



## INFLUÊNCIA DO FURO ADAPTADOR EM MEDIDAS DE PRESSÃO NO CILINDRO DE COMPRESSOR HERMÉTICO

**Marcelo Alexandre Real**

Mestre em Engenharia Mecânica EESC – USP,  
e-mail: real\_marcelo@yahoo.com.br

**Eduardo A. G. Pereira**

Mestre em Engenharia Mecânica PUC – Rio,  
e-mail: eduardao@terra.com.br

**Luiz Carlos Felicio**

Professor Doutor do Depto. de Engenharia Mecânica, EESC-USP,  
Av. Trabalhador São-carlense, 400, 13566-590, São Carlos, SP, Brasil,  
e-mail: feliciol@sc.usp.br

### Resumo

Medidas de pressão são amplamente empregadas em diversas áreas, como em pesquisa e desenvolvimento. Na indústria de refrigeração, medidas de pressão são freqüentemente utilizadas no estudo de compressores. O espaço limitado nesse equipamento pode requerer o uso de furos adaptadores para a montagem dos sensores de pressão. Em decorrência do diâmetro do furo e da distância entre o transdutor e a entrada de pressão, tem-se um sistema dinâmico de medida diferente do sistema onde o sensor é montado faceando o fluido. Dois pontos importantes devem ser considerados quando se utilizam adaptadores: (i) a diferença entre as amplitudes da pressão do cilindro e da pressão que atua no sensor e (ii) a ocorrência de fase entre essas duas pressões. A literatura apresenta modelos matemáticos para dimensionar esses furos objetivando ponderar e compensar seus efeitos. Esses modelos não são facilmente empregados, pois dependem das propriedades do fluido, como densidade, viscosidade e temperatura. Se o fenômeno é rápido, como em compressores, a determinação das propriedades nas condições de trabalho fica comprometida. Este trabalho apresenta importantes considerações a respeito da influência do furo adaptador no sinal de pressão. Experimentos mostram as medidas de pressão no cilindro de um compressor hermético, com e sem furo adaptador. O furo adaptador causou erro na medida da pressão de até 6% nos picos e de até 25% na região de rápida variação de pressão. Os modelos apresentados na literatura não puderam ajudar no cálculo teórico para compensar os efeitos do furo adaptador.

*Palavras-chave:* medida de pressão, sensor, furo conector, sistemas de medidas.

### Introdução

Idealmente, um sensor de pressão deve ser montado diretamente faceando a região onde se deseja realizar a medida. Em certas situações isso não é possível em função de fatores como a influência do sensor na vazão do fluido, a temperatura, a compatibilidade química e as limitações do espaço físico.

Para realizar medições acuradas de pressão é necessário conhecer a resposta dinâmica dos sensores. A freqüência natural do sensor deve ser muito maior que o conteúdo em freqüência do sinal que se deseja medir. Em alguns

catálogos, a freqüência natural apresentada na especificação do transdutor refere-se à do diafragma. Portanto, esta pode não ser a verdadeira freqüência natural do sistema de medida se for considerado o preenchimento da câmara do transdutor com fluido. Desta forma, a dinâmica de uma medida de pressão é influenciada pelo uso de furos ou tubos adaptadores. Para o caso mostrado na Figura 1, o transdutor de pressão pode estar corretamente calibrado e a freqüência natural do sensor ser muito maior que o conteúdo em freqüência que se deseja medir, porém, a introdução de um furo adaptador pode mudar completamente o resultado da medida.

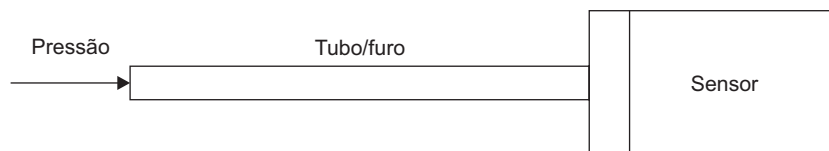
Com o furo adaptador, um problema foi criado e não pode ser resolvido sem o conhecimento das propriedades dinâmicas do sistema, as quais podem ser obtidas através da calibração do sistema ou pela combinação da calibração dinâmica do sensor e a elaboração de um modelo matemático para quantificar a influência do furo (Hjelmgren, 2002).

