



**Universidade Federal de Uberlândia**  
**Faculdade de Engenharia Mecânica**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

**Projeto e Identificação Experimental De Um Protótipo De Calibrador  
De Pressão Estática e Dinâmica**

**Rômulo Pereira de Castro**

**Uberlândia, julho de 2005**

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Projeto e Identificação Experimental de Um Protótipo de Calibrador  
de Pressão Estática e Dinâmica**

Dissertação apresentada à  
Universidade Federal de Uberlândia por:

**Rômulo Pereira de Castro**

Como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Aprovada por:

Prof. Dr. Francisco Paulo Lépore Neto (UFU) – Orientador

Prof. Dr. Ricardo Fortes de Miranda (UFU)

Prof. Dr. Vicente Lopes Júnior (UNESP – Ilha Solteira)

Uberlândia, 27 de julho de 2005



“Um ser inteligente traz consigo os meios necessários para superar-se a si mesmo”.  
Filósofo, H.B.



Aos meus pais Rubles e Neide  
E aos meus irmãos Rener e Nádia



## **Agradecimentos**

À Deus pelo companheirismo, auxílio e proteção que tem me dado no caminho da minha vida.

Aos meus pais Rubles e Neide, pela boa educação que sempre me deram, pelos bons exemplos que sempre tive dentro de casa e por semearem em mim princípios de vida que me fizeram o que eu sou.

Aos meus irmãos Rener e Nádia, que são responsáveis pelas brigas de minha infância, pelo meu aprendizado emocional na adolescência pela enorme e gostosa amizade que temos agora na minha vida adulta.

Aos meus avós, pela atenção e carinho com que me assistiram crescer.

Aos meus tios, pelo apoio, amizade e companheirismo.

Aos meus amigos da Universidade que permaneceram até hoje presentes na minha vida, onde aprendemos juntos a crescer tanto intelectualmente quanto emocionalmente (eles se identificaram ao lerem este parágrafo).

Ao Prof. Dr. Francisco Paulo Lé pore Neto, pela confiança em minha capacidade, ao aceitar me orientar neste belo trabalho e, pela orientação sempre presente.

Ao Prof. Dr. Domingos Alves Rade, por todo o apoio e companheirismo.

A todos os colegas da FEMEC que de forma direta ou indireta contribuíram para a execução deste trabalho, e aos colegas do laboratório pelos conselhos e sugestões.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo apoio financeiro.



## Sumário

Lista de Figuras .....	ix
Lista de Tabelas .....	xv
Resumo .....	xvii
Abstract .....	xix
<b>Introdução</b> .....	1
Revisão sobre Sistemas de Calibração de Pressão .....	5
2.1 O que é Pressão Dinâmica .....	5
2.2 Calibração de Instrumentos de Pressão.....	6
2.3 O Conceito de Rastreabilidade.....	6
2.4 Transdutores de Pressão Dinâmica.....	6
2.4.1 Calibração Estática .....	12
2.4.2 Geradores de Pressão Periódicos.....	13
2.4.3 Geradores de Pressão Não Periódicos.....	17
2.5 Dispositivo o Proposto.....	23
Fundamentos de interação Fluido - Estrutura.....	25
3.1 Equações para o Sistema Estrutural.....	26
3.2 Equações da propagação de Ondas Acústicas no Fluido.....	28
3.3 Absorção da Onda de Pressão Acústica.....	35
3.4 Acoplamento Flui – Estrutura.....	36
3.5 Métodos de Análise do comportamento do sistema.....	38
Modelo Computacional do Calibrador Dinâmico.....	39
4.1 Modelo Estrutural .....	40
4.2 Modelo do Fluido Interno e da Interação Fluido – Estrutura.....	43
4.3 Simulações Sem Fluido Interno.....	47
4.3.1 Análise Estática.....	47
4.3.2 Análise Modal Sem Fluido Interno.....	56
4.4 Simulações do Calibrador com Fluido Interno.....	60
4.4.1 Determinação das funções resposta em frequência .....	66
Protótipo do Calibrador Dinâmico de Transdutores de Pressão: Construção e Ensaios Experimentais.....	73
5.1 Ensaios Experimentais Sem Fluido Interno.....	78
5.2 Ensaio Experimental Com Fluido Interno.....	84
5.2.1 Caracterização Estática.....	84
5.2.2 Caracterização Dinâmica.....	92

5.3 Avaliação dinâmica do transdutor de pressão IFM Electronic, modelo PA3024.....	108
Orientações para o Projeto de um calibrador estático e dinâmico de transdutores de pressão.....	113
6.1 O Projeto Para Operação Estática.....	113
6.2 O Projeto para Operação Dinâmica.....	118
Conclusões .....	125
Referências bibliográficas.....	129

## LISTA DE FIGURAS

### Capítulo 2

Figura 2.1: Modelo de um transdutor de pressão linear de segunda ordem.....	7
Figura 2.2: Resposta do transdutor de pressão a uma entrada impulsiva traçada em função do tempo.....	9
Figura 2.3: Amplitude normalizada da função de transferência do transdutor para alguns valores de amortecimento relativo.....	10
Figura 2.4: Ângulo de fase do transdutor para diferentes valores de amortecimento relativo	11
Figura 2.5: Esquema do teste de peso morto (Jan Hjelmgren, 2002) usado na calibração estática de instrumentos de pressão.....	13
Figura 2.6: Representação (Jan Hjelmgren, 2002) de um gerador “siren-tuned-cavity”.....	14
Figura 2.7: Válvula rotativa – Rotor.....	15
Figura 2.8: Instalação esquemática (Jan Hjelmgren, 2002) usando um excitador eletrodinâmico e uma coluna de líquido para gerar uma pressão senoidal, com uma massa sísmica no topo da coluna de líquido.....	16
Figura 2.9: Representação (Jan Hjelmgren, 2002) de um pistão móvel no cilindro para gerar a pressão dinâmica.....	17
Figura 2.10: Tubo à choque (Damion, 1993) com dois sensores montados em uma das extremidades do tubo.....	18
Figura 2.11: Tubo à choque: pressão em função da posição e do tempo. (Damion, 1993)...	19
Figura 2.12: Domínio de utilização dos tubos à choque (Damion, 1993/94) (TC) e dos dispositivos de abertura rápida (DOR) do Laboratoire de Métrologie Dynamique (LMD) da ENSAM-Paris.....	20
Figura 2.13: Esquema (Jan Hjelmgren, 2002) do dispositivo de abertura rápida da ENSAM.	21
Figura 2.14: Desenho esquemático do método de deixar cair um peso para calibrar dinamicamente transdutores de pressão.....	22
Figura 2. 15: Calibração dinâmica (Jan Hjelmgren, 2002) de um transdutor de pressão usando um aparelho de balão de explosão controlada.....	23
Figura 2.16: Esboço do sistema de calibração proposto.....	24
Figura 2.17: Desenho em corte do protótipo do calibrador.....	24

### Capítulo 3

Figura 3.1: Estrutura $\Omega_S$ com um fluido externo $\Omega_F^e$ e contendo um fluido interno $\Omega_F^i$ .....	25
---	----

### Capítulo 4

Figura 4.1: Diagrama esquemático das etapas das análises numéricas do modelo computacional.....	40
Figura 4.2: Geometria do elemento estrutural utilizado.....	41
Figura 4.3: Malha do modelo estrutural com as condições de contorno impostas.....	43
Figura 4.4: Geometria do elemento FLUID29.....	44
Figura 4.5: Detalhe dos elementos na região da interface fluido-estrutura do modelo computacional do calibrador.....	45
Figura 4.6: Linha grossa: Lugar onde se deve aplicar o comando de carregamento com a opção SFI.....	46
Figura 4.7: Modelo Fluido-Estrutura e condições de contorno.....	47
Figura 4.8: Simulação estática. Carregamento por pressão.....	48
Figura 4.9: Deslocamento (UY) versus pressão interna no calibrador.....	49
Figura 4.10: Campo de deslocamentos Uy em [m] - pressão interna igual a 300000 Pa.....	50
Figura 4.11: Campo de deformação equivalente – pressão interna igual a 300000 Pa.....	51
Figura 4.12: Campo tensões de Von Mises – pressão interna igual a 300000 Pa .....	52
Figura 4.13: Caminho sobre a face externa da membrana superior.....	53
Figura 4.14: Perfil dos deslocamentos UY [m] ao longo do raio da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.....	53
Figura 4.15: Perfis das deformações radial e tangencial ao longo da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.....	54
Figura 4.16: Campos de deformação da membrana superior: (a) radial e (b) tangencial - pressão interna igual a 300000 Pa.....	55
Figura 4.17: Posição de instalação de extensômetros elétricos na face externa da membrana superior (a) e circuito equivalente da ponte de Wheatstone (b).....	56
Figura 4.18: (a) 1º modo f1 = 2013.9 Hz e (b) 2º modo f2 = 2270.0 Hz.....	57
Figura 4.19: (a) 3º modo f3 = 6436.2 Hz e (b) 4º modo f4 = 8052.8 Hz.....	57
Figura 4.20: (a) 5º modo f5 = 9060.7 Hz; (b) 6º modo f6 = 10386 Hz.....	58
Figura 4.21: (a) 7º modo f7 = 12978 Hz; (b) 8º modo f8 = 14832 Hz.....	58

Figura 4.22: (a) 9º modo $f_9 = 16560$ Hz; (b) 10º modo $f_{10} = 17598$ Hz.....	59
Figura 4.23: Forma do campo de pressão [Pa] no do 1º modo, $f_1 = 1240$ Hz.....	61
Figura 4.24: Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com freqüência igual a 290 Hz.....	62
Figura 4.25: Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com freqüência igual a 600 Hz.....	63
Figura 4.26: Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com freqüência igual a 1230 Hz.....	63
Figura 4.27: Forma do campo de pressão [Pa] no do 2º modo, $f_2 = 3150$ Hz.....	64
Figura 4.28: Forma do campo de pressão [Pa] no do 3º modo, $f_3 = 5600$ Hz.....	65
Figura 4.29: Forma do campo de pressão [Pa] no do 4º modo, $f_4 = 6930$ Hz.....	65
Figura 4.30: Forma do campo de pressão [Pa] no do 5º modo, $f_5 = 8520$ Hz.....	66
Figura 4.31: Esquema do calibrador dinâmico.....	67
Figura 4.32: $FRF_{B/A} -  U_{Y_B}/F_A $ e defasagem em função da freqüência.....	68
Figura 4.33: $FRF_{C/A} -  P_C/F_A $ e defasagem em função da freqüência.....	69
Figura 4.34: $FRF_{B/C} -  U_{Y_B}/P_C $ e defasagem em função da freqüência.....	70
Figura 4.35: $FRF_{B/A} -  U_{Y_B}/F_A $ em função da freqüência até 300 Hz.....	71
Figura 4.36: $FRF_{C/A} -  P_C/F_A $ em função da freqüência até 300 Hz.....	71

## Capítulo 5

Figura 5.1: (a) Protótipo do Calibrador dinâmico de transdutores de pressão. (b) Componentes estruturais.....	73
Figura 5.2: Corte parcial do protótipo com indicação dos parâmetros geométricos.....	74
Figura 5.3: Esquema da montagem para a remoção do ar do interior do calibrador.....	76
Figura 5.4: Montagem experimental do ensaio dinâmico sem fluido interno.....	79
Figura 5.5: Comparação de $ U_{Y_A}/F_A $ , da fase e função de coerência: experimental (curvas em azul e vermelho) e simulada (curva em verde) da membrana inferior.....	82
Figura 5.6: Comparação de $ U_{Y_B}/F_B $ e da fase: experimental (curvas em azul e vermelho) e simulada (curva em verde) da membrana inferior e Função de Coerência.....	83
Figura 5.7: Sensor de Pressão.....	85
Figura 5.8: Esquema do teste de calibração estática do transdutor de pressão.....	85
Figura 5.9: Curva de calibração do transdutor de pressão.....	86
Figura 5.10: Esquema do ensaio experimental.....	87

Figura 5.11: Sensibilidade estática do protótipo do calibrador de pressão: o – média dos valores experimentais; Linha contínua (–) ajuste por mínimos quadrados desta média experimental.....	89
Figura 5.12: Modelo para simulação computacional do comportamento estático.....	90
Figura 5.13: Comparação dos resultados da simulação com os experimentais (o) – média dos valores experimentais, linha contínua – ajuste dos dados experimentais e linha tracejada – modelo computacional.....	91
Figura 5.14: Montagem experimental do ensaio dinâmico sem fluido interno.....	93
Figura 5.15: Sistema de excitação do protótipo.....	94
Figura 5.16: Sistemas de medição de velocidade e de pressão.....	94
Figura 5.17: Função resposta em frequência $ UY_B/F_A $ , fase e coerência, com resolução igual a 12,5 Hz, na banda de 0 a 10000 Hz.....	95
Figura 5.18: Função resposta em frequência $ UY_B/F_A $ , fase e coerência, com resolução igual a 5 Hz, na banda de 0 a 4000 Hz.....	96
Figura 5.19: Função resposta em frequência $ UY_B/F_A $ e fase na banda de 0 a 4000 Hz.....	97
Figura 5.20: Função resposta em frequência $ UY_B/F_A $ e fase na banda de 0 a 10000 Hz. Vermelha - experimental e Azul – ajuste.....	97
Figura 5.21: Modelo de elementos finitos do calibrador dinâmico.....	98
Figura 5.22: Comparação dos resultados experimentais com os de simulação: $ UY_B/F_A $ e fase entre o deslocamento e a força.....	101
Figura 5.23: Função resposta em frequência simulada $ P_C/F_A $ e fase entre a pressão e a força de excitação.....	102
Figura 5.24: Função resposta em frequência simulada $ P_C/UY_B $ e fase entre a pressão e o deslocamento da membrana superior.....	103
Figura 5.25: Comparação de $ P_C/UY_B $ , fase e coerência da pressão no transdutor em relação ao deslocamento da membrana superior: Vermelha – experimental e Azul – simulada.....	104
Figura 5.26: Comparação de $ P_C/F_A $ , fase e coerência da pressão $P_C$ em relação à força de excitação $F_A$ aplicada na membrana inferior: Vermelha – experimental e Azul – simulada....	105
Figura 5.27: Excitação $F_A$ e as respostas $VY_B$ e $P_C$ em função do tempo, para uma excitação impulsiva aplicada no centro da membrana inferior.....	106
Figura 5.28: Deslocamento $UY_B$ resultante da integração numérica do sinal $VY_B$ .....	107
Figura 5.29: Comparação de $ P_C/UY_B $ , fase e coerência da pressão no transdutor em relação ao deslocamento da membrana superior: Curva Vermelha – experimental e Curva Azul – simulada.....	109
Figura 5.30: Respostas $VY_B$ e $P_C$ em função do tempo para a força $F_A$ aplicada no centro da membrana inferior.....	110

