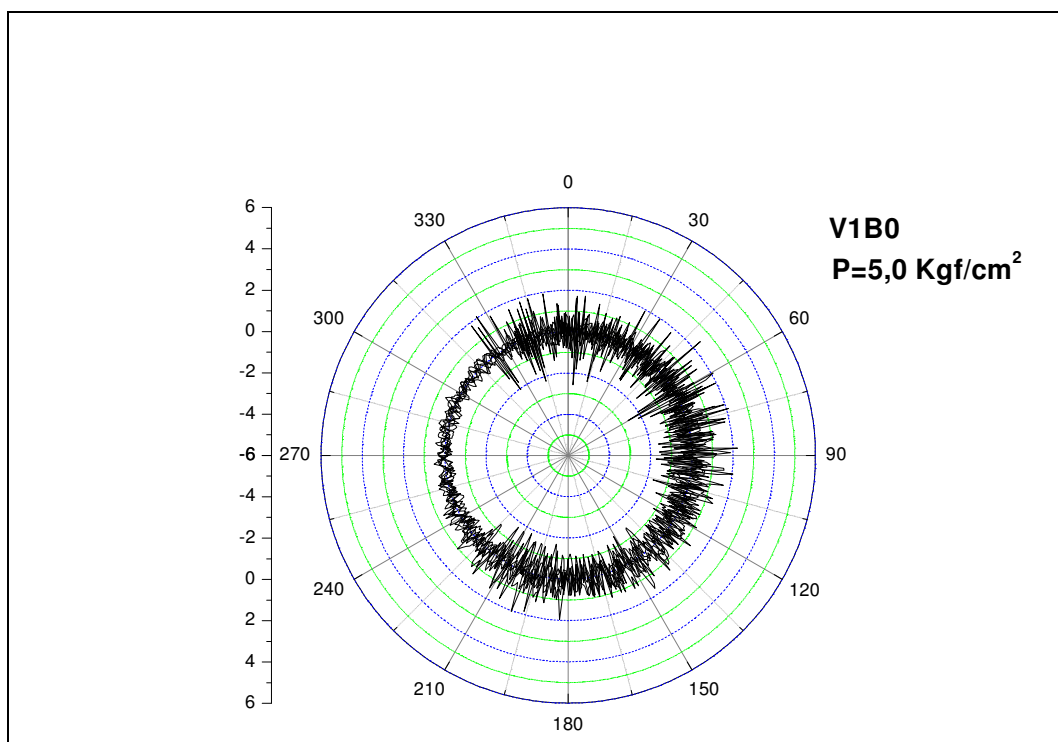


Figura 7.15 – Gráfico polar de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V1 e biela B0.

Estudo com gráfico de Envoltória

O estudo dos gráficos de envoltórias (Figura 7.16) permitiu identificar os seguintes fenômenos:

- 1) Existência de grande quantidade de pulsos, com intensidades razoáveis (2 Gs), na fase de expansão. No entanto, estes pulsos apresentaram inconstância em ângulo e amplitude, de modo que a amplitude média ficou abaixo de 1 Gs;
- 2) Alguns pulsos ocorrendo logo após a abertura da válvula de sucção e após o PMI (Ponto Morto Inferior), com amplitudes médias na faixa de 1,0 a 1,3 Gs;
- 3) Ocorrência de pulsos de razoável intensidade na etapa de descarga, com picos de até 2,25 Gs, mas valores médios inferiores a 1,0 Gs.