Alguns autores apresentam modelos e métodos para dimensionar esses furos com o objetivo de ponderar suas influências, visando compensar seus efeitos. Esses modelos não são facilmente empregados, pois dependem das propriedades do fluido envolvido na medida da pressão, como densidade, viscosidade e temperatura. Quando o evento monitorado é muito rápido, como ocorre dentro do cilindro dos compressores, a determinação dos valores dessas propriedades nas reais condições de trabalho fica

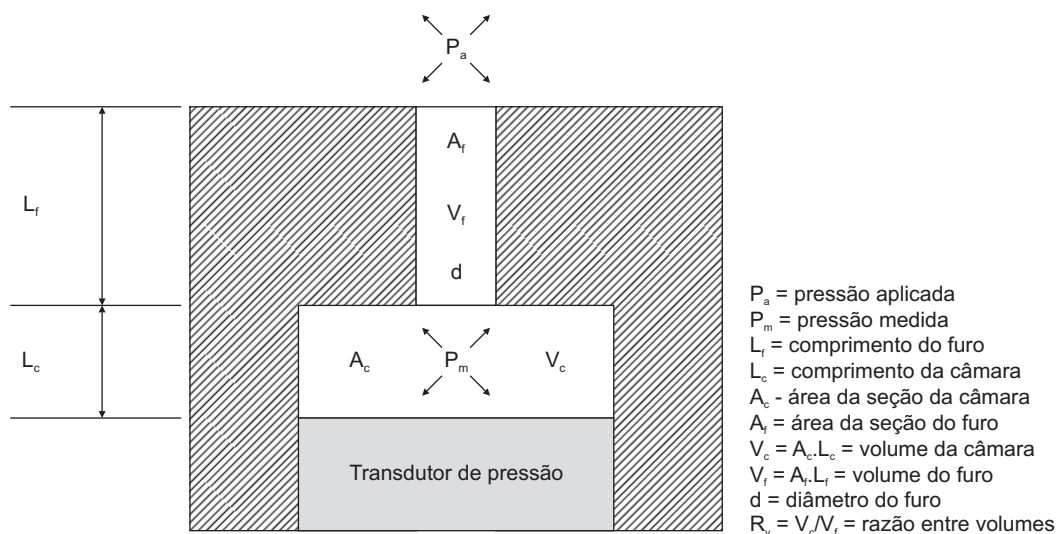
comprometida. Neste estudo, pôde-se verificar experimentalmente a influência do furo adaptador sobre a medida da pressão dentro do cilindro de um compressor hermético, observando que não foi possível fazer a previsão satisfatória dos efeitos por meio dos modelos teóricos apontados pela literatura.

### Modelo do Furo Conector

No estudo da influência do furo conector, os métodos propostos por Elson (1972), Doebelin (1990) e Fligliola (2000) foram verificados. Para minimizar seu efeito, os autores pedem para que o furo conector possua frequência natural muito maior que a frequência do sinal que se deseja medir. Os parâmetros considerados estão listados na Figura 2.



**Figura 1** Furo adaptador entre a entrada de pressão e o transdutor.



**Figura 2** Esquema básico do furo conector utilizado na modelagem.

No modelo apresentado por Elson (1972), a frequência natural não amortecida do furo conector é dada pela equação:

$$\omega_n = \frac{c}{L_t \cdot \sqrt{\frac{V_c}{V_f} + 0,3905}} \quad (1)$$

Elson (1972) apresenta também considerações sobre o amortecimento do sinal, mas não traz o equacionamento. Já Doebelin (1990) apresenta o equacionamento para a frequência natural não amortecida e para o coeficiente de amortecimento do furo adaptador, dadas pelas equações (2) e (3), respectivamente:

$$\omega_n = \frac{d \sqrt{(\pi \cdot c^2) / (L_f \cdot V_c)}}{2} \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{32\mu \sqrt{(V_c \cdot L_f) / \pi}}{c \rho d^3} \quad (3)$$

em que:

$\rho$  = massa específica do fluido;

$\mu$  = viscosidade do fluido;

$c$  = velocidade do som no fluido.