## Capítulo 6

Figura 6.1: Pressão de fundo de escala do calibrador em função da relação RM/HMS.....	116
Figura 6.2: Sensibilidade estática e primeira freqüência natural da membrana superior.....	118
Figura 6.3: Distribuição do campo de pressão no protótipo em função da freqüência de excitação: (a) 1064 Hz, (b) 400 Hz, (c) 320 Hz e (d) 290 Hz.....	119
Figura 6.4: Influência de HMS sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador, para diferentes valores de H2 com HMI = 2 mm.....	122
Figura 6.5: Influência de H2 sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador, para diferentes valores de HMS, com HMI = 2 mm.....	122
Figura 6.6: Influência de HMI sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador, para diferentes valores de HMS.....	123



## LISTA DE TABELAS

### Capítulo 4

Tabela 4.1: Propriedades físicas do elemento PLANE42.....	42
Tabela 4.2: Propriedades físicas do elemento FLUID29.....	46
Tabela 4.3: Freqüências naturais dos modelos do calibrador.....	60

### Capítulo 5

Tabela 5.1: Parâmetros geométricos do protótipo.....	75
Tabela 5.2: Propriedades físicas do fluido interno do calibrador.....	77
Tabela 5.3: Instrumentos utilizados no experimento.....	80
Tabela 5.4: Exemplo da evolução do ajuste do modelo computacional.....	81
Tabela 5.5: Pressão e deslocamento obtidos no ensaio estático do protótipo, a 23 °C.....	88
Tabela 5.6: Comparação das freqüências experimentais e de simulação.....	99

### Capítulo 6

Tabela 6.1: Influência do parâmetro HMS, para $RM/HMS = 28,65$ , $HMI=2$ mm e pressão de fundo de escala igual a 1 Mpa.....	121
---	-----



Castro, R. P., 2005, "Projeto e identificação experimental de um protótipo de calibrador de pressão estática e dinâmica", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

## Resumo

A metodologia de projeto e a análise experimental do comportamento dinâmico de um sistema de calibração de pressão são apresentados. A estrutura do calibrador é um vaso de pressão vertical composto de uma estrutura tubular rígida, completamente cheio de líquido, fechado nas extremidades por duas membranas circulares flexíveis. A membrana inferior é usada para gerar pressões estática ou dinâmica no fluido interno, através de excitações aplicadas no seu centro. A membrana superior age como um sensor de pressão de referência, cuja saída é o movimento de seu centro. O transdutor de pressão a ser calibrado é instalado ao lado da membrana superior. O método dos elementos finitos é usado para modelar a estrutura elástica e o domínio do fluido interno. O comportamento do fluido interno é modelado pelas equações de propagação de ondas acústicas que são usadas para resolver o problema de campos acoplados. A interação fluido-estrutura ocorre na interface comum aos dois domínios, de modo que uma pressão acústica exerce uma força aplicada na estrutura e os movimentos da estrutura induzem movimentos no domínio do fluido. A análise modal do modelo é realizada e as respostas em frequência do deslocamento no centro da membrana superior e da pressão na face do transdutor a ser calibrado, são calculadas para uma excitação harmônica aplicada no centro da membrana inferior. Ensaio experimentais são realizados com o protótipo para uma força de excitação impulsiva. A velocidade do centro da membrana superior é medida com um vibrômetro laser, uma célula de carga piezo-elétrica mede a força de excitação e um transdutor piezoresistivo mede a pressão. Os resultados obtidos são usados para validar o comportamento estático e dinâmico do modelo computacional. A influência dos parâmetros geométricos do calibrador sobre a sensibilidade estática e sobre a banda de frequências de operação e sobre a pressão máxima admissível é também analisada.

---

*Palavras Chave: pressão dinâmica, interação fluido-estrutura, vibro acústica.*



Castro, R. P., 2005, "Design and experimental identification of a static and dynamic pressure calibration device", MSc Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, MG, Brazil.

## **Abstract**

The design methodology and the experimental identification of the dynamic behavior of a pressure calibration system are developed. The calibration device body is a vertical pressure vessel, completely filled with liquid, composed by a rigid tubular structure closed at its both ends by two flexible circular membranes. The lower membrane is used to generate the internal static or dynamic pressure, by applying an external excitation force at its center. The upper membrane acts as a reference pressure sensor, which output is the motion of its center. The pressure transducer to be calibrated is installed close to the upper membrane. The finite element method is used to model the elastic structure and the fluid domain. An acoustic wave formulation model is used to solve the coupled field problem. The fluid-structure interaction occurs at the common interface, in a way that the fluid acoustic pressure exerts a force applied to the structure and the structural motions produce an effective loading at the fluid domain. Modal analysis is performed and frequency responses of the displacement at the center of the upper membrane and the pressure at the face of the transducer to be calibrated are calculated for an harmonic excitation applied at the center of the lower membrane. Tests are conducted on an experimental device using an impulsive excitation force. The velocity at the center of the upper membrane is measured by a laser vibrometer, a piezoelectric load cell measures the excitation force, and a piezoresistive transducer measures the pressure. The obtained results are used to validate the static and the dynamic behavior of the computational model. The influence of the device geometric parameters on its static sensitivity, on the operational frequency band, and on the maximum allowed pressure, are also analysed.

---

*Keywords: dynamic pressure, fluid-structure interaction, acoustic wave*



# Capítulo 1

## Introdução

A fim de estudar e compreender melhor o fenômeno da interação fluido-estrutura, este trabalho propõe estudar, modelar e desenvolver um sistema para a calibração dinâmica de transdutores de pressão.

O calibrador proposto é constituído por um reservatório cilíndrico de parede rígida, com duas membranas flexíveis instaladas em suas extremidades, contendo um fluido interno. Uma das membranas é usada como sensor de referência para as medidas de pressão, enquanto a outra é responsável pela produção de pressões estáticas e dinâmicas. O transdutor a ser calibrado é instalado no sistema e o processo de calibração realiza-se comparando sua saída com a do calibrador.

A calibração de sensores de pressão dinâmica representa um problema muito importante de engenharia visto que a pressão dinâmica é medida em muitos campos de considerável interesse como nas indústrias automotiva e aeroespacial, nas aplicações de projeto de turbo máquinas, perfis aerodinâmicos, na análise de combustão, em dispositivos de controle fluido mecânicos e em instrumentação médica (Jan Hjelmgren, 2002).

Considerando os aspectos tecnológicos, os sistemas de calibração de sensores de pressão disponíveis no mercado têm eficiência comprovada principalmente para ensaios estáticos (Jan Hjelmgren, 2002). Isto se deve, sobretudo, ao grande número de métodos de calibração existentes e sua facilidade de implementação. Em contrapartida os dispositivos para a calibração dinâmica de sensores de pressão, na sua maioria, são mais complexos, mais caros e de difícil operação.

Em muitos casos, os transdutores de pressão são calibrados estaticamente, entretanto, são utilizados para medir pressões dinâmicas trazendo erros e incertezas nas medidas. Para evitar este problema deve-se fazer uso dos calibradores dinâmicos de sensores de pressão que identificam o quanto pode ser este erro na medição da pressão, o que justifica o projeto proposto.

O estudo do calibrador dinâmico proposto se depara com uma classe do problema de interação fluido estrutura, no qual o fluido está sempre confinado no interior de uma estrutura elástica.

Este fenômeno físico desperta grande interesse no meio científico considerando sua complexidade e aplicabilidade no meio industrial. Uma excitação aplicada na estrutura é

transmitida ao fluido provocando alterações nos campos de velocidade e de pressão, que por sua vez, provocam deformações na estrutura. Analogamente, uma ou mais fontes de pressão existentes no meio fluido também produzem alterações no comportamento da estrutura.

Quando as excitações têm natureza dinâmica esta classe de problemas é denominada vibro-acústica, estando presente em diversas situações de engenharia, como por exemplo: salas de concerto, cabines de aviões e de automóveis e edifícios industriais. Nestes casos a vibração estrutural excita o fluido que está contido no seu interior provocando ruído que pode ser prejudicial às pessoas que estão no ambiente.

O estudo da interação fluido-estrutura, através da determinação dos modos de vibrar da estrutura contendo fluido, constitui ferramenta importante para identificar o problema e buscar uma solução ótima no sentido de minimizar os efeitos indesejáveis e maximizar os desejados, para as pessoas que ocupam estes ambientes.

Entretanto, salienta-se que o problema da interação fluido-estrutura é muito mais amplo que o abordado neste trabalho, no livro de Marand., H. J. P.e Ohayon, R. (1995) são abordados outras classes de problemas.

Com o objetivo de desenvolver um calibrador dinâmico de pressão, apresenta-se no Capítulo 2 as propriedades dos transdutores de pressão e os métodos experimentais utilizados para determiná-las. Uma revisão bibliográfica de vários dispositivos de calibração de sensores de pressão estática e dinâmica existentes é mostrada, assim como suas características de funcionamento e limites de operação. Por último, o calibrador dinâmico proposto é descrito.

No Capítulo 3 são apresentados, em resumo, os princípios básicos que orientam a formulação dos modelos matemáticos associados aos problemas de dinâmica estrutural, de mecânica dos fluidos e da interação fluido estrutura. Considerando que o fluido interno é um líquido que tem densidade e viscosidade muito maiores que as do fluido externo, considerado como um gás, o problema pode ser simplificado, considerando apenas a interação entre a estrutura e o fluido interno. Nesta abordagem o domínio estrutural é representado pelas equações da elasticidade. A equação da onda foi utilizada para representar o comportamento do meio fluido. O acoplamento entre os domínios foi realizada considerando que, na interface, o fluido transfere pressão à estrutura e que esta transfere movimento ao fluido.

Considerando a complexidade do modelo matemático, a solução só é viável utilizando um método aproximado. No Capítulo 4 é apresentado o modelo computacional do calibrador dinâmico, discretizado pela técnica dos elementos finitos. São discutidos os tipos de elementos disponíveis num programa computacional comercial adequados para a solução do problema. Resultados preliminares de simulação de alguns fenômenos físicos associados ao comportamento do sistema são usados para avaliar as técnicas de modelagem utilizadas.

O Capítulo 5 trata da análise experimental do calibrador desenvolvido e da validação do modelo computacional. Inicialmente apresenta-se a metodologia de enchimento do protótipo com fluido, para reduzir as bolhas e a quantidade de ar dissolvido. Numa segunda etapa são realizados os ensaios experimentais com excitações estática e dinâmica aplicadas ao calibrador sem e com fluido interno, objetivando comparar os resultados experimentais com os da simulação do modelo computacional. E ainda realizar um ajuste dos parâmetros geométricos do protótipo. Finalmente é apresentada a avaliação dinâmica de um transdutor de pressão comercial.

Identificados os limites operacionais do protótipo, tanto para calibração de pressão estática quanto para calibração de pressão dinâmica do transdutor de pressão, procurou-se, no Capítulo 6, fazer um estudo da sensibilidade dos parâmetros de projeto que mais influenciam o comportamento estático e dinâmico do calibrador, com o objetivo de maximizar o fundo de escala de pressão, a sensibilidade estática e a banda de frequências de operação. Estes parâmetros foram identificados como uma orientação ao projeto de calibradores com configuração semelhante ao proposto.

Finalmente, no Capítulo 7 são apresentadas as principais conclusões resultantes do trabalho.



# Capítulo 2

## Revisão sobre Sistemas de Calibração de Pressão

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos de metrologia, as propriedades dos transdutores de pressão a serem identificadas na calibração estática e dinâmica, e por último, uma revisão histórica dos métodos necessários para gerar a função de transferência do transdutor.

### 2.1. O Que é Pressão Dinâmica

A pressão em um fluido (gás ou líquido), em níveis microscópicos, é o resultado do movimento das moléculas e da transferência da quantidade de movimento das moléculas ao objeto que a pressão é dita agir. O valor da pressão depende do número de moléculas (e da quantidade de movimento) que impactam a superfície em que a pressão é medida. Por sua vez, em um nível macroscópico a pressão  $P$ , é geralmente definida como a força  $F$ , agindo perpendicularmente a uma superfície de área  $A$ .

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

A pressão é dita ser estática quando permanece constante durante uma quantidade de tempo significativa, geralmente durante o período completo da medida. Por outro lado, a pressão é dita ser dinâmica quando varia significativamente durante um curto período de tempo. Portanto a pressão é função do tempo.

$$P = P(t) \quad (2.2)$$

Para medir a pressão dinâmica é necessário um transdutor de pressão dinâmica específico para a faixa de frequência e magnitude de pressão desejada. Antes de se fazer a medida é necessário calibrar o transdutor de pressão.

## **2.2. Calibração de Instrumentos de Pressão**

A definição formal de calibração (Jan Hjelmgren, 2002) é: “Conjunto de operações que estabelece, sob condições especificadas, a relação entre os valores indicados por um instrumento de medição, ou valores representados por uma medida materializada ou um material de referência, e os valores correspondentes das grandezas estabelecidas por padrões”. Em outras palavras, para o caso de medidas de pressão, isto significa que em uma calibração a saída de um medidor de pressão é comparada à pressão realizada por um padrão da pressão. Os sistemas modernos de qualidade exigem que as calibrações tenham padrões rastreáveis.

## **2.3. O Conceito de Rastreabilidade**

Atualmente, o conceito de rastreabilidade vem sendo muito utilizado. Segundo o Vocabulário Internacional de Metrologia (VIM), a rastreabilidade é definida como a propriedade do resultado de uma medição ou do valor de um padrão estar relacionado a referências estabelecidas, geralmente padrões nacionais ou internacionais, através de uma cadeia contínua de comparações, todas tendo incertezas definidas.

## **2.4. Transdutores de Pressão Dinâmica**

Um transdutor de pressão é uma estrutura mecânica. Quando usado para medir pressão dinâmica, ele irá “... defletir, vibrar, ressonar, conduzir som, experimentar deformação e tensão e transferir força e movimento. A estrutura do sensor responde diferentemente as baixas, médias e altas frequências” (Jan Hjelmgren, 2002). Deve-se, portanto, compreender as propriedades dos transdutores e os métodos para determiná-las antes de calibrar o transdutor.

Um transdutor de pressão pode ser representado por um modelo mecânico constituído de uma massa inercial, uma mola, e um amortecedor viscoso (Jan Hjelmgren, 2002), como mostra a Figura 2.1. A massa pode ser deslocada através de uma entrada que pode ser impulsiva (uma onda de choque) ou uma oscilação forçada.

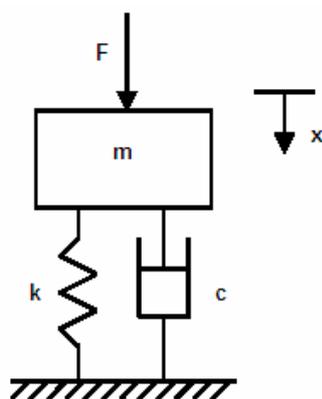


Figura 2.1 Modelo de um transdutor de pressão linear de segunda ordem.