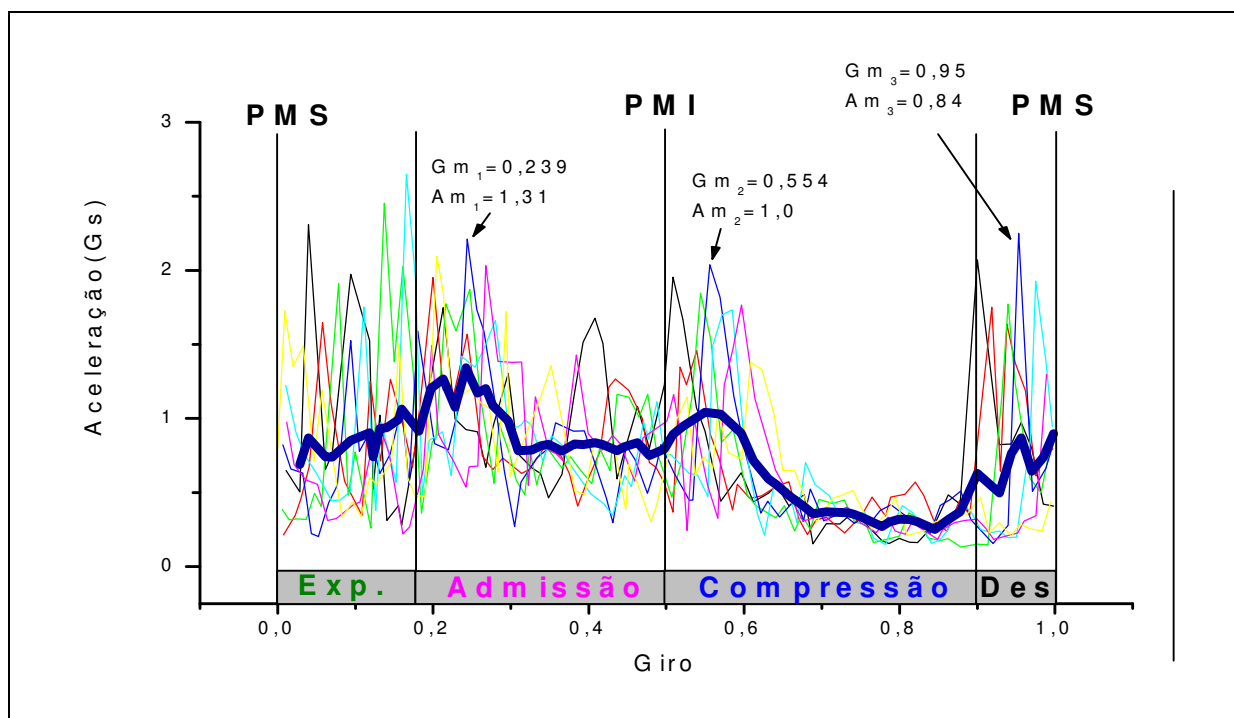


Figura 7.16 – Gráfico de envoltória de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V1 e biela B0.

e) Estudos Comparativos

Quando as curvas médias são comparadas entre si, alguns fenômenos vibratórios, originados de excitações muito sensíveis a pequenas variações de carga, passam despercebidos. Mas, ainda assim, é possível perceber (Figura 7.17) que existem grandes diferenças entre as curvas envoltórias médias obtidas com bielas de diferentes folgas e válvula BOA (V0). Estas diferenças são maiores desde 15% do giro (a partir do PMS) até aproximadamente 70% do giro. Como foi possível observar nas análises detalhadas de cada caso, esta parte do giro corresponde basicamente às etapas de admissão e compressão.

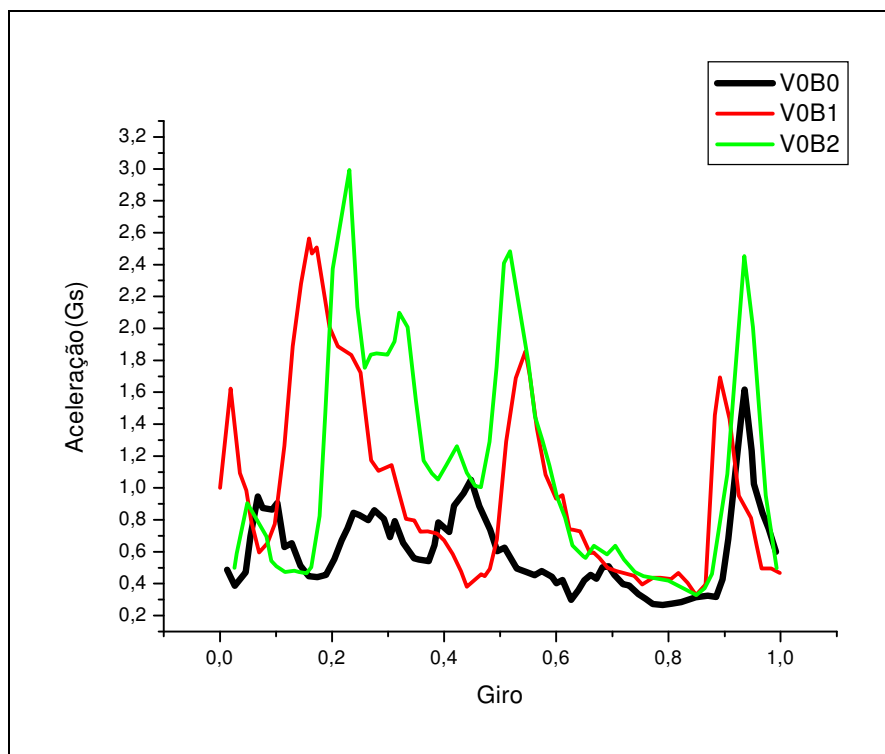


Figura 7.17 – Gráfico de envoltória de média de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 e bielas B0, B1 e B2.