Doebelin (1990) traz uma informação importante a ser considerada nas equações (2) e (3). Quando o volume do furo torna-se parte expressiva do volume total do sistema, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas para a determinação de  $\omega_n$  e  $\zeta$ :

$$\omega_n = \frac{c}{L_t \cdot \sqrt{\frac{V_c}{V_f} + \frac{1}{2}}} \quad (4)$$

$$\zeta = \frac{16 \cdot \mu \cdot L_t \cdot \sqrt{\frac{V_c}{V_f} + \frac{1}{2}}}{c \cdot \rho \cdot d^2} \quad (5)$$

A literatura, entretanto, não quantifica qual percentual de volume do furo seria parte expressiva do volume total.

Figliola (2000) apresenta as mesmas equações (2) e (3) apontadas por Doebelin (1990) para a situação em que o volume do furo não é parte considerável do sistema. Contudo, quando o volume do furo ( $V_f$ ) é muito maior que o volume da câmara ( $V_c$ ), o equacionamento apontado por Figliola (2000) é:

$$\omega_n = \frac{c}{L_t \cdot \sqrt{\frac{4V_c}{V_f} + \frac{1}{2}}} \quad (6)$$

$$\zeta = \frac{16 \cdot \mu \cdot L_t \cdot \sqrt{\frac{4V_c}{V_f} + \frac{1}{2}}}{c \cdot \rho \cdot d^2} \quad (7)$$

Assim, é possível empregar os modelos apresentados e encontrar a relação de amplitudes,  $RA(\omega)$ , e a fase,  $\phi(\omega)$ , entre a pressão dentro do cilindro e a pressão medida pelo sensor, pelas equações (8) e (9), respectivamente:

$$RA(\omega) = \frac{1}{\left\{ \left[ 1 - (\omega/\omega_n)^2 \right]^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2 \right\}^{1/2}} \quad (8)$$

$$\phi(\omega) = -\tan^{-1} \frac{2\zeta\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (9)$$

Para um sistema ideal de medida,  $RA(\omega)$  deve ter o valor unitário e  $\phi(\omega)$  ser igual a zero.

Outro aspecto a ser considerado no uso do furo conector é o atraso do sinal medido em função do comprimento do furo. A constante de tempo deste pode ser calculada pela equação (10).

$$\tau = \frac{L_t}{c} \quad (10)$$

## Metodologia

Para verificar experimentalmente a influência do furo adaptador no sinal de pressão na câmara de compressão de um compressor hermético, foram utilizados os seguintes equipamentos:

- 1) Computador Dell dimension GX 280 – Processador Intel Pentium IV 3.0 Ghz, memória RAM 512 MB.
- 2) Placa de aquisição de sinais marca National Instruments modelo NI PCI 6251 – 16 bits, 1.250.000 amostras/s.
- 3) Software Labview Versão 7.1 – National Instruments – para desenvolver o programa de aquisição e registro dos dados.
- 4) Condicionador de sinais composto por: Chassi SCXI 1000 com módulo SCXI1125 (Entrada Analógica) e bloco terminal SCXI 1313, módulo SCXI 1100 (Temperatura) com terminal bloco SCXI 1302 e conector 1180 (*Feedthrough*) com terminal SCXI 1302.
- 5) Fonte de alimentação de 10VDC, marca Incon Modelo FA 10-1, usado para alimentação dos sensores de pressão.
- 6) Sensor de pressão marca Kulite modelo ETL-76M-500A.
- 7) Sensor de deslocamento angular, encoder, marca Heidenhain modelo ERN 1020 2000\_1.

- 8) Termopares tipo T marca Omega modelo EXFF-TT-25 – cobre/constantan.
- 9) Compressor hermético utilizado em refrigeração doméstica.

Em um compressor hermético foram posicionados dois sensores de pressão iguais, devidamente calibrados, para realizar medições simultâneas da pressão do cilindro.

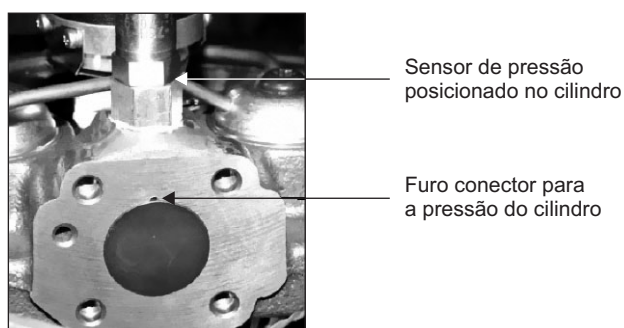
O primeiro sensor foi posicionado utilizando um furo adaptador (Figura 3) cujos detalhes da confecção do furo são mostrados na Figura 4.