A equação diferencial governante deste modelo de transdutor é:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.3)$$

onde  $F(t)$  é a força externa causada pela ação da pressão. Uma maneira comum de reescrever a equação acima, é a seguinte :

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = \frac{f(t)}{m} \quad (2.4)$$

onde  $\omega_n$  é a frequência natural não-amortecida e  $\zeta$  é o amortecimento relativo definido por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.6)$$

A solução geral da Equação (2.4) pode ser dada por,

$$x(t) = e^{-\zeta \omega_n t} (A \sin \omega_d t + B \cos \omega_d t) + \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t F(t-\tau) e^{-\zeta \omega_n \tau} \sin \omega_d \tau d\tau \quad (2.7)$$

onde a frequência natural amortecida  $\omega_d$  é definida por,

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.8)$$

A primeira parte da solução, dada pela Equação (2.7) é chamada de resposta livre, e depende das condições iniciais, e a parte expressa pela integral é a resposta forçada

A resposta para a vibração livre é dada admitindo-se, por exemplo:  $F(t) = 0$  e as condições iniciais sendo:  $x(0) = x_0$  e  $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$  com estes valores têm-se:

$$x(t) = x_0 e^{-\zeta \omega_n t} \left( \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \sin \omega_d t + \cos \omega_d t \right) \quad (2.9)$$

A resposta do modelo do transdutor devido a uma pressão degrau de entrada é mostrada na Figura 2.2 onde a saída do transdutor é registrada em função do tempo. O decaimento da magnitude da resposta oscilatória com o transcorrer do tempo é descrito pela Equação (2.9) A Figura 2.2 serve para definir o tempo de atraso, o tempo de subida e o *overshoot*. O tempo de atraso e o tempo de subida são definidos como o tempo necessário para a saída do transdutor atingir, respectivamente, 10% e 90 % da resposta do regime estacionário. O *overshoot* ( $OS$ ), é definido como a relação entre o valor máximo e o valor de regime estacionário, e pode ser expresso da seguinte forma:

$$OS = 1 + e^{-\left(\frac{\pi \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}\right)} \quad (2.10)$$

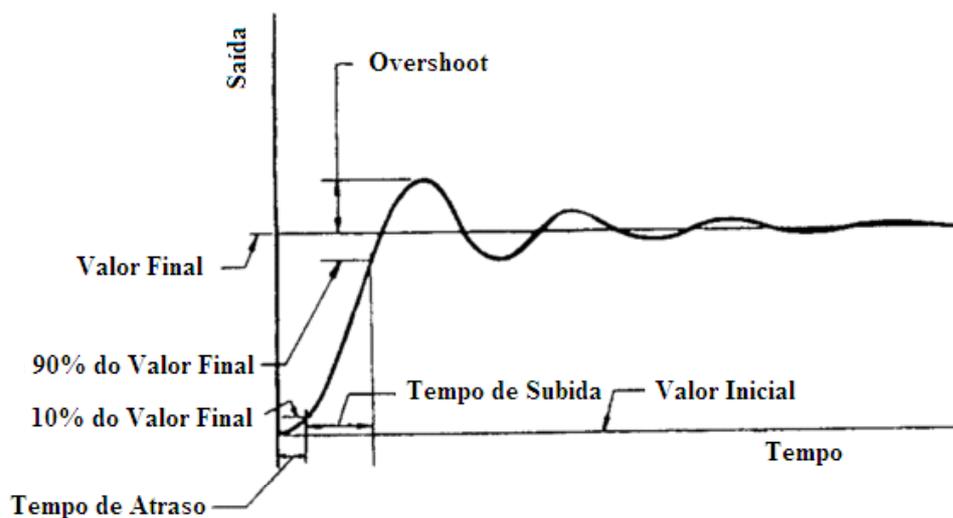


Figura 2.2 Resposta do transdutor de pressão a uma entrada degrau traçada em função do tempo.

A análise em frequência de um transdutor sujeito a uma excitação harmônica é dada, admitindo-se na Equação (2.4) uma excitação senoidal:

$$F(t) = F \sin(\omega t) \quad (2.11)$$

A resposta harmônica do transdutor é dada por:

$$x(t) = |G(\omega)| F \sin(\omega t - \varphi) \quad (2.12)$$

onde a função de transferência  $G(\omega)$  é dada por:

$$G(\omega) = \frac{1/k}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)} \quad (2.13)$$

A magnitude e a fase da função de transferência  $G(\omega)$  são apresentadas pelas expressões abaixo,

$$|G(\omega)| = \frac{1/k}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.14)$$

$$\varphi = \arctan \left( \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right) \quad (2.15)$$

A magnitude e a fase das Equações (2.14) e (2.15) são traçadas para alguns valores do fator de amortecimento nas Figura 2.3 e Figura 2.4, respectivamente.

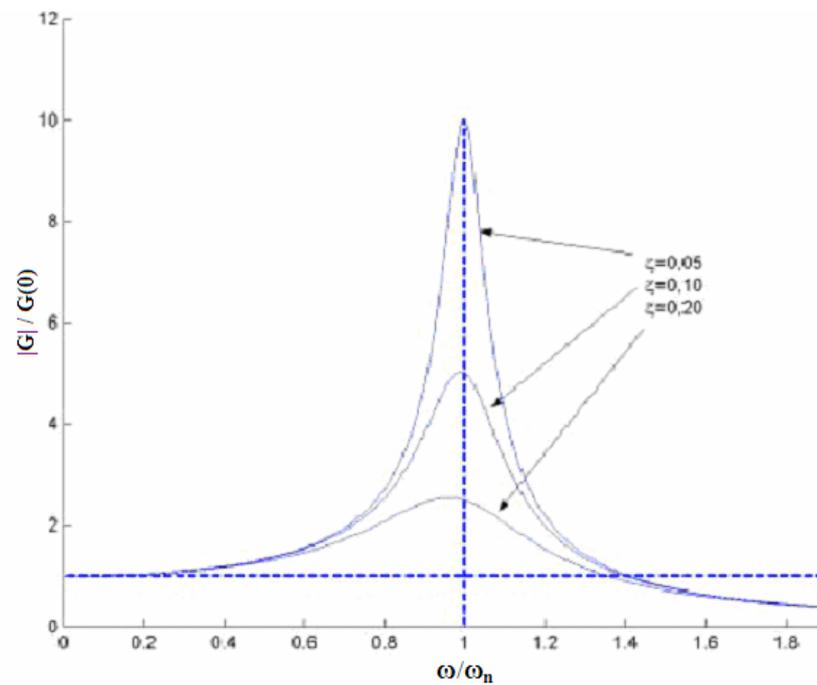


Figura 2.3 Magnitude normalizada da função de transferência para alguns valores de amortecimento relativo.

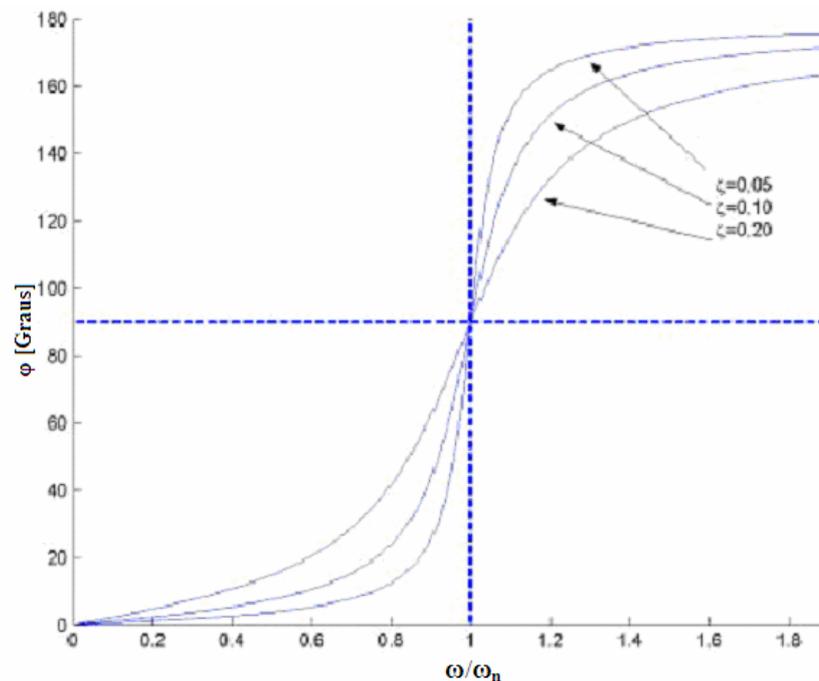


Figura 2.4 Ângulo de fase para diferentes valores de amortecimento relativo.

As propriedades de um transdutor de pressão dinâmica são determinadas na calibração. Como um guia geral, a norma ANSI MC88 1-1972 (Bean, 1993/94) sugere que os seguintes parâmetros sejam identificados na calibração de transdutores de pressão:

- (a) Sensibilidade estática: é a relação da mudança na saída com a mudança na entrada dada uma mudança de pressão;
- (b) Magnitude em função da frequência, como mostrado na Figura 2.3;
- (c) A fase em função da frequência, como mostrado na Figura 2.4;
- (d) A frequência natural;
- (e) O Fator de Amortecimento, obtido através do decaimento logarítmico, mostrado no gráfico na Figura 2.2;
- (f) Tempo de subida, definido na Figura 2.2;
- (g) *Overshoot*, definido na Figura 2.2.

A calibração estática feita em um calibrador de pressão fornece somente a sensibilidade estática, que é um dos sete parâmetros a serem identificados na calibração de transdutores de pressão. Para determinar os outros seis parâmetros é necessário um gerador de pressão dinâmica com medidores associados, ou seja, um calibrador dinâmico de pressão.

Os geradores de pressão dinâmica são divididos em duas classes: periódicos e não periódicos. A seguir serão descritos, brevemente, exemplos dos métodos mais comuns de calibração por pressão estática, geradores de pressão dinâmica periódicos e não periódicos para que se possa compreender cada uma das técnicas usadas para determinar os sete parâmetros dos transdutores de pressão.

#### 2.4.1. Calibração Estática

A calibração estática caracteriza apenas um dos sete parâmetros a serem identificados em uma calibração de um transdutor de pressão, a saber, a sensibilidade. Além disso, a sensibilidade é assumida constante em toda a faixa do transdutor, pois, normalmente os sistemas de medição são projetados para operar numa faixa linear.

O teste de peso morto é fundamentado no princípio de balanço de pressão usado para realizar medidas de pressão em gases ou óleos hidráulicos na faixa de pressão que vai de 1KPa a aproximadamente 1GPa (Jan Hjelmgren, 2002). A pressão é aplicada pelo pistão e equilibrada pela pressão interna do cilindro. A pressão interna a ser medida equivale ao peso do pistão mais o peso das massas padrão, dividido pela área do pistão, de acordo com a seguinte equação:

$$p = \frac{mg}{A} \quad (2.16)$$

onde  $m$  é a massa total,  $g$  é a aceleração da gravidade local e  $A$  é a área efetiva da combinação pistão-cilindro. O esquema do teste de peso morto é mostrado na Figura 2.5.

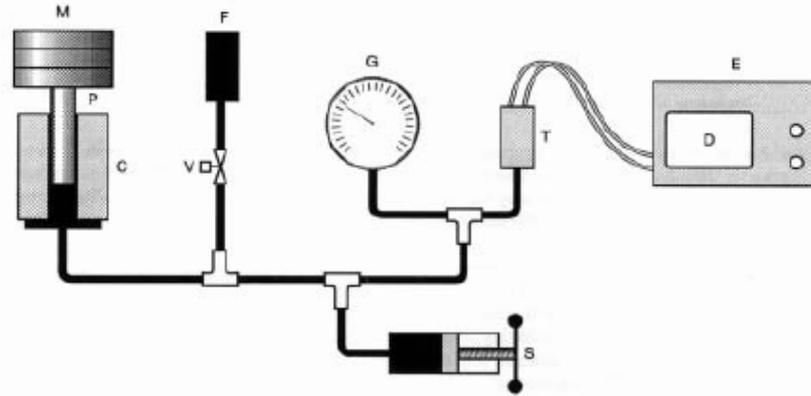


Figura 2.5 Esquema do teste de peso morto (Jan Hjelmgren, 2002) usado na calibração estática de instrumentos de pressão. A representação de cada símbolo do esquema é dada a seguir: M – Massas Padrão; P – Pistão; C – Cilindro; F – Pressão fornecida; V – Válvula reguladora de pressão; S – Parafuso regulador de pressão; G – Manômetro; T – Transdutor de pressão; E – Condicionador de sinal; D – Visor.

Uma fonte de erro deste procedimento é devido ao atrito existente entre o pistão e o cilindro. Vazamentos de fluido podem provocar uma deriva do valor da pressão imposta.

Minhang Bao et al (2003) desenvolveram um método rápido e preciso de calibração estática para transdutores de pressão de alta sensibilidade. Baseados no método tradicional do princípio de compensação de pressão manométrica em coluna de líquido alcançaram uma precisão de  $1 \times 10^{-4}$  e pressões em torno de 1KPa e mesmo menores.

Para identificar os outros seis parâmetros numa calibração de um transdutor de pressão, são necessários dispositivos geradores de pressão dinâmica. A seguir serão descritos, resumidamente, os dispositivos mais usados, construídos com a finalidade de gerar a pressão dinâmica.

#### 2.4.2. Geradores de Pressão Periódicos

O gerador de pressão periódica cria uma pressão que se assemelha a uma função periódica, como uma onda harmônica, uma onda-quadrada, ou uma outra função periódica qualquer. Em muitos casos deseja-se gerar pressões senoidais de frequências discretas.

Deve-se ter em mente que na prática não existem geradores padrão de pressão periódica (Damion, 1993/94), isto quer dizer que sempre é necessário o uso de um transdutor de referência.

Um dos dispositivos utilizados para gerar ondas de pressão do tipo periódica é o gerador sirene (siren-tuned-cavity). Este aparelho é utilizado para a calibração de microfones e transdutores de baixa e média pressão. O aparelho, mostrado na Figura 2.6, consiste de uma câmara cilíndrica pressurizada com um orifício axial de saída em uma das extremidades e um disco giratório com um número de furos igualmente espaçados, que funciona como um obturador. O comprimento do cilindro é ajustado de modo que a velocidade de rotação do disco produza uma oscilação de meio comprimento de onda. A operação é limitada a baixas frequências e a frequência natural da câmara depende das propriedades do fluido usado e das dimensões da câmara. Operação em frequências de 1KHz e pressões de 200KPa têm sido relatadas (Bean, 1994). Um transdutor de referência deve ser usado. Nenhuma referência foi encontrada que discutisse aspectos de precisão e de rastreabilidade em calibração de pressão dinâmica usando o gerador de pressão sirene (siren-tuned-cavity).