No entanto, não foi possível obter uma identificação clara de defeitos nas válvulas pela comparação de curvas envoltórias médias obtidas com biela BOA e válvula com defeito (Figura 7.18).

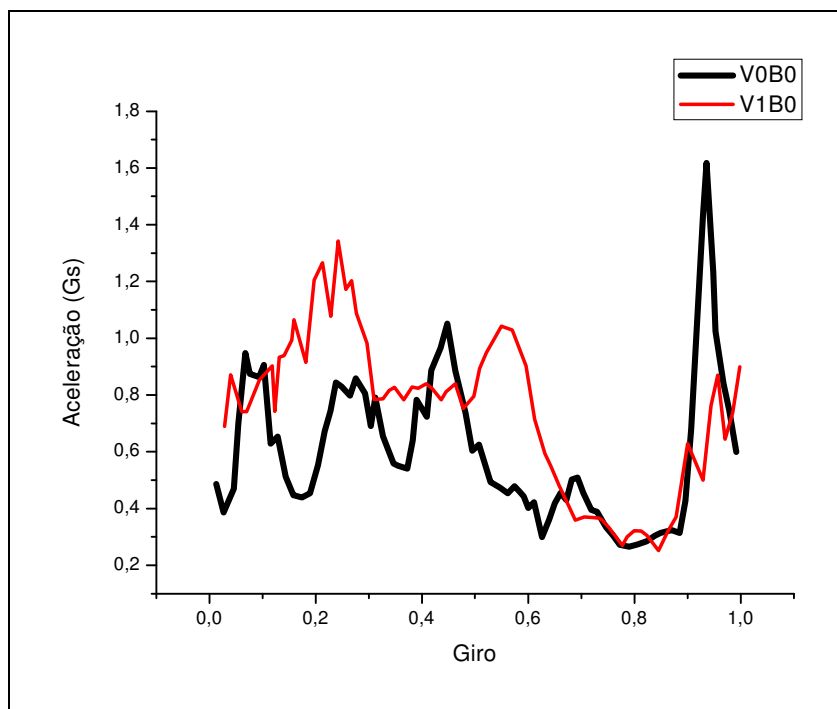


Figura 7.18 – Gráfico de envoltória de média de vibração acima de 1kHz utilizando válvulas V0 e V1 com biela B0.

A comparação dos resultados dos testes – quando são introduzidos simultaneamente defeitos na válvula e na biela (Figura 7.19) – demonstra que a válvula defeituosa ameniza os efeitos vibratórios para a biela com defeito menor (B1), mas tem pouca influência quando o defeito é mais grave (B2).