O segundo sensor foi posicionado diretamente no topo do pistão sem a utilização do furo. Portanto, foi possível comparar os sinais e verificar a influência do furo.

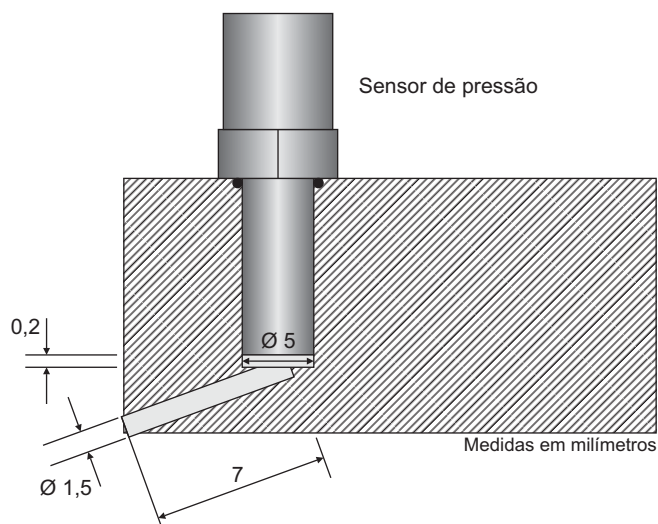
Ao eixo do compressor foi acoplado um encoder incremental contendo 2000 traços e também um pulso de

referência para disparar a aquisição dos sinais. A montagem do sensor de deslocamento angular é muito importante para ter a correta referência da posição angular do eixo de rotação do compressor.

Para a montagem, o primeiro passo foi confeccionar um conector para acoplar o encoder ao eixo. Em seguida, com o auxílio de um relógio comparador milesimal, colocouse o pistão na posição de ponto morto superior – menor distância entre o pistão e o cabeçote. Com um osciloscópio conectado ao sensor de deslocamento angular girou-se o eixo do encoder até detectar o sinal de referência. Montou-se o encoder ao adaptador travando-o por meio dos parafusos de fixação do próprio sensor. O corpo do encoder também foi fixado junto ao conjunto mecânico do compressor. Após a montagem, foi refeita a verificação do sinal. Essa instalação está ilustrada na Figura 5.



**Figura 3** Posicionamento do sensor de pressão por meio do furo adaptador.



**Figura 4** Características da construção do furo adaptador.

Os testes foram executados em condições predeterminadas, especificadas pela norma ANSI-ASHRAE 23-1993 em um calorímetro construído para trabalhar de acordo com a norma ANSI-ASHRAE 41.9-1988. Dessa maneira, foi possível estabelecer um padrão para a realização dos ensaios experimentais e, assim, garantir as condições de teste para a realização das medidas. Com auxílio de um programa de computador, desenvolvido utilizando software Labview, realizaram-se a aquisição e o tratamento dos sinais. A aquisição dos dados de pressão foi realizada pela placa de aquisição de dados em função do sinal do encoder, ou seja, o *sample clock* da placa foi disparado pelo pulso do encoder, garantido assim o sincronismo entre os sensores e a posição angular do eixo de rotação.

Para monitorar a temperatura, dois termopares foram posicionados, um na admissão e outro na descarga do cilindro de compressão.

## Resultados

Dois aspectos de fundamental importância devem ser levados em consideração sobre a medida de pressão: a relação entre a pressão efetiva dentro do cilindro e a pressão na face do sensor após percorrer o furo adaptador. Para encontrar analiticamente a relação entre a amplitude do sinal medido, a pressão real e a modificação de fase, três parâmetros físicos necessitam ser conhecidos: a velocidade do som, a densidade e a viscosidade do fluido refrigerante (R134a).