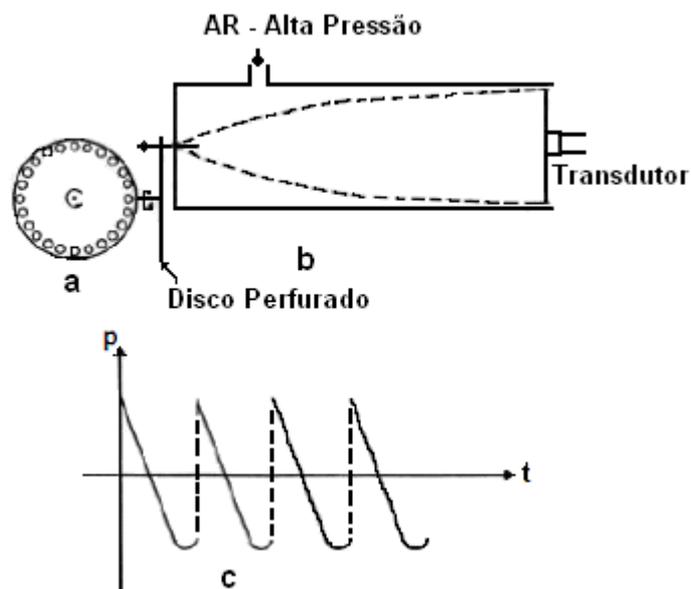


Figura 2.6 Representação (Jan Hielmgren, 2002) de um gerador “siren-tuned-cavity” com (a) o disco rotativo, (b) com a câmara cilíndrica e (c) forma da onda de pressão.

Um outro gerador de pressão periódica é a válvula rotativa (Jan Hielmgren, 2002) que pode variar a pressão a ser fornecida para o transdutor a ser calibrado entre dois níveis ajustáveis. Desta maneira é gerada uma pressão na forma de uma onda aproximadamente retangular.

Kobota and Ooiwa (2000) recentemente apresentaram uma nova válvula rotativa, mostrada na Figura 2.7, para gerar níveis de pressões médios e baixos (acima de 100KPa à 1KHz). Uma das vantagens desta válvula rotativa comparada com as outras existentes é que a cavidade

acústica é relativamente menor. Para alcançar uma boa precisão Kobota and Ooiwa (2000) sugerem o uso de um interferômetro óptico baseado na dependência da pressão com o índice de refração do ar.

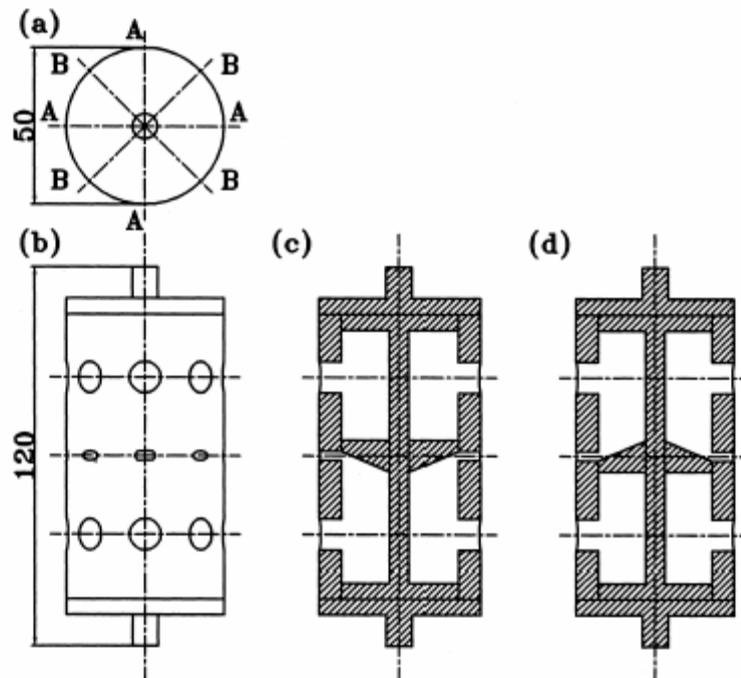


Figura 2.7 Rotor; (a) Vista superior; (b) Vista frontal; (c) Seção AA; (d) Seção BB.

Baseado no sistema de carregamento inercial no qual a base é um excitador eletrodinâmico, Jan Hjelmgren (2002) descreve que pesquisadores usaram um tubo cheio de líquido montado sobre a base vibratória para obter uma pressão dinâmica senoidal. Se a coluna de líquido é assumida comportar-se como um corpo rígido durante o movimento forçado, a pressão para o transdutor de pressão é (sem considerar a dissipação viscosa):

$$p = \rho h(g - \ddot{x}) \quad (2.17)$$

Onde,  $\rho$ ,  $h$  e  $\ddot{x}$  são, respectivamente, a densidade, a altura e a aceleração da coluna de líquido. A aceleração da gravidade local é denotada por  $g$ . Foram encontradas magnitudes dinâmicas de 70 KPa com uma frequência máxima de 100 Hz. As incertezas estimadas foram de aproximadamente 5%.

Menores incertezas podem ser alcançadas usando um transdutor de pressão de referência no lugar do acelerômetro, como mostrado na Figura 2.8. Bean (1993/94) também discutiu este método e conseguiu frequências em torno de 1KHz e pressão máxima de 7MPa.

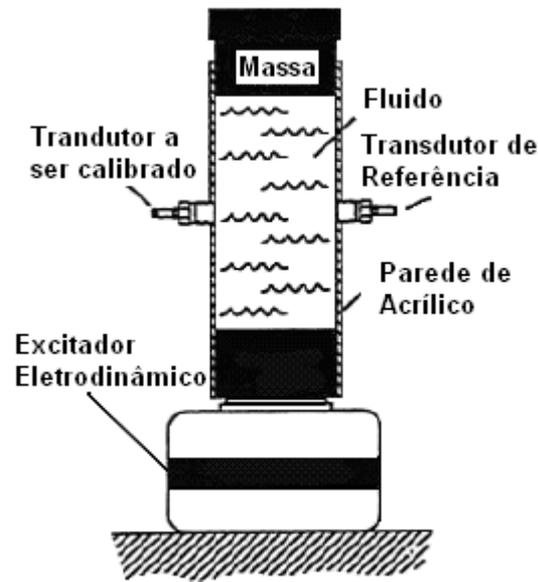


Figura 2.8 Instalação esquemática (Jan Hjelmgren, 2002) usando um excitador eletrodinâmico e uma coluna de líquido para gerar uma pressão senoidal, com uma massa sísmica no topo da coluna de líquido.

O modo mais simples de produzir uma variação de pressão senoidal é por meio de um dispositivo denominado pistão-fone (*pistonphone*), mostrado na Figura 2.9. As equações para determinar as magnitudes e frequências possíveis de serem alcançadas podem ser desenvolvidas (Jan Hjelmgren, 2002). O volume do cilindro deve ser minimizado para maximizar a frequência de ressonância da cavidade. Este dispositivo é usado também para a calibração de sensores de baixas pressões acústicas, sendo largamente empregado para calibração e microfones.

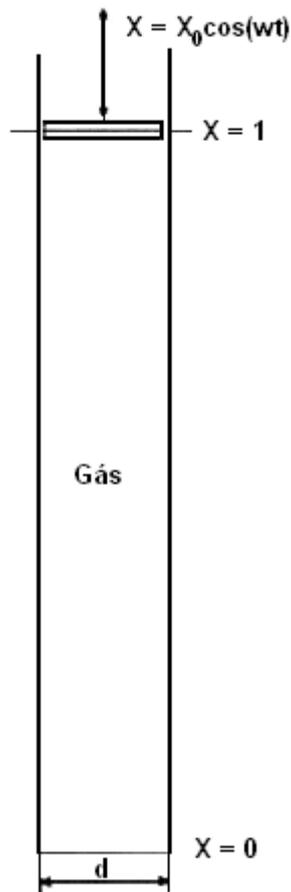


Figura 2.9 Representação (Jan Hjelmgren, 2002) de um pistão móvel no cilindro para gerar a pressão dinâmica. O sensor a ser calibrado e o transdutor de referência não estão mostrados na figura.

### 2.4.3. Geradores de Pressão Não Periódicos

Os geradores de pressão não periódica, por sua vez, criam uma pressão tipo degrau ou uma pressão impulsiva cuja forma é semelhante a uma função de onda tipo meio seno.

Um dos geradores de pressão não periódica mais frequentemente utilizados é o tubo à choque. Ele consiste de duas câmaras com área de seção transversal constante, separadas por um diafragma, como mostrado na Figura 2.10.

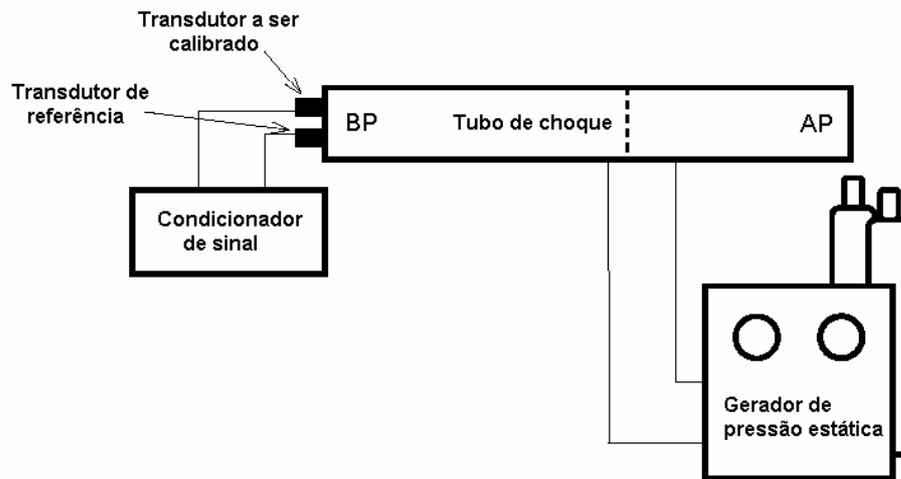


Figura 2.10 Tubo à choque (Damion, 1993) com dois sensores montados em uma das extremidades do tubo.

Justamente antes da ruptura do diafragma, uma das câmaras contém gás a alta pressão e a outra câmara contém gás a baixa pressão. Quando o diafragma se rompe, uma frente de ondas se propaga da câmara de alta pressão para a de baixa pressão. Dentro da câmara de baixa pressão, se propaga uma onda de choque incidente que faz passar a pressão de  $P_1$  à  $P_2$ , veja a Figura 2.11. Este choque se reflete no fundo do tubo e faz passar a pressão de  $P_2$  à  $P_5$ . Na câmara de alta pressão se propaga uma onda de relaxação que faz abaixar a pressão de  $P_4$  à  $P_2$  e que se reflete sobre o fundo em uma onda de relaxação. O tempo de subida da pressão é da ordem de nano segundos (Jan Hielmgren, 2002) e pode ser considerado ser uma pressão degrau ideal com um conteúdo em altas frequências.

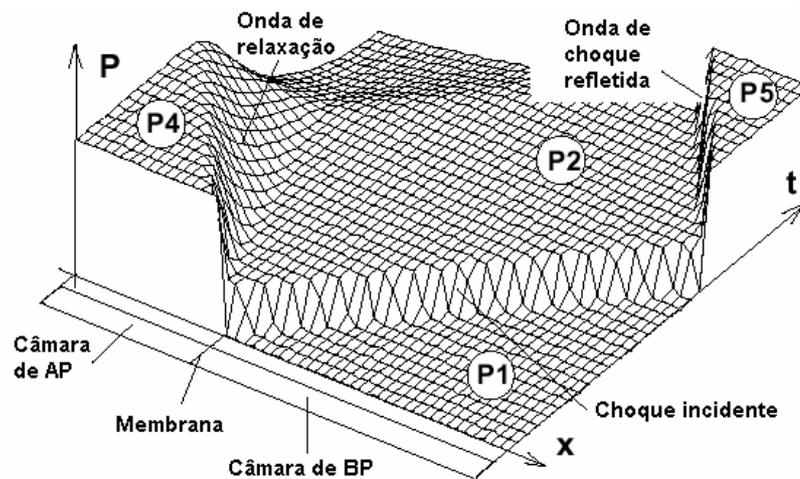


Figura 2.11 Tubo à choque: pressão em função da posição e do tempo. (Damion, 1993).

O tubo à choque pode ser empregado em altas frequências e numa ampla faixa de pressão.

O padrão nacional Francês para pressões dinâmicas, mantido pela ENSAM-Paris, consiste em quatro tubos à choque sobrepostos e alguns dispositivos de abertura rápida (descritos a seguir), cobrindo uma faixa de pressão de 10KPa a 20MPa, como mostra a Figura 2.12.

Algumas suposições são feitas para o cálculo da pressão degrau:

1. Aplicabilidade da lei do gás perfeito;
2. O fluido é adiabático;
3. A relação entre a pressão e a velocidade do som é isoentrópica;
4. Os calores específicos são constantes;
5. A ruptura do diafragma é instantânea;
6. As forças viscosas são desprezíveis.

As primeiras três suposições são um pouco mais realistas (Jan Hielmgren, 2002) que as últimas três. As incertezas das magnitudes de pressões são da ordem de 5%. As razões desse nível de incerteza são devidas às suposições feitas acima e à sensibilidade do transdutor à aceleração e devido à montagem do transdutor.

Damion (1995) utilizou o tubo de choque para calibrar transdutores de referência. Damion (1995) contribuiu com uma aproximação de fácil operação do tubo à choque, incorporando um software para automatizar o cálculo das características da função de transferência.

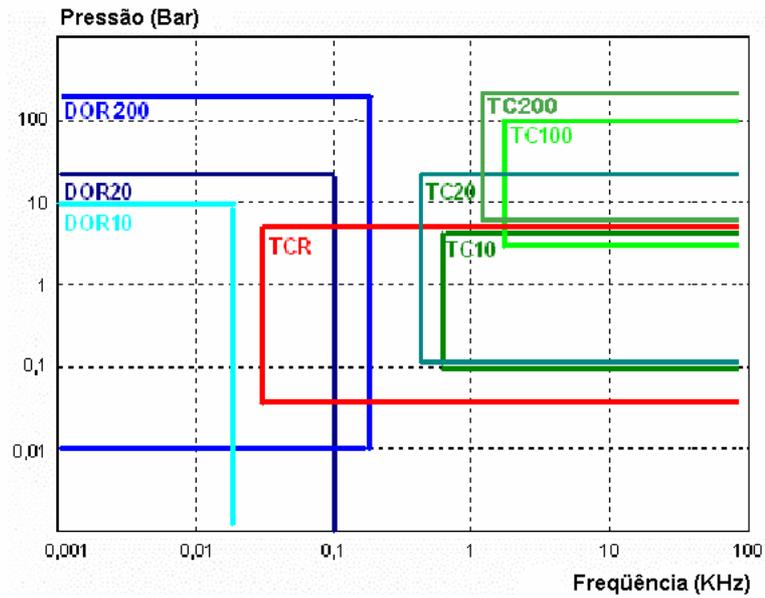


Figura 2.12 Domínio de utilização dos tubos à choque (Damion, 1993/94) (TC) e dos dispositivos de abertura rápida (DOR) do Laboratoire de Métrologie Dynamique (LMD) da ENSAM-Paris.

Um dispositivo de abertura rápida pode ser entendido como uma extensão do tubo à choque para calibrações em baixas frequências. O dispositivo de abertura rápida, mostrado na Figura 2.13, possui três componentes: uma câmara pequena a pressão  $p_1$  onde o transdutor a ser calibrado é colocado; uma câmara grande a pressão  $p_2$ , e uma válvula que separa e ao mesmo tempo faz a conectividade das duas câmaras, criando uma abertura rápida e controlada.