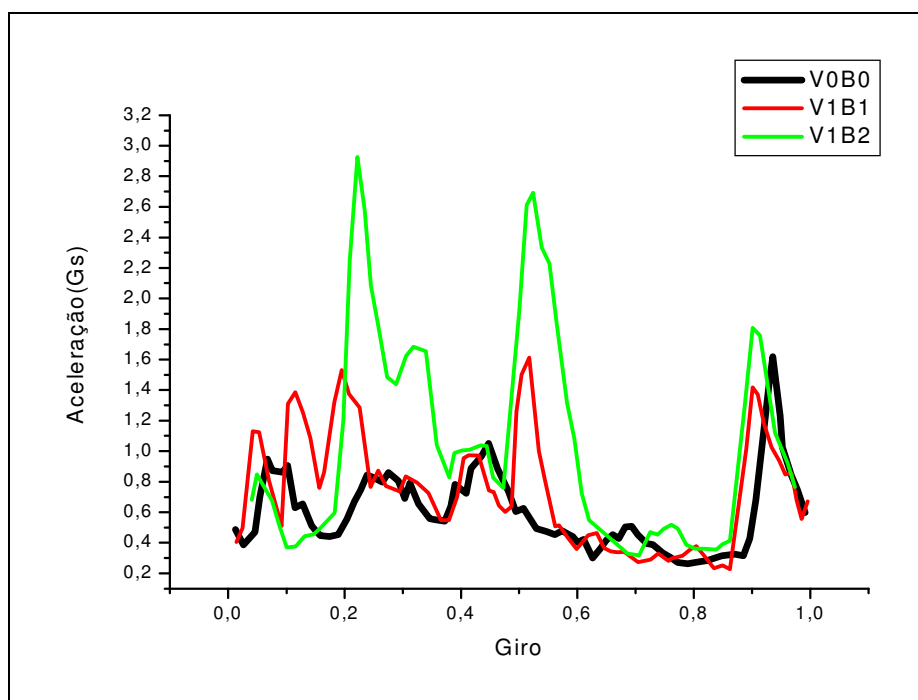


Figura 7.19 – Gráfico de envoltória de média de vibração acima de 1kHz utilizando válvula V0 com biela B0 e válvula V1 com bielãs B1 e B2.

Para uma comparação global destes fenômenos, a área sob a curva envoltória foi calculada para as três folgas diferentes de biela, utilizando inicialmente uma válvula BOA (V0) e posteriormente uma válvula com defeito (V1). Como é possível observar na Figura 7.20, nos testes efetuados com válvula BOA (V0) há uma relação quase linear entre o incremento da folga e a área calculada. Quando se utiliza a válvula com defeito (V1), percebe-se que, embora também exista uma tendência de crescimento da área com a folga, o comportamento segue outra função.

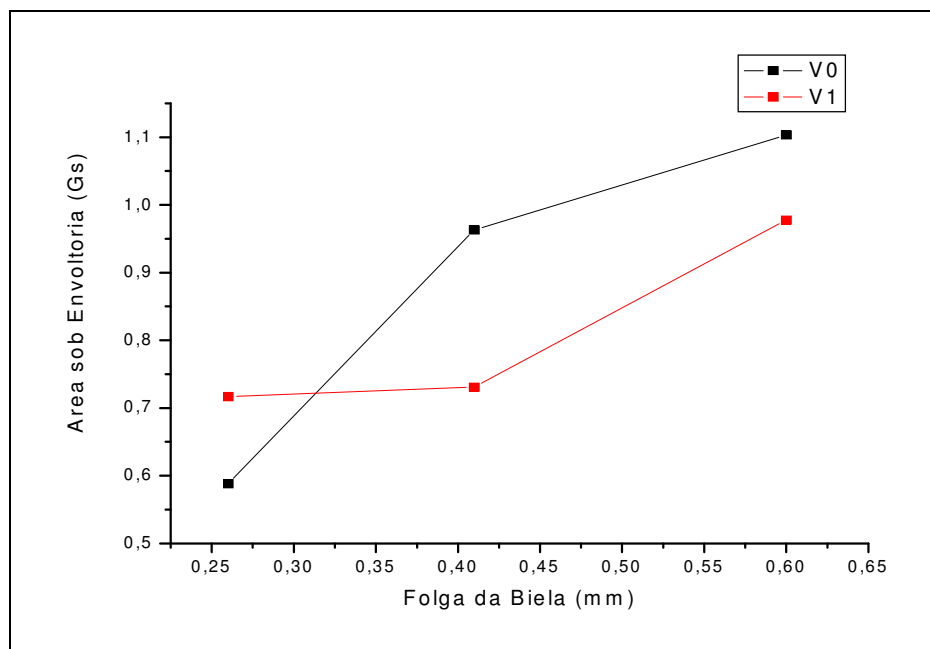


Figura 7.20 – Valores das áreas sob as envoltórias em função da folga da biela para válvulas V0 e V1.

7.3 Discussão dos Resultados

7.3.1 Estudo da Pressão Dinâmica

A consistência dos dados coletados pelo sistema, e da metodologia utilizada no tratamento desses dados, foi comprovada inicialmente pelos vários diagramas $P \times D$ gerados a partir de diferentes pressões de descarga (Figura 7.6). Neste caso, observa-se que os diagramas têm o mesmo formato, mas são ampliados verticalmente com o aumento da pressão de descarga, e encolhidos horizontalmente devido à redução da eficiência volumétrica na sucção. Esta redução ocorre devido ao aumento da taxa de compressão, que é prevista pela equação 2.9.