Esses parâmetros foram determinados com auxílio de um software específico REFRIPOP. A grande dificuldade encontrada para a obtenção dessas informações deve-se ao fato de a pressão e a temperatura não permanecerem fixas durante todo o ciclo. Observando os modelos apresentados, verifica-se que tais parâmetros podem alterar a frequência natural e o amortecimento do sistema e, conseqüentemente, a relação de amplitudes e a fase do sinal. Os dados de entrada para a determinação desses

valores foram a pressão no cilindro e a temperatura. Entretanto, os termopares não possuem respostas dinâmicas suficientemente rápidas para realizarem a medida de temperatura dentro do cilindro. Desta maneira, a informação de temperatura foi obtida utilizando as temperaturas de admissão e de descarga interpoladas pela isoterma extraída do gráfico  $P \times V$ .

Com os dados de pressão, temperatura e os modelos propostos, encontraram-se a frequência natural e o coeficiente de amortecimento para vários pontos durante o ciclo, extraíndo os valores máximo e mínimo. Assim, foi avaliada a influência desses valores na resposta do furo adaptador. A Figura 6 mostra a influência dessas frequências naturais máxima e mínima.

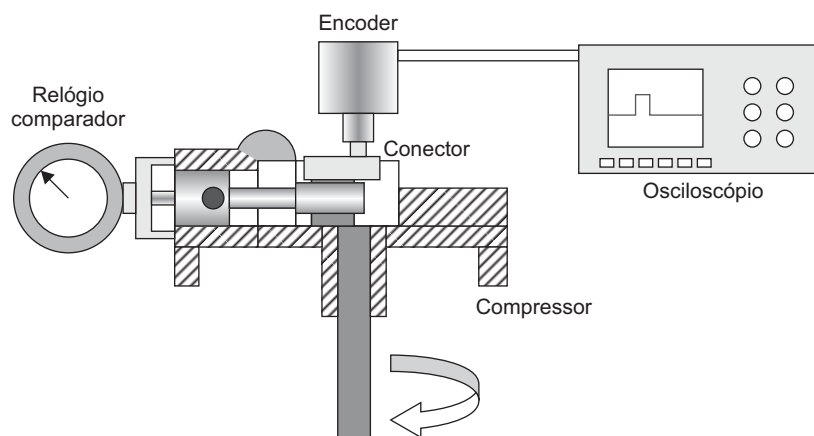
Em função das variações dos parâmetros e do modelo empregado, o máximo valor da frequência natural do sistema foi de aproximadamente 5438 Hz e o mínimo, de 3292 Hz.

Analisando o conteúdo em frequência do sinal da pressão no cilindro não há parcelas significativas acima de 500 Hz. Dessa forma, pelos modelos apresentados, tem-se a indicação de que a influência do furo adaptador sobre essa medida seria mínima.

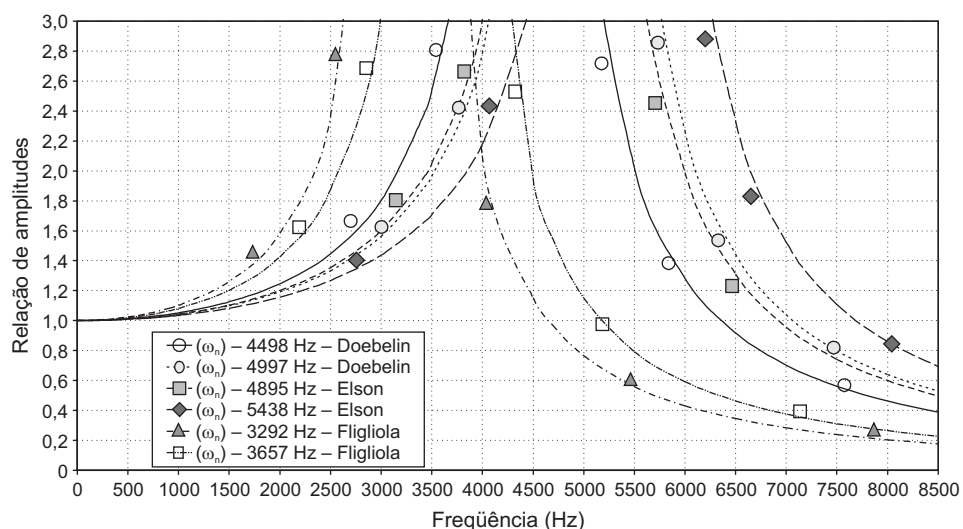
A Figura 7 mostra a transformada de Fourier do sinal de pressão no cilindro medido pelo sensor posicionado no topo do pistão.