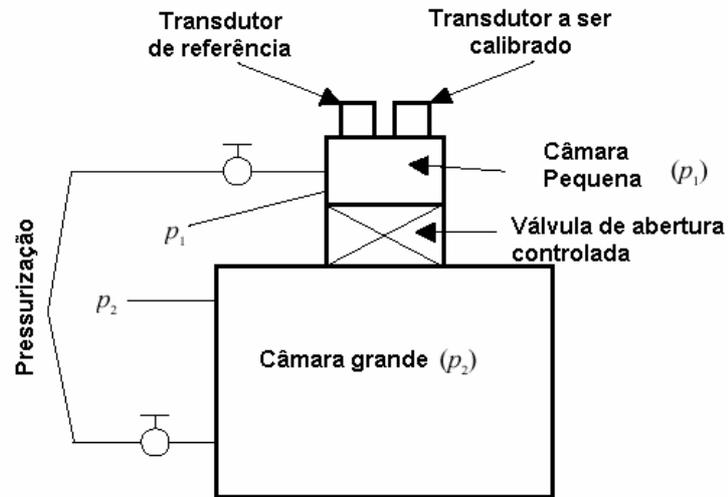


Figura 2.13 Esquema (Jan Hjelmgren, 2002) do dispositivo de abertura rápida da ENSAM.

Quando o dispositivo é aberto, o transdutor na câmara pequena é submetido a uma pressão degrau de magnitude  $p_2 - p_1$ . Porque  $p_2$  pode ser menor ou maior que  $p_1$  a excitação degrau pode ser positiva ou negativa.

Uma vantagem do dispositivo de abertura rápida, se comparado com o tubo à choque, é que a magnitude da pressão pode ser mantida durante um tempo arbitrário. Isto significa que este dispositivo pode ser usado para a calibração estática, pois em baixas frequências (ainda no domínio estático) podem ser feitas algumas medidas. Os limites em alta frequência dependem (Damion, 1993/94), principalmente, do sistema de abertura e do volume da câmara pequena. Como um exemplo, o dispositivo de abertura rápida da ENSAM tem um alcance de pressão de até 20MPa e tempo de subida ajustável entre 0,1 ms e 4 ms. Jan Hjelmgren, (2002) afirma que o dispositivo de abertura rápida pode ser usado em calibrações dinâmicas em frequências de até 10KHZ.

Jan Hjelmgren (2002) usou o dispositivo de abertura rápida em meio líquido obtendo um tempo de subida da pressão de 10 ms. A incerteza na calibração foi estimada entre 5 a 7%.

Uma das técnicas mais simples de se conseguir uma força não periódica para um transdutor de pressão é deixar cair um peso atingindo o transdutor de pressão diretamente ou, através de um pistão e um meio líquido.

Muitos pesquisadores têm reconhecido que a pressão alcançada não pode ser determinada precisamente e que é necessário um transdutor de referência. Se o peso for deixado cair diretamente sobre o transdutor de pressão a resposta pode não ter a mesma

distribuição de pressão sobre todo o diafragma do transdutor de pressão (Jan Hielmgren, 2002). Desse modo, é aconselhável que a força seja transmitida através de um meio líquido. Na Figura 2.14 o transdutor a ser calibrado nesse aparelho é montado em um dos lados da parede do cilindro e o transdutor de referência montado simetricamente em relação ao eixo vertical que passa pelo centro do aparelho. O cilindro é preenchido com um fluido incompressível (glicerina). O peso é então deixado cair sobre o pistão e o resultado do pulso de pressão se assemelha a uma onda de meio seno com um tempo de subida na ordem de milisegundos (Bean, 1993/94).

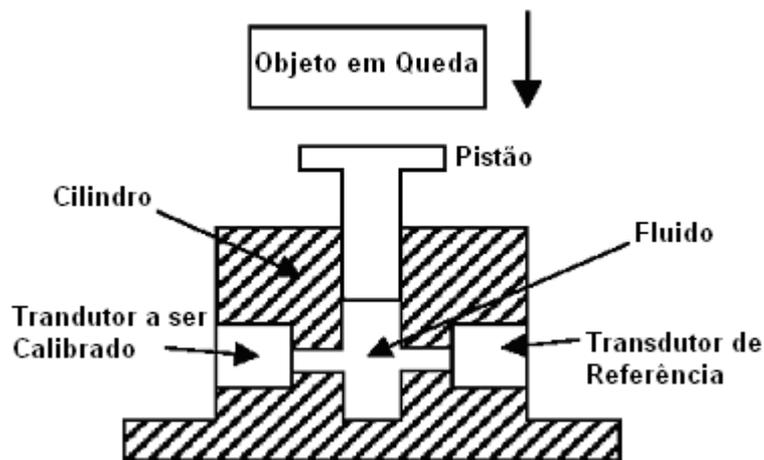


Figura 2.14 Desenho esquemático do método de deixar cair um peso para calibrar dinamicamente transdutores de pressão (Bean, 1993/94).

Um gerador de pressão tipicamente transitório é o gerador por explosão controlada, mostrado na Figura 2.15. Alguns pesquisadores têm sugerido o gerador de explosão controlada como um gerador de pressão para a calibração de sensores de pressão usados para medir cargas impulsivas que podem, ou não se originarem de explosões.

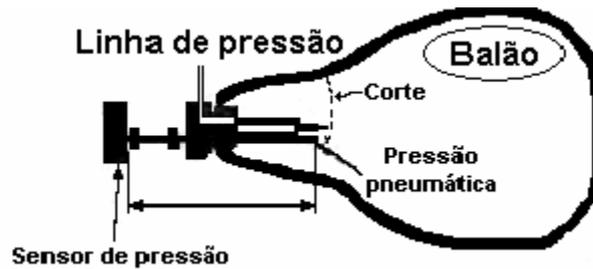


Figura 2.15 Calibração dinâmica (Jan Hjelmgren, 2002) de um transdutor de pressão usando um aparelho de balão de explosão controlada e um transdutor de referência de resposta rápida.

Jan Hjelmgren (2002) descreveu, brevemente, alguns experimentos com explosões em compartimentos fechados destinados à calibração de sensores de pressão. A magnitude da pressão foi controlada pela variação do volume da câmara. Foi relatado um tempo de subida de 300  $\mu$ s. Bean (1993/94) reconhece que para as variações nas pressões geradas por explosivos é necessário o uso de transdutores de referência. Ele conclui que é mais provável que estes aparelhos sejam usados em laboratórios militares do que em laboratórios de metrologia nacional.

## 2.5. Dispositivo proposto

Neste trabalho desenvolveu-se um sistema de calibração estática e dinâmica que apresenta características que o tornam compacto, simples de operar e permite a realização de ensaios estáticos e dinâmicos, sem qualquer modificação estrutural. Podendo identificar dessa forma os parâmetros do transdutor de pressão.

Buscou-se atender simultaneamente as exigências dos procedimentos de calibração estática e dinâmica. Como visto nos itens anteriores, os dispositivos de calibração dinâmica exigem um transdutor padrão para servir como referência.

O sistema de calibração proposto é constituído, estruturalmente, de um vaso de pressão vertical, composto de um tubo rígido completamente cheio de líquido, fechado em ambas as extremidades por membranas circulares flexíveis. Uma das membranas é usada para medir a pressão (membrana de referência ou sensora) enquanto a outra gera a pressão estática ou dinâmica no fluido interno, através da aplicação de excitações estáticas ou dinâmicas no seu centro.

Ao lado da membrana de referência é fixado o transdutor de pressão a ser calibrado. Cada uma das peças descritas acima pode ser vista, separadamente, na Figura 2.16.

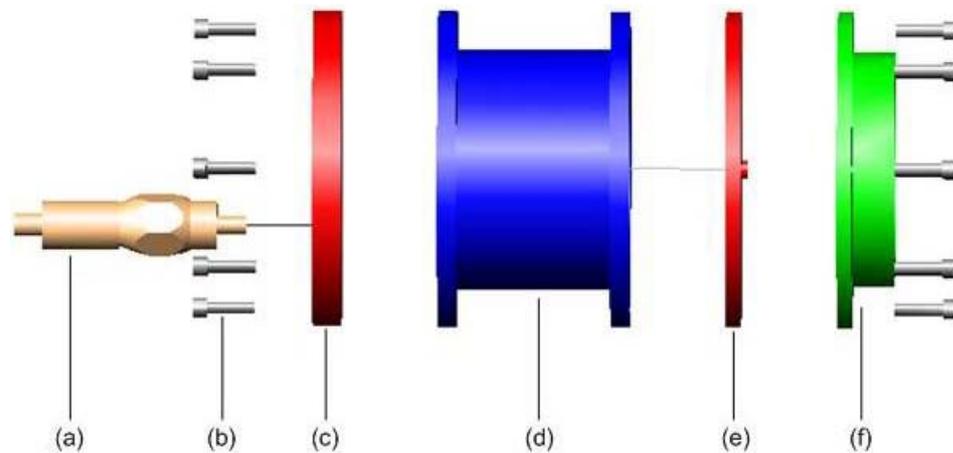


Figura 2.16 Esboço do sistema de calibração proposto. Sendo: (a) Transdutor de pressão a ser calibrado; (b) Parafusos de fixação; (c) Membrana superior; (d) Tubo rígido; (e) Membrana inferior; (f) Dispositivo de fixação do calibrador.

O dispositivo montado pode ser visto no desenho em corte da Figura 2.17, e as dimensões geométricas deste protótipo serão apresentadas na Tabela 5.1, do Capítulo 5.

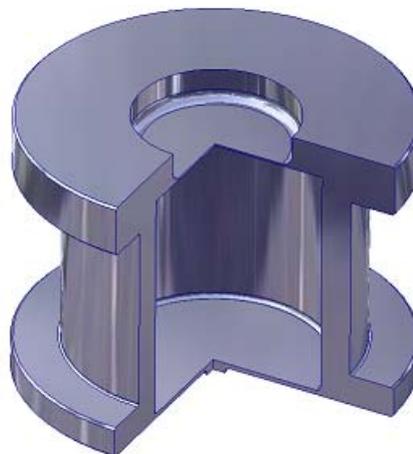


Figura 2.17 Desenho em corte do protótipo do calibrador.

Um modelo computacional foi desenvolvido para identificar as características estáticas e dinâmicas do dispositivo por meio de simulações numéricas. Foram realizados ensaios experimentais com o protótipo para validar os resultados obtidos nas simulações do modelo computacional.

# Capítulo 3

## Fundamentos de interação Fluido - Estrutura

O calibrador dinâmico de sensores de pressão, objeto deste trabalho, constitui um sistema no qual um fluido é confinado no interior de uma estrutura elástica. Um resumo dos fundamentos teóricos utilizados para a formulação do problema da interação entre o fluido e a estrutura são apresentados a seguir.

O sistema genérico, representado na Figura 3.1, é constituído por uma estrutura elástica  $\Omega_S$  em contato com um fluido externo  $\Omega_F^e$  e contém um fluido interno  $\Omega_F^i$ . Quando a estrutura vibra na presença do fluido, existe uma interação entre as ondas elásticas na estrutura  $\Omega_S$  e as ondas acústicas do fluido  $\Omega_F$ . Nestas condições, a interação elásto-acústica é determinada pela solução simultânea das equações dinâmicas, válidas em cada domínio, e pela transferência das grandezas físicas: deslocamentos, velocidades e pressões existentes na interface entre os domínios.

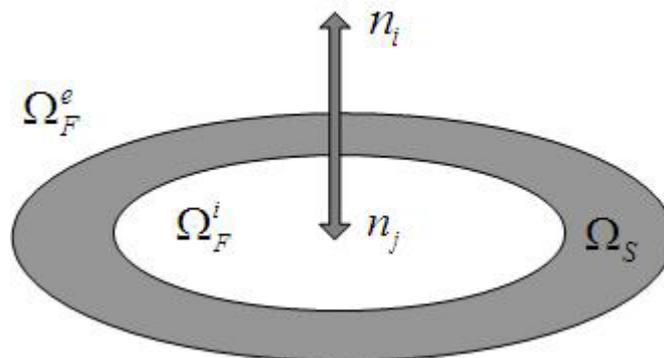


Figura 3.1 Estrutura  $\Omega_S$  com um fluido externo  $\Omega_F^e$  e contendo um fluido interno

$$\Omega_F^i.$$

O problema é formulado escrevendo as equações da elasticidade no domínio da estrutura,  $\Omega_S$ , e as equações da mecânica dos fluidos nos domínios  $\Omega_F^e$  e  $\Omega_F^i$ . As equações do movimento dos dois meios serão postas e as condições limites da mecânica e da acústica serão mostradas. O problema da interação é então apresentado definindo as condições de interação sobre a interface fluido-estrutura. Na maioria dos problemas estudados as equações

do sistema não têm solução analítica, fato que exige sua discretização. Entre os procedimentos viáveis para a solução destacam-se o método das diferenças finitas e o método dos elementos finitos.

Com a discretização das equações ou dos domínios, o modelo matemático do sistema passa a ser representado por um conjunto de equações diferenciais, expressas na forma matricial.

Considerando que o fluido interno é um líquido que tem densidade e viscosidade muito maiores que as do fluido externo, considerado como um gás, o problema pode ser simplificado, considerando apenas a interação entre a estrutura e o fluido interno.

Neste capítulo são apresentados, em resumo, os princípios básicos que orientam a formulação dos modelos matemáticos e os correspondentes modelos de elementos finitos associados aos problemas de dinâmica estrutural, da mecânica dos fluidos e da interação fluido estrutura.

### **3.1. Equações para o Sistema Estrutural**

O comportamento dinâmico de uma estrutura é governado pelas equações da teoria da elasticidade. Os modelos matemáticos constituem equações diferenciais parciais, submetidas a condições de contorno e a esforços externos. Apenas nos casos em que a geometria do sistema é simples, e ainda quando os materiais constituintes têm propriedades físicas lineares, estas equações admitem soluções analíticas exatas ou aproximadas. Na maioria dos problemas de engenharia é necessário discretizar o modelo matemático do sistema, para que seja viável a obtenção de uma solução.

Uma das técnicas mais difundidas atualmente é o método dos elementos finitos (Huebner, K. H e Thornton E. A, 1982). Neste caso a estrutura é subdividida em um conjunto de elementos interconectados, delimitados por arestas que se interceptam em nós. De modo geral, nestes nós são definidas as incógnitas que representam a solução do problema, em termos de um campo de deslocamentos e de esforços de ligação. A quantidade de incógnitas atribuída aos nós do elemento define o número de graus de liberdade do sistema.

Em um problema de natureza estática busca-se o cálculo dos deslocamentos, deformações e tensões mecânicas distribuídas na estrutura, em função dos esforços externos e das condições de contorno impostas. Em uma análise dinâmica, além das grandezas do caso estático, pode-se determinar as frequências naturais e as respostas a diferentes tipos de excitação (harmônica, impulsiva ou aleatória).