Esta consistência foi posta à prova novamente quando as mesmas condições operacionais foram mantidas e válvulas defeituosas foram introduzidas. Neste caso, as modificações das curvas seguiram o comportamento já previsto na literatura.

Os dados de desempenho calculados (rendimentos volumétricos, balanço de massa, rendimento adiabático, vazões e potência) apresentaram variações coerentes com o incremento do defeito, reforçando assim a consistência dos dados coletados e dos métodos de análise utilizados.

Outro teste possível é a comparação dos resultados obtidos com os dados do fabricante do compressor. Neste caso, verifica-se que o valor de vazão volumétrica na sucção com válvula BOA (V_0) é de 122 l/min, enquanto o valor teórico calculado pelo fabricante do equipamento é de 147 l/min. Esta diferença é aceitável, considerando que o fabricante fornece um valor típico, favorável às condições de venda, e não estabelece as condições de cálculo.

O motor utilizado neste compressor é de 1 HP, enquanto a máxima potência consumida nos testes foi de 0,494 HP. Essa diferença também parece coerente, considerando que nenhum fabricante dimensiona acionadores para pequenas potências sem uma boa margem de segurança.

É possível, então, constatar que com a utilização dos recursos gráficos e a quantificação de grandezas termodinâmicas, pode-se formar um leque de ferramentas bastante eficientes para a avaliação de defeitos na parte de fluido. É importante

lembrar, entretanto, que neste trabalho a válvula de descarga foi utilizada como elemento de teste para o sistema de aquisição e análise de dados, mas certamente outros componentes podem ser testados seguindo a mesma metodologia, que se comprovou eficaz.

7.3.2 Estudo do Comportamento Vibratório

Ao executar o estudo do comportamento vibratório, utilizando o sistema de digitalização e tratamento de dados desenvolvido ao longo deste trabalho, valida-se a ferramenta. Adicionalmente, há a possibilidade de observar os limites de aplicação do fenômeno físico de vibração como parâmetro de análise de defeitos. Esta oportunidade também foi utilizada para o desenvolvimento de formas de tratamento e apresentação de dados mais adequadas ao objetivo deste trabalho.

O primeiro teste foi realizado com biela e válvulas em boas condições (V0B0). Nesta situação, é cabível admitir que o comportamento vibratório observado decorre do funcionamento normal do equipamento. Na linguagem utilizada pelos profissionais da área de manutenção preditiva, é usual denominar os dados coletados sob estas condições de linha de base ou valores de referência.

Considerando os dados coletados no teste V0B0 como referenciais, pode-se notar que os grandes incrementos vibratórios, observados no testes V0B1 e V0B2, estão predominantemente localizados nas etapas de admissão e início da compressão. Isto significa que à medida que bielas com maiores folgas são utilizadas, cargas de impacto

surgem nestas fases do ciclo. Os pulsos ocorridos no início da etapa de compressão seguem o comportamento citado por Zusman e Palm (2001), tendendo a acontecer nas inversões de sentido de deslocamento do pistão.

Por outro lado, ao observar os resultados de análises dos pulsos existentes nas etapas de expansão e descarga, pode-se perceber que estes apresentaram comportamento similar nos testes V0B0, V0B1 e V0B2. Ou seja, foram bastante semelhantes nos três testes, no que diz respeito às amplitudes médias e aos valores máximos. Constitui-se, portanto, uma indicação de que estes fenômenos vibratórios não estão associados aos defeitos introduzidos artificialmente.

Comparando os resultados obtidos com os gráficos apresentados por Bloch (1995) na Figura 7.21, os quais demonstram comportamentos de abertura e fechamento de válvulas, é possível verificar que deslocamentos angulares do eixo da ordem de 20° para a completa abertura e 20° para o completo fechamento estão de acordo com o esperado.

É possível então perceber que os pulsos observados não estão associados aos defeitos introduzidos, e que acontecem em ângulos onde provavelmente estão ocorrendo abertura e fechamento da válvula de descarga. Isto fornece indicações bastante fortes para supor que estes pulsos decorrem das cargas de impacto geradas na abertura e no fechamento da válvula de descarga.

Os estudos comparativos das curvas envoltórias médias (Item 7.2.2) demonstram que é válido utilizar a curva média do teste V0B0 como “Linha de Base”. Isto ocorre porque é possível verificar facilmente as modificações do comportamento vibratório ao comparar a curva média do teste V0B0 com as curvas decorrentes dos testes V0B1 e V0B2 (Figura 7.17).