Utilizando a equação (8) é possível verificar que, quanto maior a frequência natural do furo adaptador, menor é a influência sobre o sinal medido. Utilizando os modelos apresentados foi calculada a alteração na amplitude do sinal devido à existência do furo.

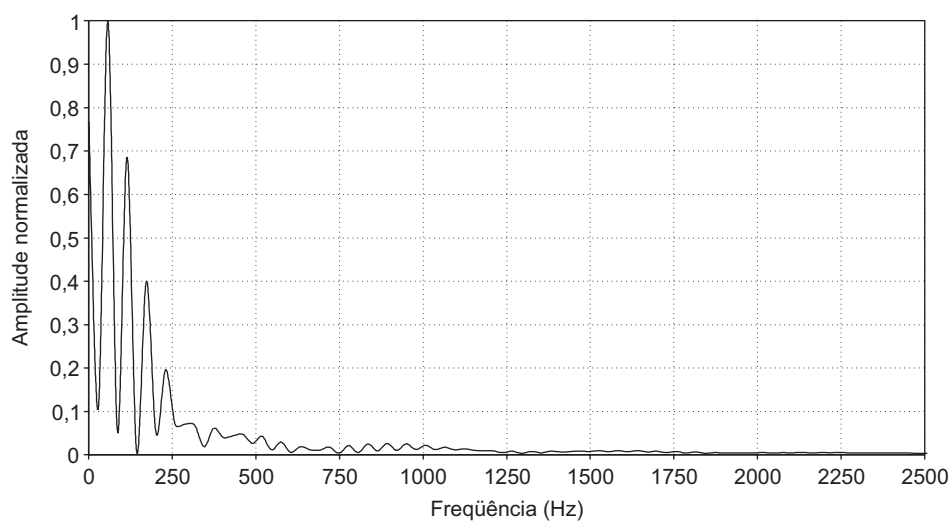
Pode-se observar na Tabela 1 que, abaixo de 500 Hz, a influência do furo adaptador na amplitude do sinal medido apresenta alteração máxima de 2,4%. Foi empregado o amortecimento encontrado por Doebelin ao modelo de Elson para calcular a relação de amplitudes, pois o autor não apresentou o equacionamento para calcular o amortecimento no material consultado.



**Figura 5** Montagem e ajuste do sensor de deslocamento angular (encoder).



**Figura 6** Relação de amplitudes: resposta em freqüência do furo conector determinada pelos modelos.



**Figura 7** FFT (Fast Fourier Transform) da pressão no cilindro.

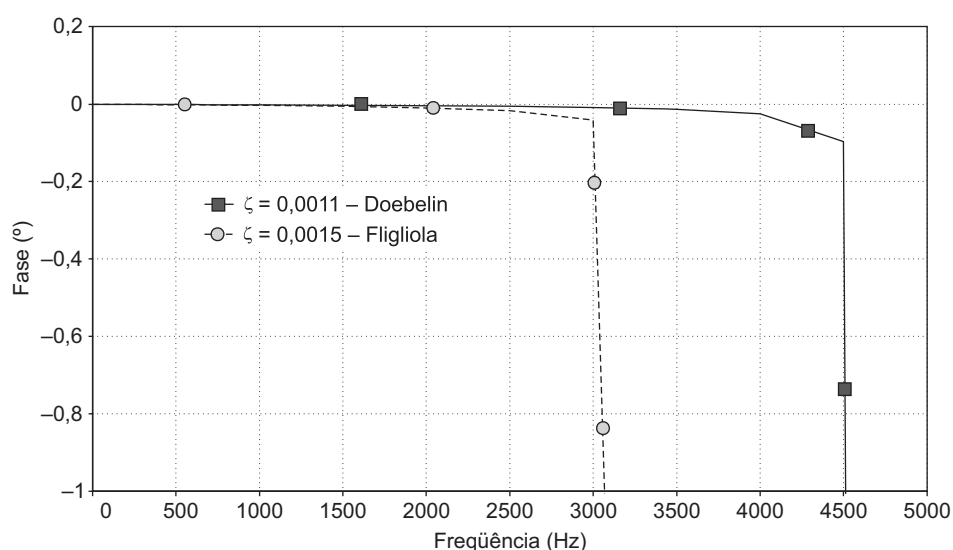
Uma análise semelhante foi feita para a fase do sinal de pressão, após percorrer o adaptador. A Figura 8 mostra as alterações da fase em função da freqüência, dadas pelos modelos. Pelos modelos, o sistema não apresenta amortecimento considerável. O maior fator de amortecimento encontrado no ciclo foi de 0,0015.