Os princípios variacionais: da mínima energia de potencial, da energia complementar, o de Reissner, ou Hamilton, são utilizados para formular as equações válidas em cada um dos

elementos que constituem o modelo. No primeiro método deve-se assumir uma forma para o campo de deslocamentos no interior do elemento, o que é feito pela escolha de funções de interpolação com requisitos especiais. Conseqüentemente, as equações de cada elemento podem ser expressas matricialmente. A montagem ou associação de todos os elementos fornece o sistema de equações para o domínio discretizado.

Para um sistema estrutural, discretizado com vários graus de liberdade, o modelo matemático associado ao sistema físico é representado pela equação matricial seguinte:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3.1)$$

Onde:

$[M]$  = Matriz de massa estrutural;

$[C]$  = Matriz de amortecimento viscoso;

$[K]$  = Matriz de rigidez estrutural;

$\{F\}$  = Vetor de esforços aplicados à estrutura.

$\{\ddot{u}\}$ ,  $\{\dot{u}\}$ ,  $\{u\}$  = Vetores de aceleração, velocidade e deslocamentos associados aos graus de liberdade do modelo físico.

Quando a Equação (3.1) fornece a solução do problema para o caso estático,  $\{\ddot{u}\}$  e  $\{\dot{u}\}$  são considerados nulos.

Para o caso dinâmico, as frequências naturais do sistema linear são calculadas por um método numérico de extração dos auto-valores e dos auto-vetores, fazendo o vetor  $\{F\}$  identicamente nulo. Um método viável para sistemas com amortecimento geral é o QR, (Press W. H et all, 1997), que se aplica à equação (3.1), reescrita na forma de estado:

Utilizando a base modal do sistema na forma de estado, as respostas aos diferentes tipos de excitação podem ser calculadas. Caso a excitação seja uma entrada impulsiva, requer-se um método de integração numérica no domínio do tempo, para determinar a resposta transiente do sistema. Os algoritmos de integração mais utilizados são o de Newmark e o de Runge-Kutta (Press W. H et all, 1997).

A interação entre o fluido e a estrutura pode ser incluída no vetor  $\{F\}$  pela transferência das pressões que o fluido produz na interface com a estrutura.

### 3.2. Equações da Propagação de Ondas Acústicas no Fluido

O comportamento geral de um domínio contínuo com fluido é governado pelas leis da conservação de massa, de quantidade de movimento e da energia. A consideração de uma equação de estado e uma outra para a viscosidade do fluido são necessárias para representar as relações entre a pressão, a temperatura, a densidade e a viscosidade, independente do fato do fluido estar estático ou se movendo.

Enquanto a formulação integral das leis de conservação fornece uma representação global do comportamento do fluido interagindo com as fronteiras do domínio, a representação diferencial fornece relações válidas em todos os pontos do fluxo de fluido e permite analisar detalhes refinados do comportamento fluxo.

A equação diferencial da continuidade é obtida pelo balanço de massa realizado em um volume diferencial de controle, sendo expresso por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

onde:

$V_x$ ,  $V_y$  e  $V_z$  = componentes do vetor velocidade nas direções x, y e z.

$\rho$  = densidade;

$x$ ,  $y$  e  $z$  = coordenadas cartesianas globais;

$t$  = tempo.

Considerando o volume diferencial como uma partícula de fluido, e somando as forças atuantes sobre ela, resulta a equação diferencial que representa a quantidade de movimento na forma conservativa.

A forma expressa pela Equação (3.3) inclui a relação entre a pressão no fluido e as tensões normais que agem sobre as faces do volume de fluido.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_x)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_x)}{\partial z} &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + R_x + \\
&+ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_e \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_e \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) + T_x \\
\frac{\partial \rho V_y}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_y)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_y)}{\partial z} &= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + R_y + \\
&+ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_e \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_e \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) + T_y \\
\frac{\partial \rho V_z}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_z)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_z)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_z)}{\partial z} &= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + R_z + \\
&+ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_e \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + T_z
\end{aligned} \tag{3.3}$$

onde:

$g_x$ ,  $g_y$  e  $g_z$  = componentes da aceleração devido a gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$\rho$  = densidade [Kg/m<sup>3</sup>];

$\mu_e$  = viscosidade efetiva;

$R_x$ ,  $R_y$  e  $R_z$  = resistência distribuída [N/m<sup>3</sup>];

$T_x$ ,  $T_y$  e  $T_z$  = termos por perda viscosa (tensões cisalhantes) [N/m<sup>3</sup>].

A determinação das distribuições de velocidade e de pressão para um tipo particular de fluxo de fluido, a partir das equações acima, requer que as componentes do tensor tensão em termos das derivadas da velocidade e das propriedades do fluido sejam predefinidas. A título de exemplo, para um fluido newtoniano, pode-se utilizar as leis de Stokes para a deformação.

Para um caso laminar a viscosidade efetiva é meramente a viscosidade dinâmica. Os termos  $R_x$ ,  $R_y$  e  $R_z$  representam qualquer termo fonte que se deseje adicionar. Os termos  $T_x$ ,  $T_y$  e  $T_z$  representam a perda viscosa que, em fluidos incompressíveis podem ser desprezados.

Quando se deseja analisar um fluxo não isotérmico, onde existe dependência da viscosidade com a temperatura, as Equações (3.2) e (3.3) são acopladas com a equação da energia térmica. Esta equação não é apresentada aqui, porém pode ser encontrada em Huebner K. H, (1982).

Para completar a formulação do problema, deve-se utilizar as três expressões da Equação (3.4), que representam a dependência da densidade, da energia interna e da viscosidade em função da pressão e da temperatura.

$$\begin{aligned}\rho &= \rho(P, T) \\ e &= e(P, T) \\ \mu &= \mu(P, T)\end{aligned}\tag{3.4}$$

A solução do problema geral envolve a determinação de oito variáveis e pode ser resumida nas seguintes etapas: (a) - dadas as condições geométricas nas fronteiras do domínio fluido; (b) - definidas as propriedades físicas do fluido; (c) - aplica-se as Equações (3.2) e (3.4), submetidas a um conjunto completo de condições de contorno e de condições iniciais; (d) resultam os campos de velocidade, pressão, temperatura, densidade, energia interna e viscosidade.

Caso a viscosidade, a densidade e a energia interna sejam consideradas invariantes no domínio fluido e também no tempo, o problema tem o número de equações e de incógnitas reduzido para cinco. Neste caso as equações básicas a serem resolvidas são a da conservação da massa e as três equações da quantidade de movimento.

Para situações em que o fluxo é turbulento, ou situações em que as fronteiras são móveis, aumentam a complexidade do problema dificultando a solução. Mesmo nos casos em que o fluxo é laminar, a solução do conjunto completo de equações é difícil de ser obtida.

Para o problema do calibrador dinâmico, o fluido interno é confinado no interior da estrutura. A parte tubular é praticamente rígida e as membranas superior e inferior são comparativamente flexíveis, porém seus deslocamentos são pequenos.

Neste caso, a Equação (3.3) e a Equação (3.2) podem ser simplificadas para representar as equações de propagação de ondas acústicas no fluido, usando as seguintes hipóteses adicionais:

- O fluido interno é compressível;
- O fluido interno não tem dissipação viscosa;
- O fluxo médio do fluido é nulo.
- A pressão e a densidade média são uniformes no domínio fluido.

Logo, a equação que representa a propagação de ondas acústicas resulta:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0\tag{3.5}$$

onde:

$c$  = Velocidade do som  $\sqrt{K/\rho_0}$  no meio fluídico;

$\rho_0$  = densidade do fluído;

$K$  = módulo de Bulk do fluido;

$P$  = pressão acústica ( $P(x, y, z, t)$ );

$t$  = tempo.

Como a dissipação viscosa foi desprezada, a Equação (3.5) representa a equação da onda sem perdas no meio fluido. Esta simplificação reduz drasticamente o número de incógnitas do problema, sendo adequada para estudar o comportamento do sistema sob excitações aplicadas na membrana inferior.

Para a pressão variando harmonicamente, segundo a Equação (3.5), a equação da onda torna-se independente do tempo, assumindo a forma dada na Equação (3.6), conhecida como a equação de Helmholtz.

$$P = \bar{P}e^{j\omega t} \quad (3.6)$$

onde:

$\bar{P}$  = amplitude da pressão;

$j = \sqrt{-1}$ ;

$\omega = 2\pi f$ , sendo  $f$  = frequência da oscilação da pressão (Hz).

$$\frac{\omega^2}{c^2} \bar{P} + \nabla^2 \bar{P} = 0 \quad (3.7)$$

Embora a Equação (3.6) seja simples, sua solução depende da geometria do meio e, no presente caso, da interação entre a estrutura e o fluido.

Para a discretização da equação da onda sem perda, as seguintes operações matriciais são introduzidas:

$$\nabla \cdot ( ) = \{L\}^T = \left[ \frac{\partial}{\partial x} \quad \frac{\partial}{\partial y} \quad \frac{\partial}{\partial z} \right] \quad e \quad \nabla ( ) = \{L\} \quad (3.8)$$

Logo a Equação (3.5) pode ser reescrita:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla \cdot \nabla P = 0 \quad (3.9)$$

Usando as notações dadas nas Equações (3.8), e (3.9), e escrevendo em formato matricial, resulta:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\} P) = 0 \quad (3.10)$$

As matrizes de um elemento do fluido são obtidas da equação de discretização da onda dada pela Equação (3.10) usando o procedimento de Galerkin. Multiplicando a Equação (3.10) por uma variação virtual da pressão  $\delta P$  e integrando sobre o domínio  $vol$  e considerando  $S$  a superfície da fronteira, onde é aplicada a derivada da pressão normal à superfície, como uma condição de contorno natural, resulta:

$$\int_{vol} \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) + \int_{vol} (\{L\}^T \delta P) (\{L\} P) d(vol) = \int_S \{n\}^T \delta P (\{L\} P) dS \quad (3.11)$$

Onde:

$vol$  = Volume do domínio;

$\delta P$  = mudança virtual na pressão ( $\delta P(x, y, z, t)$ );

$S$  = superfície do contorno

$\{n\}$  = unidade da normal na superfície  $S$ .

Nos problemas de interação fluido-estrutura, a superfície  $S$  é tratada como sendo a interface. Para as hipóteses adotadas, as equações de quantidade de movimento do fluido produzem a seguinte relação entre o gradiente da pressão fluido e a aceleração na direção da normal à interface ( $S$ ):

$$\{n\} \cdot \{\nabla P\} = -\rho_0 \{n\} \cdot \frac{\partial^2 \{u\}}{\partial t^2} \quad (3.12)$$

onde:

$\{u\}$  = vetor deslocamento da estrutura na interface;

Em notação matricial, a Equação (3.12) é dada por:

$$\{n\}^T (\{L\} P) = -\rho_0 \{n\}^T \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} \right) \quad (3.13)$$

Após substituir a Equação (3.13) na Equação (3.11), resulta:

$$\int_{vol} \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) + \int_{vol} (\{L\}^T \delta P) (\{L\} P) d(vol) = - \int_S \rho_0 \delta P \{n\}^T \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} \right) dS \quad (3.14)$$

A Equação (3.14) contém a pressão do fluido  $P$  e as componentes do deslocamento estrutural  $u_x$ ,  $u_y$  e  $u_z$  na interface, que devem ser determinados no processo de solução.

O método dos elementos finitos pode ser utilizado para discretizar o domínio fluido, subdividindo-o em elementos. Funções de forma adequadas podem ser adotadas para representar estas variáveis no interior dos elementos a partir dos valores nos nós, como mostrado nas Equações (3.15) e (3.16). Neste aspecto, o problema de geração das matrizes dos elementos e sua associação para a construção do modelo, é idêntico ao discutido para o caso estrutural, sendo, para os componentes de pressão e deslocamento, dadas por:

$$P = \{N\}^T \{P_e\} \quad (3.15)$$

$$u = \{N'\}^T \{u_e\} \quad (3.16)$$

Onde:

$\{N\}$  = função de forma do elemento para a pressão;

$\{N'\}$  = função de forma do elemento para os deslocamentos;

$\{P_e\}$  = vetor de pressão nodal;

$\{u_e\} = \{u_{xe}\}, \{u_{ye}\}, \{u_{ze}\}$  = vetores das componentes dos deslocamentos nodais.

Nas equações (3.15) e (3.16) as derivadas de segunda ordem das variáveis e a variação virtual na pressão resultam:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \{N\}^T \{\ddot{P}_e\} \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial^2 \{u\}}{\partial t^2} = \{N'\}^T \{\ddot{u}_e\} \quad (3.18)$$

$$\delta P = \{N\}^T \{\delta P_e\} \quad (3.19)$$

Aplicando o operador matricial  $\{L\}$  na função de forma do elemento  $\{N\}$  tem-se:

$$[B] = \{L\} \{N\}^T \quad (3.20)$$

Substituindo as Equações (3.15) e (3.20) na Equação (3.14) resulta:

$$\begin{aligned} & \int_{vol} \frac{1}{c^2} \{\delta P_e\}^T \{N\} \{N\}^T d(vol) \{\ddot{P}_e\} + \int_{vol} \{\delta P_e\}^T [B]^T d(vol) \{P_e\} + \\ & + \int_S \rho_0 \{\delta P_e\}^T \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T d(S) \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Considerando que  $\{\delta P_e\}$  é uma variação virtual arbitrária da pressão nodal, e que  $c$  e  $\rho_0$  são invariantes no volume e na interface, e como  $\{\delta P_e\}$  não é igual a zero, a Equação (3.21) se torna:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{c^2} \int_{vol} \{N\} \{N\}^T d(vol) \{\ddot{P}_e\} + \int_{vol} [B]^T [B] d(vol) \{P_e\} + \\ & + \rho_0 \int_S \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T d(S) \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \end{aligned} \quad (3.22)$$

A Equação (3.22) pode ser escrita em notação matricial para obter a equação da onda no domínio fluido:

$$[M_e^P] \{\ddot{P}_e\} + [K_e^P] \{P_e\} + \rho_0 [R_e]^T \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \quad (3.23)$$

onde:

$$[M_e^P] = \frac{1}{c^2} \int_{vol} \{N\} \{N\}^T d(vol) = \text{matriz de massa do elemento de fluido};$$

$$[K_e^P] = \int_{vol} [B]^T [B] d(vol) = \text{matriz de rigidez do elemento de fluido};$$

$$\rho_0 [R_e] = \rho_0 \int_S \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T d(S) = \text{matriz de massa do acoplamento na interface.}$$

### 3.3. Absorção da Onda de Pressão Acústica

Para considerar a dissipação de energia devido o amortecimento, apenas no contorno do domínio do fluido, um termo, caracterizado pela impedância característica da interface ( $r$ ), pode ser adicionado na Equação (3.5), resultando:

$$\begin{aligned} \int_{vol} \delta P \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) - \int_{vol} (\delta P \{L\}^T) (\{L\} P) d(vol) + \\ + \int_S \delta P \left( \frac{r}{\rho_0 c} \right) \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} d(S) = 0 \end{aligned} \quad (3.24)$$

Esta formulação permite desconsiderar a dissipação no contorno fazendo o valor de  $r$  igual a zero.