O mesmo não é observado quando ao comparar a curva do teste V0B0 com a do teste V1B0, no qual uma biela em bom estado foi mantida e uma válvula com defeito foi introduzida (Figura 7.18). Neste caso, ocorrem pulsos distribuídos de maneira quase aleatória, o que dificulta a análise precisa do fenômeno.

Quando os defeitos nas válvulas e bielas são introduzidos simultaneamente, é possível constatar – a partir dos gráficos de curvas envoltórias médias (Figura 7.19) e dos valores das áreas sob as curvas médias (Figura 7.20) – que os defeitos introduzidos nas bielas continuam sendo identificáveis, apesar das distorções apresentadas. Este fato garante que é possível identificar defeitos na parte mecânica de acionamento do compressor, mas também indica que esta ferramenta é limitada para a identificação clara de defeitos nas válvulas.

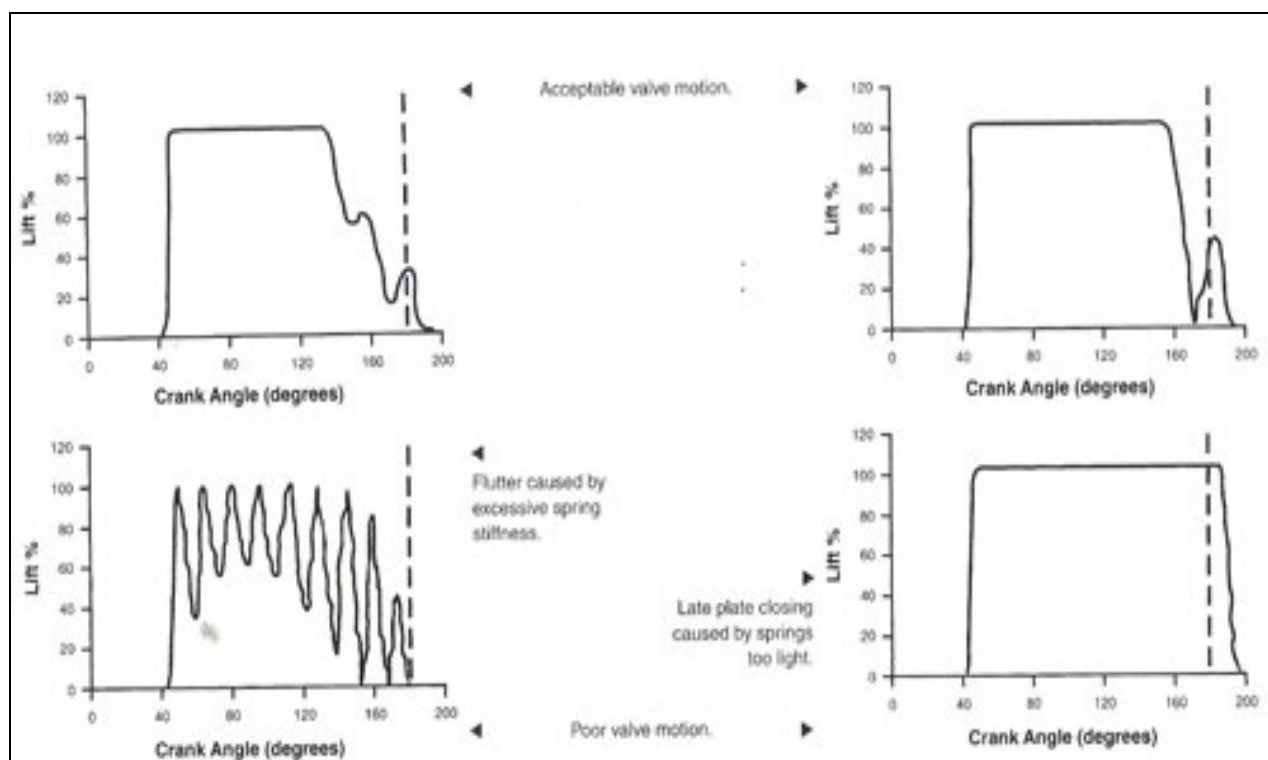


Figura 7.21 – Gráficos demonstrativos de comportamento de válvulas na abertura e no fechamento. (Bloch, 1995)