Os modelos indicam que a influência do furo adaptador sobre a fase do sinal é maior em freqüências próximas à natural do sistema. Nesta situação, o erro da fase do sinal calculado pelo modelo seria desprezível para freqüências abaixo de 500 Hz.

A terceira característica estudada analiticamente para o sinal de pressão do cilindro foi o atraso na resposta do sensor devido ao comprimento do furo. A equação (10) mostra que o atraso no sinal é inversamente proporcional à velocidade do som no fluido refrigerante. A exemplo dos estudos da amplitude e da fase, foram levadas em consideração as velocidades máxima e mínima de propagação do som dentro do ciclo de compressão. A velocidade máxima encontrada foi de 184,3 m/s e o valor mínimo, de 165,9 m/s. Utilizando a equação (10) obtém-se atraso máximo e mínimo de:

**Tabela 1** Alteração na amplitude do sinal medido em função da frequência natural do adaptador.

Autor	Frequência natural	Alteração indicada pelo modelo na amplitude do sinal medido (%)					
		100 Hz	500 Hz	1000 Hz	1500 Hz	2000 Hz	2500 Hz
Doebelin	(4498 Hz)	0,0	1,3	5,2	12,5	26,4	44,7
	(4997 Hz)	0,0	1,0	4,2	9,9	19,1	33,4
Elson	(4895 Hz)	0,0	1,1	4,4	10,4	20,0	35,3
	(5438 Hz)	0,0	0,9	3,5	8,2	15,6	26,8
Fligliola	(3292 Hz)	0,1	2,4	10,2	26,2	58,5	136,2
	(3657 Hz)	0,1	1,9	8,1	20,2	42,7	87,7



**Figura 8** Gráfico da fase determinada pelo modelo para o sinal de pressão, após o furo adaptador.

$$\tau = \frac{L_t}{c} = \frac{0,007}{184,3} = 3,8 \times 10^{-5} \text{ segundos (para } c \text{ máximo);}$$

$$\tau = \frac{L_t}{c} = \frac{0,007}{165,9} = 4,2 \times 10^{-5} \text{ segundos (para } c \text{ mínimo).}$$

Para um ciclo de compressão de 60 Hz, tem-se  $1/60 \text{ s} = 0,0167 \text{ s}$  por ciclo de compressão. Dividindo esse tempo por  $360^\circ$ , um giro completo do eixo, obtém-se:

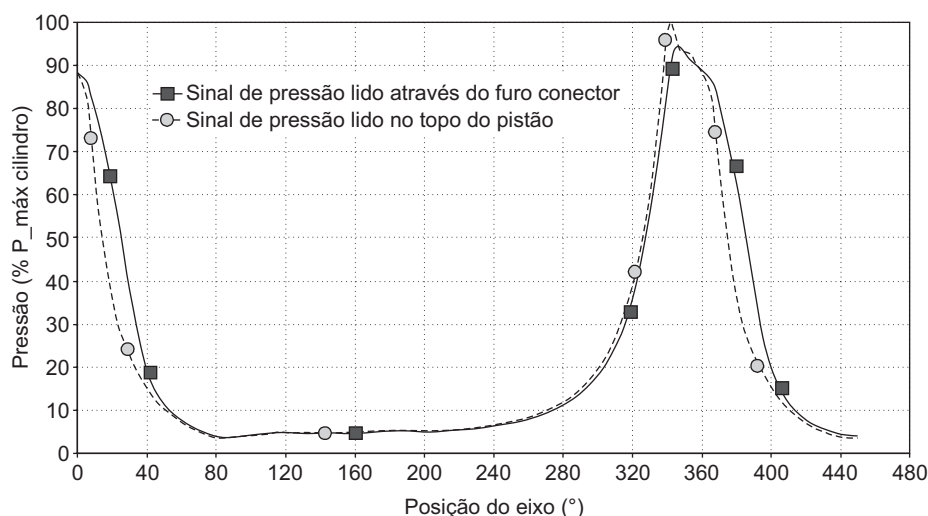
$$0,0167\text{s}/360^\circ = 4,6 \times 10^{-5} \text{ segundos por grau de rotação do eixo.}$$

Dividindo as equações (8) e (9) pela equação (10), tem-se atraso mínimo de  $0,8^\circ$  para velocidade de  $184,3 \text{ m/s}$  e atraso máximo de  $0,9^\circ$  para velocidade de  $165,9 \text{ m/s}$ .