Como a dissipação ocorre somente na superfície de contorno  $S$ , o termo dissipativo da Equação (3.24) é integrado sobre  $S$ , resultando:

$$D = \int_S \delta P \left( \frac{r}{\rho_0 c} \right) \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} d(S) \quad (3.25)$$

Utilizando as funções de forma definidas para o elemento finito, têm-se:

$$D = \int_S \{ \delta P_e \}^T \{ N \} \left( \frac{r}{\rho_0 c} \right) \frac{1}{c} \{ N \}^T d(S) \left\{ \frac{\partial P_e}{\partial t} \right\} \quad (3.26)$$

Definindo um coeficiente de absorção no contorno  $\beta = \frac{r}{\rho_0 c}$ ; representando a derivada da pressão no elemento por  $\{ \dot{P}_e \} = \left\{ \frac{\partial P_e}{\partial t} \right\}$ ; considerando que  $\frac{\beta}{c}$  é constante, e que  $\{ \delta P_e \}$  é

arbitrário, pode-se removê-los da intergral, e a Equação (3.26) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$D = \{\delta P_e\}^T \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T d(S) \{\dot{P}_e\} \quad (3.27)$$

O termo dissipativo, dado pela Equação (3.27), é adicionado a Equação (3.21) para se levar em consideração a energia dissipada por absorção na superfície do contorno.

$$[C_e^P] \{\dot{P}_e\} = \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T d(S) \{\dot{P}_e\} \quad (3.28)$$

Onde:

$$[C_e^P] = \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T d(S) = \text{matriz de amortecimento na interface do fluido};$$

Finalmente, combinando a Equação (3.23) com a Equação (3.28) a equação da propagação da onda para o elemento de fluido incluindo a perda na interface é dada por:

$$[M_e^P] \{\ddot{P}_e\} + [C_e^P] \{\dot{P}_e\} + [K_e^P] \{P_e\} + \rho_0 [R_e]^T \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \quad (3.29)$$

### 3.4. Acoplamento Fluido - Estrutura

Para descrever a interação entre o fluido e a estrutura, a força  $\{F_e^{\text{Pr}}\}$ , produzida pela pressão do fluido agindo na interface, é adicionada no lado direito da Equação (3.1). Assim, a equação do domínio estrutural é reescrita como:

$$[M_e] \{\ddot{u}_e\} + [C_e] \{\dot{u}_e\} + [K_e] \{u_e\} = \{F_e\} + \{F_e^{\text{Pr}}\} \quad (3.30)$$

O vetor força devido a pressão do fluido  $\{F_e^{\text{Pr}}\}$  na interface  $S$  é obtido pela integração da pressão sobre a área da superfície:

$$\{F_e^{\text{Pr}}\} = \int_S \{N^i\} P \{n\} d(S) \quad (3.31)$$

Substituindo a função de aproximação de elementos finitos para a pressão dada pela Equação (3.15) na Equação (3.22), têm-se:

$$\{F_e^{Pr}\} = \int_S \{N'\} \{N\}^T \{n\} d(S) \{P_e\} \quad (3.32)$$

Comparando a integral na Equação (3.32) com a definição da matriz  $\rho_0 [R_e]^T$  na Equação (3.23) fica claro que:

$$\{F_e^{Pr}\} = [R_e] \{P_e\} \quad (3.33)$$

onde:

$$[R_e]^T = \int_S \{N'\} \{N\}^T \{n\} d(S)$$

A substituição da Equação (3.33) na Equação (3.30) resulta na equação dinâmica dos elementos finitos da estrutura:

$$[M_e] \{\ddot{u}_e\} + [C_e] \{\dot{u}_e\} + [K_e] \{u_e\} - [R_e] \{P_e\} = \{F_e\} \quad (3.34)$$

Combinando as Equações (3.29) e (3.34) resulta o sistema de equações que descrevem simultaneamente os fenômenos físicos nos dois domínios.

$$\begin{bmatrix} [M_e] & [0] \\ [M^{fs}] & [M_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_e\} \\ \{\ddot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_e] & [0] \\ [0] & [C_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_e\} \\ \{\dot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_e] & [K^{fs}] \\ [0] & [K_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3.35)$$

onde:  $[M^{fs}] = \rho_0 [R_e]^T$  e  $[K^{fs}] = -[R_e]$ , representam o acoplamento entre as variáveis pressão no fluido e deslocamentos na interface.

Após a associação dos elementos resulta a equação do sistema completo, que tem forma idêntica a Equação (3.35). Neste caso, a notação com o índice  $e$  desaparece e os vetores do estado  $\{u_e \ P_e\}^T$  e suas derivadas em relação ao tempo são substituídos pelos vetores  $\{u \ P\}^T$  e suas derivadas, que agora representam as incógnitas em todos os nós do modelo completo. Analogamente, o vetor dos esforços externos contém todas as forças atuantes sobre os nós do modelo completo.

### 3.5. Métodos de Análise do Comportamento do sistema

As simulações computacionais realizadas com o modelo descrito pela Equação (3.35) podem ser classificadas em duas categorias, objetivando a análise do comportamento estático ou dinâmico do sistema.

Para uma análise estática, na Equação (3.35), as derivadas do vetor de estado  $\{u \ P\}^T$  são consideradas nulas e a resposta do sistema é calculada para valores das esforços externos, constantes no tempo.

Na análise do comportamento dinâmico há interesse do cálculo das respostas a esforços que variam com o tempo. Nestes casos, a Equação (3.35) mantém todas suas parcelas. Para excitações de formato genérico, esta equação só pode ser resolvida numericamente. O método de integração de Newmark tem sido largamente utilizado para resolver o problema Zienkiewicz (1977). As respostas calculadas por este procedimento são gerais (transiente mais permanente) e fornecem a evolução temporal dos deslocamentos e pressões nos domínios do fluido e da estrutura.

Quando as excitações têm a forma de funções harmônicas, a solução da Equação (3.35) pode ser obtida com menor dificuldade, caso seja válida a hipótese que as respostas também serão harmônicas com a mesma frequência da excitação. Conseqüentemente, as equações diferenciais são transformadas em equações algébricas, cuja solução fornece as amplitudes e as fases dos deslocamentos e das pressões.

A determinação das frequências naturais do sistema livre pode ser feita a partir da Equação (3.35), anulando o termo do lado esquerdo da igualdade, constituindo um problema clássico de autovalores. Como as matrizes do sistema são assimétricas a extração dos autovalores e dos auto vetores é possível, utilizando, por exemplo, o método QR (Press W H et all, 1997). Este tipo de análise é conhecido com análise modal e apenas tem validade para sistemas lineares.

No próximo capítulo será apresentado o modelo de elementos finitos do calibrador e a determinação de seu comportamento estático e dinâmico.

# Capítulo 4

## Modelo Computacional do Calibrador Dinâmico

Neste capítulo é apresentada a modelagem computacional do sistema de calibração dinâmico, discretizado pela técnica dos elementos finitos. Em seguida, apresentam-se resultados preliminares de simulação de alguns fenômenos físicos associados ao comportamento do sistema.

A principal motivação para o uso de um modelo computacional deve-se à complexidade dos modelos físicos, e a conseqüente impossibilidade de se obter soluções analíticas para os modelos matemáticos, e para resolver o problema prático de engenharia. A fim de preservar a complexidade geométrica do modelo, aplicam-se técnicas capazes de fornecer soluções numéricas aproximadas de sistemas modelados por equações diferenciais, que é o caso do método dos elementos finitos (MEF).

Em todo problema formulado em domínios contínuos, as incógnitas do problema podem assumir valores independentes em cada ponto do domínio. Conseqüentemente, o problema tem número infinito de incógnitas, sendo caracterizado como um problema infinito-dimensional. O MEF é, essencialmente, um processo de discretização que visa transformar um problema infinito-dimensional em um problema finito-dimensional, com um número finito de incógnitas. O método consiste em dividir o domínio sobre o qual o problema é estudado em várias regiões interconectadas, denominadas elementos. Cada elemento dispõe de um certo número de pontos (interiores e/ou limítrofes), denominados nós ou pontos nodais. O conjunto de elementos utilizados na discretização é denominado malha.

Uma vez definidos os elementos e seus respectivos nós, no interior de cada elemento são admitidas soluções aproximadas para as incógnitas, expressas como funções arbitrárias dos valores assumidos nos nós. Estas funções são denominadas funções de forma. As incógnitas do problema, denominadas graus de liberdade (g.d.l.), passam a ser os valores das incógnitas nos nós, sendo o número destas incógnitas o número de graus de liberdade do modelo.

Portanto, para representar os fenômenos físicos que ocorrem na realidade, sem ter a necessidade de construir um protótipo, e ensaiá-lo a cada alteração do projeto, constroem-se modelos de elementos finitos para obter as soluções aproximadas das equações diferenciais que regem o problema físico do sistema então projetado.

Para o projeto proposto construiu-se um modelo computacional em elementos finitos do sistema do calibrador de pressão dinâmica e através das simulações computacionais são calculadas as respostas que caracterizam o comportamento dinâmico do sistema.

Foram estabelecidas algumas etapas na análise do modelo computacional, num modo crescente de complexidade. Primeiro foi feito uma análise estática, em seguida uma análise dinâmica sem incluir o fluido interno, e finalmente uma análise dinâmica com fluido interno. Neste último caso o problema da interação fluido-estrutura foi abordado.

O diagrama esquemático das análises numéricas do modelo computacional pode ser visto na Figura 4.1.

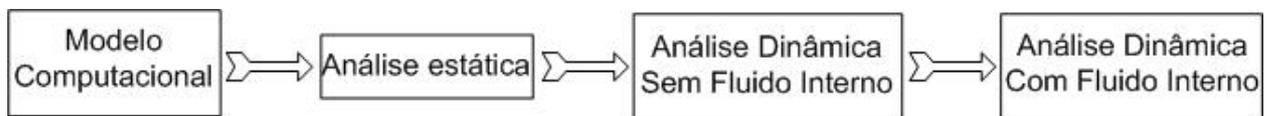


Figura 4.1 Diagrama esquemático das etapas das análises numéricas do modelo computacional.

Para obter a solução numérica do problema físico do modelo computacional do calibrador proposto, utilizou-se o programa comercial de elementos finitos ANSYS<sup>®</sup>. O modelo computacional foi dividido em duas etapas de construção.

Na primeira etapa, desenvolveu-se o modelo estrutural para análise estática e dinâmica do calibrador, ou seja, o modelo da estrutura que serviu para as análises numéricas, exceto para a análise com fluido interno. Os resultados desta etapa permitiram realizar a verificação da capacidade estática de carga do dispositivo, e também promover o ajuste dos parâmetros geométricos e físicos do modelo, a partir da comparação feita com ensaios experimentais.

Na segunda etapa do estudo, incluiu-se o fluido no interior da estrutura e foram consideradas suas interações, calculando-se as respostas estática e dinâmica do dispositivo. Estes resultados foram comparados com aqueles dos ensaios experimentais objetivando a validação do modelo computacional proposto. Cada um dos modelos desenvolvidos são detalhados a seguir.

#### 4.1 Modelo Estrutural

O programa de simulação utilizado neste trabalho, o ANSYS<sup>®</sup>, possui três etapas de execução. A primeira é a de pré-processamento que consiste na construção do modelo geométrico e sua discretização, na escolha do tipo de elemento, na atribuição de propriedades físicas dos materiais e na imposição das condições de contorno. Na segunda etapa, o sistema

de equações é resolvido, fornecendo as soluções associadas aos graus de liberdade e a outras variáveis dependentes, fornecendo assim os dados necessários para a análise das respostas físicas. A terceira etapa, que é a de pós-processamento, possibilita uma visualização, em forma de gráficos e de figuras, dos resultados numéricos do modelo.

A malha do modelo estrutural foi refinada nas regiões das membranas, pois, como sabido, estas partes do calibrador têm pequenas espessuras e estão sujeitas a maiores deslocamentos, deformações e tensões mecânicas. Adicionalmente, numa delas é imposta a excitação (força), seja ela estática ou dinâmica, e na outra, mede-se a resposta à excitação aplicada.

Tendo em vista a geometria especial do calibrador, seu modelo estrutural pode ser considerado axissimétrico. Os elementos axissimétricos são utilizados para a discretização de problemas tridimensionais caracterizados pela existência de simetria geométrica e de carregamento em relação a um dado eixo. Neste caso, o problema tridimensional pode ser formulado como um problema bidimensional, diminuindo o número de graus de liberdade e, sobretudo o tempo de simulação, se comparado ao modelo tridimensional completo. O elemento estrutural axissimétrico utilizado no modelo deste trabalho foi o PLANE42, que além de permitir análise de comportamento elástico, pode ser acoplado com elementos que descrevem o comportamento do fluido interno. A opção de axissimetria do elemento é ativada fazendo a opção três do elemento igual a um ( $KEYOPT(3) = 1$ ).

Este elemento é adequado para a modelagem de estruturas sólidas bidimensionais. O elemento pode ser usado para representar estados planos de tensão e de deformação ou ainda como um elemento axissimétrico. O elemento é definido por quatro nós com dois graus de liberdade para cada nó: translações nas direções nodais  $x$  e  $y$ . As propriedades físicas do elemento permitem incluir as seguintes características mecânicas: plasticidade, fluência (creep), expansão (*swelling*), encruamento (*stress stiffening*), grandes deformações e grandes deslocamentos. A geometria, as localizações dos nós e os sistemas de coordenada deste elemento são apresentados na Figura 4.2.

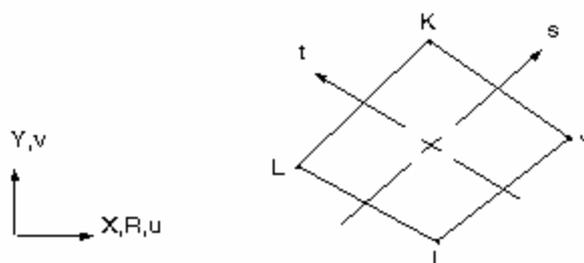


Figura 4.2 Geometria do elemento estrutural utilizado.

As funções de forma deste elemento estrutural, para cada grau de liberdade, são apresentadas a seguir:

$$u = \frac{1}{4} \left( u_i(1-s)(1-t) + u_j(1+s)(1-t) + u_k(1+s)(1+t) + u_L(1-s)(1+t) + u_1(1-s^2) + u_2(1-t^2) \right) \quad (4.1)$$

$$v = \frac{1}{4} \left( v_i(1-s)(1-t) + v_j(1+s)(1-t) + v_k(1+s)(1+t) + v_L(1-s)(1+t) + v_1(1-s^2) + v_2(1-t^2) \right) \quad (4.2)$$

onde:

$u$  e  $v$  são os dois graus de liberdade do elemento (translação nas direções  $x$  e  $y$  ver Figura 4.2);

$i, j, k, l$  indicam os quatro nós do elemento;

$u_1; u_2$  e  $v_1; v_2$  são funções de forma adicionais.

As Equações (4.1) e (4.2) são adaptadas a situações axissimétricas por retirar os termos  $u_1; u_2$  e  $v_1; v_2$  dos elementos da linha central afim de evitar falhas ou materiais repetidos (Ansys User's Manual).