Portanto, os atrasos determinados teoricamente são desprezíveis.

As informações obtidas por meio dos modelos podem ser comparadas com os dados experimentais. A Figura 9 mostra o gráfico da pressão medida experimentalmente, e pode-se observar o efeito do furo conector sobre o sinal. Como as medidas foram realizadas simultaneamente com um sensor no topo do pistão e outro após o furo adaptador, é possível comparar o comportamento das duas pressões medidas.

Conforme se pode verificar, os dados experimentais mostram que o furo conector atenua em 6% o pico máximo de pressão registrado durante o ciclo de compressão. O modelo que apontou maior erro na amplitude foi de 2,4%, muito menor que o valor encontrado experimentalmente.



**Figura 9** Influência do furo adaptador sobre o sinal medido.

Os transientes rápidos também são prejudicados pelo adaptador, que ocasiona erro na medida de pressão de até 25% durante o retorno do pistão, momento em que o eixo de rotação está posicionado a 20 graus em relação à referência (ponto morto superior). Esse erro pode ser explicado pela fase e pelo amortecimento do sinal, mas pelos cálculos teóricos dos modelos eles são desprezíveis.

A pressão medida pelo furo adaptador apresentou boa concordância com o sinal real entre 60 e 300 graus angulares do eixo, justamente onde não ocorrem mudanças bruscas na pressão do cilindro.

## Conclusões

Os resultados encontrados experimentalmente mostraram que o uso de adaptador afetou de forma significativa o resultado da medida.

Fazendo uso do furo conector para realizar as medidas de pressão dentro do cilindro de compressão de um compressor hermético, foi encontrado erro de 6% na máxima pressão medida e erro de até 25% no valor da pressão, com relação à posição angular do eixo do compressor. Essas divergências encontradas nas medidas ocorreram nos trechos de variações rápidas de pressão.

Os modelos apontados pela literatura são de difícil aplicação nos ensaios que envolvem o ciclo de compressão de máquinas alternativas, em função das rápidas variações de pressão e temperatura durante o ciclo. Estes fatores promovem a alteração da velocidade do som, da densidade e da viscosidade do fluido e, conseqüentemente, não se pode definir satisfatoriamente o valor da frequência natural não amortecida e o fator de amortecimento do sistema.

Com os modelos encontrados na literatura não foi possível fazer a devida compensação para corrigir o erro

encontrado nesse tipo de ensaio. Isso não significa que para outros experimentos esses modelos não possam ser aplicados.

Recomenda-se, portanto, evitar o uso de furos adaptadores de pressão nos monitoramentos de eventos rápidos, assim como nas medições de pressão do cilindro de compressores herméticos.

## Referências Bibliográficas

ANSI-ASRHA Standard 23-1993. *Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing units.*

ANSI-ASRHA Standard 41.9.1989. *A standard calorimeter test method for flow measurement of volatile refrigerant.*

BUCHHOLZ, A. B. Investigation of pressure transducer adapter dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR CONFERENCE, 1978. *Proceedings...* Lafayette, EUA: Purdue University, 1978. p. 275-282.

DOEBELIN, E. *Measurement systems: application and design.* 3. ed. New York, EUA: McGraw-Hill Publishing CO, 1990. p. 37-98 e 437-521.

ELSON, J. P.; SOEDEL, W. Criteria for the design of pressure transducer adapter systems. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR CONFERENCE, 1972. *Proceedings...* Lafayette, EUA: Purdue University, 1972. p. 390-394.

FLIGLIOLA, R. S.; BEASSLEY, D. E. *Theory and design for mechanical measurements.* 3. ed. Danvers, EUA: John Wiley and Sons Inc, 2000. p. 1-104, 235-278 e 345-384.

HJELMGREN, J. *Dynamic measurement of pressure – a literature survey.* Suécia: Swedish National Testing and Research Institute, 2002.