As propriedades físicas do material do elemento utilizado no modelo estrutural do calibrador, correspondem às do aço 4340 e são listadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Propriedades físicas do elemento PLANE42.

Propriedades Materiais	Valor	Unidade
Densidade	7890	Kg/m <sup>3</sup>
Modulo de Young (direção x)	2.1e11	Pa
Coefficiente de Poisson	0.3	-

As condições de contorno atribuídas neste modelo estrutural e utilizadas em todas as análises foram as seguintes:

- Condições de contorno necessárias para a axissimetria do modelo estrutural, que indicam a simetria do problema. Atribuídas nas duas linhas da parte esquerda do modelo paralelas ao eixo de rotação (eixo  $y$ ) da estrutura.

- Condição de contorno que simula a fixação real do calibrador de pressão. Engastamento da linha inferior do modelo, restringindo o movimento dos nós seleccionados nas três direções. As condições de contorno (triângulos) e a malha do sistema estrutural podem ser visto na Figura 4.3.

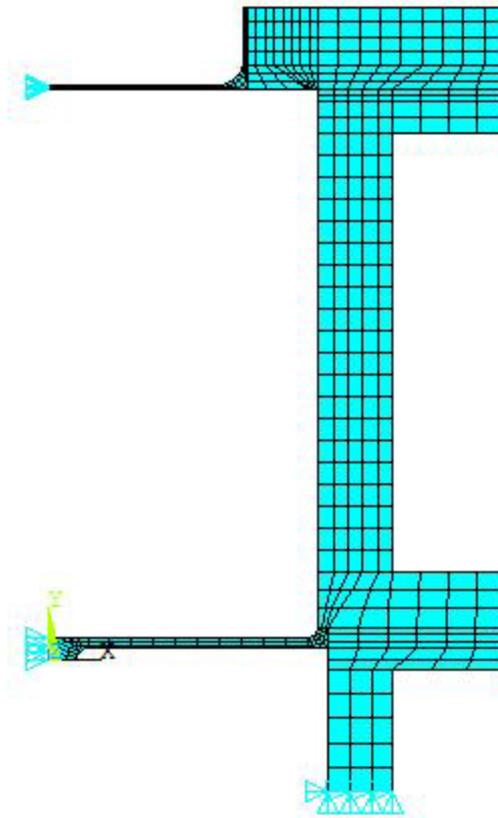


Figura 4.3 Malha do modelo estrutural com as condições de contorno impostas.

## 4.2 Modelo do Fluido Interno e da Interação Fluido - Estrutura

É incluído no modelo estrutural um domínio interno que representa um fluido e sua interação com as paredes do calibrador. O modelo estrutural é aquele descrito no item anterior, sem nenhuma alteração. O elemento axissimétrico utilizado para modelar o fluido foi o elemento acústico FLUID29, para o qual as equações governantes da acústica, chamadas de equações da onda bidimensional, são discretizadas levando em consideração o acoplamento da pressão acústica e do movimento estrutural na interface. O elemento possui quatro nós com três graus de liberdade por nó: sendo dois de translação nas direções nodais  $x$  e  $y$ , e um de pressão. A translação, entretanto, é incluída apenas nos nós localizados na interface.

A geometria, a localização dos nós, e o sistema de coordenadas para o elemento FLUID29 são mostrados na Figura 4.4. As propriedades físicas do elemento são consideradas isotrópicas. Uma pressão de referência igual a  $20 \times 10^{-6} \text{ N/m}^2$  é usada para calcular o nível de pressão sonora do elemento. A velocidade de propagação do som no fluido, calculada pela raiz quadrada da relação entre seu módulo de Bulk e sua densidade, é um parâmetro de entrada (SONC). O efeito de dissipação devido à viscosidade do fluido não é considerado, mas a absorção do som na interface pode ser considerada pela inclusão de uma matriz de amortecimento definida na área superficial e pelas condições de contorno admitidas na interface. Este é também um parâmetro de entrada (MU).

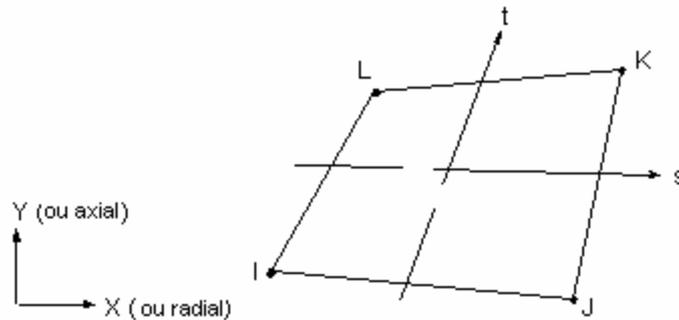


Figura 4.4 Geometria do elemento FLUID29.

As funções de forma deste elemento acústico, para cada grau de liberdade, são as seguintes:

$$u = \frac{1}{4} (u_i(1-s)(1-t) + u_j(1+s)(1-t) + u_k(1+s)(1+t) + u_L(1-s)(1+t)) \quad (4.3)$$

$$v = \frac{1}{4} (v_i(1-s)(1-t) + v_j(1+s)(1-t) + v_k(1+s)(1+t) + v_L(1-s)(1+t)) \quad (4.4)$$

$$P = \frac{1}{4} (P_i(1-s)(1-t) + P_j(1+s)(1-t) + P_k(1+s)(1+t) + P_L(1-s)(1+t)) \quad (4.5)$$

Para tratar o problema de interação fluido estrutura, utilizando o elemento acústico FLUID29, são utilizados dois elementos na modelagem do fluido. Na verdade é sempre o mesmo elemento a ser utilizado (FLUID29) com número de graus de liberdade diferentes.

Os elementos do fluido interno, que não estão em contato com a estrutura, têm a opção “estrutura ausente” ajustada pelo parâmetro KEYOPT(2) = 1, que ativa apenas um grau de liberdade por nó, ou seja, a pressão. O uso deste método diminui o número de graus de liberdade dos nós do fluido, facilitando e agilizando a simulação do modelo.

Na interface, onde o fluido está em contato com a estrutura, estão ativos, além da pressão, as translações nas direções nodais  $x$  e  $y$ . Desta forma, o elemento recebe os movimentos da estrutura transmitindo-os ao fluido e vice-versa. Esta configuração é ativada no elemento FLUID29 ajustando o parâmetro KEYOPT (2) = 0. Neste caso o elemento é intermediário entre a estrutura e o fluido, permitindo a interação. A Figura 4.5 apresenta um detalhe ampliado da interface do modelo fluido-estrutura, onde estão identificados cada um dos elementos constituintes da estrutura PLANE42 com 2 g.d.l (1), da interface FLUID29 com 3 g.d.l (2) e do fluido FLUID29 com 1 g.d.l (3).

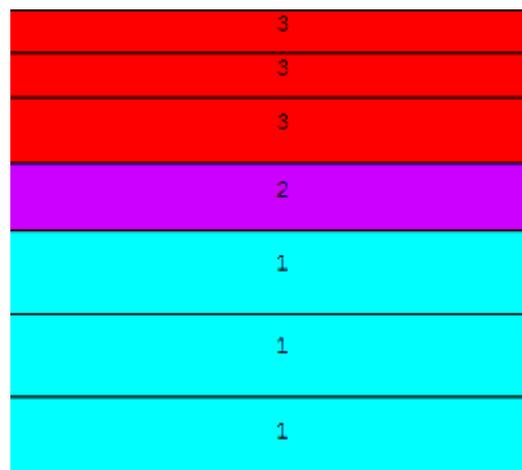


Figura 4.5 Detalhe dos elementos na região da interface fluido-estrutura do modelo computacional do calibrador.

Para que ocorra a interação deve-se estabelecer uma condição de carregamento nos nós da interface que pertencem ao elemento FLUID29 com três graus de liberdade, ajustando opção para fluido acústico igual a SFI. Desta forma, nestes nós existe transferência da pressão do fluido para a estrutura e do deslocamento da estrutura para ao fluido. Na Figura 4.6, a linha grossa indica a condição de transferência na interface.

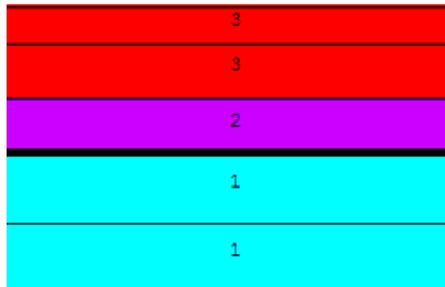


Figura 4.6 Linha grossa: Lugar onde se deve aplicar o comando de carregamento com a opção SFI.

As propriedades físicas do elemento FLUID29, adotadas inicialmente, nas duas opções do fluido são dadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Propriedades físicas do elemento FLUID29.

Propriedades Físicas	Valor	Unidade
Densidade	800	Kg/m <sup>3</sup>
Velocidade do Som	1160	M/s

Na Figura 4.7 são apresentadas as condições de contorno necessárias para definir a axissimetria do modelo, aplicando-se deslocamentos nulos na direção  $x$  para os nós dos elementos localizados sobre o eixo de  $y$ . Para impedir movimentos de corpo livre, os nós localizados na parte inferior da estrutura têm deslocamentos nulos. Na Tabela 4.3 são mostrados os valores dimensionais do calibrador.

Tabela 4.3 Valores dimensionais do calibrador.

Membrana Superior	HMS - Espessura	0.93
	RM – Raio interno	35.035
	RCMS – Raio de concordância	4.475
Membrana Inferior	HMI - Espessura	1.89
	RI – Raio interno	48.95
	RCMI – Raio de concordância	2
	RC – Raio do ressalto central	5
Tubo	H2 - Altura	83
	P – Espessura da parede	13.4
	RI – Raio interno	48.95

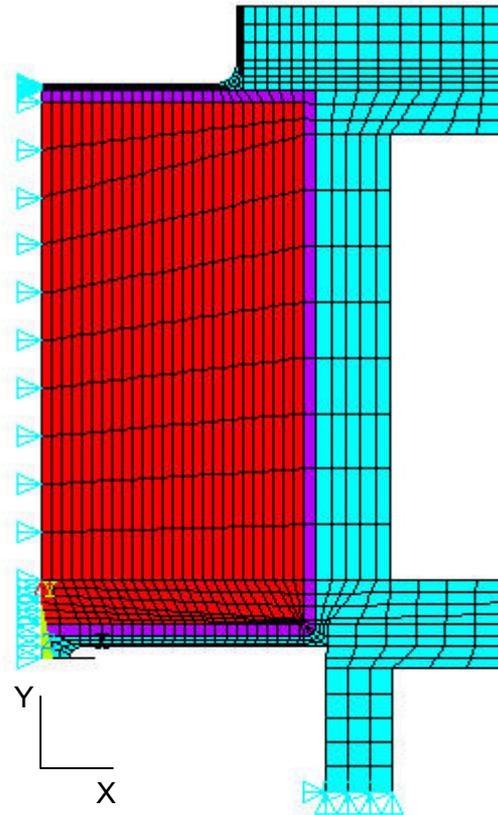


Figura 4.7 Modelo Fluido-Estrutura e condições de contorno.

### 4.3 Simulações Sem Fluido Interno

Foram feitas simulações preliminares para identificar fenômenos físicos do calibrador de pressão dinâmica, utilizando o modelo estrutural. Os resultados obtidos permitiram verificar a capacidade estática de carga do dispositivo, e também promover o ajuste dos parâmetros geométricos e físicos do modelo, a partir da comparação feita com ensaios experimentais. As simulações para as análises estática e modal são apresentadas a seguir.

Os valores das dimensões geométricas do sistema, utilizadas nestas simulações, são aquelas indicadas na Tabela 5.1 do Capítulo 5, e as propriedades mecânicas dos materiais estão na Tabela 4.1.

#### 4.3.1 Análise Estática

Para determinar a correlação existente entre a pressão interna do tubo e os deslocamentos das membranas flexíveis, assim como calcular as máximas tensões atuantes nas membranas e calcular o campo de deformação correspondente, foram realizadas simulações para um carregamento estático, sem fluido interno.

Inicialmente aplicou-se uma pressão interna distribuída nas paredes do calibrador para determinar o deslocamento  $U_y$  do ponto central localizado sobre o eixo  $y$  da membrana superior. Esta escolha foi feita, pois uma das alternativas experimentais de medição da saída do calibrador é adquirir o sinal do deslocamento  $U_y$ , usando um sensor de proximidade. Uma outra possibilidade é a medição da saída do calibrador por extensômetros elétricos colados na membrana e formando uma ponte de Wheatstone. Para este caso, é necessário correlacionar a pressão interna com a deformação da membrana superior, para tanto foi determinado, via simulação, o campo de deformação da membrana.

A pressão atmosférica com valor igual a 92000 [Pa] foi aplicada à superfície externa do calibrador e mantida constante em todas as simulações. Os carregamentos interno e externo são indicados na Figura 4.8 através de vetores normais às superfícies. Deve-se observar que embora a representação das pressões seja feita apenas por alguns vetores, sua distribuição é contínua.

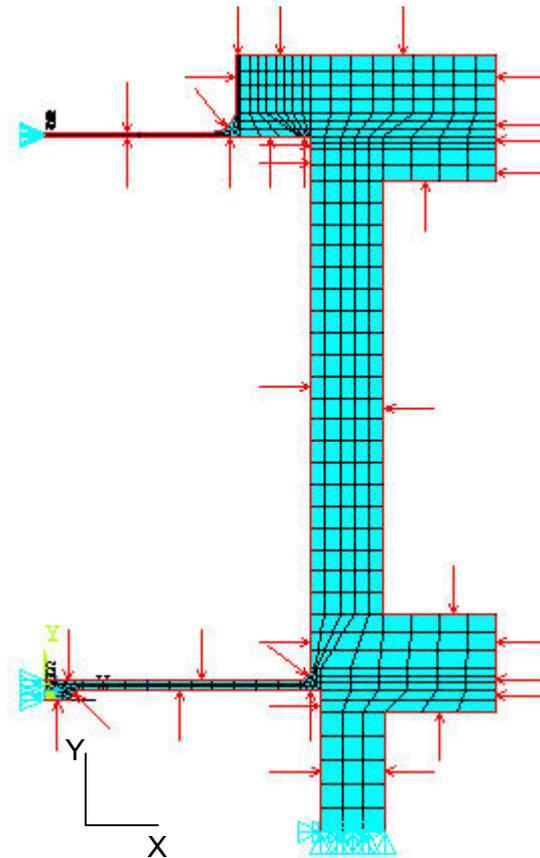


Figura 4.8 Simulação estática. Carregamento por pressão.

Nas simulações estáticas a pressão interna imposta assume valores no intervalo compreendido entre 92000 e 400000 [Pa], permitindo determinar o comportamento do deslocamento do nó central da membrana superior em função da pressão interna imposta. A Figura 4.9 apresenta a variação do deslocamento  $U_y$  do centro da membrana superior, em função da pressão interna no calibrador. A pressão interna máxima (400 Kpa) faz a tensão de Von Mises atingir o limite elástico da membrana de referência, que é a mais sensível.

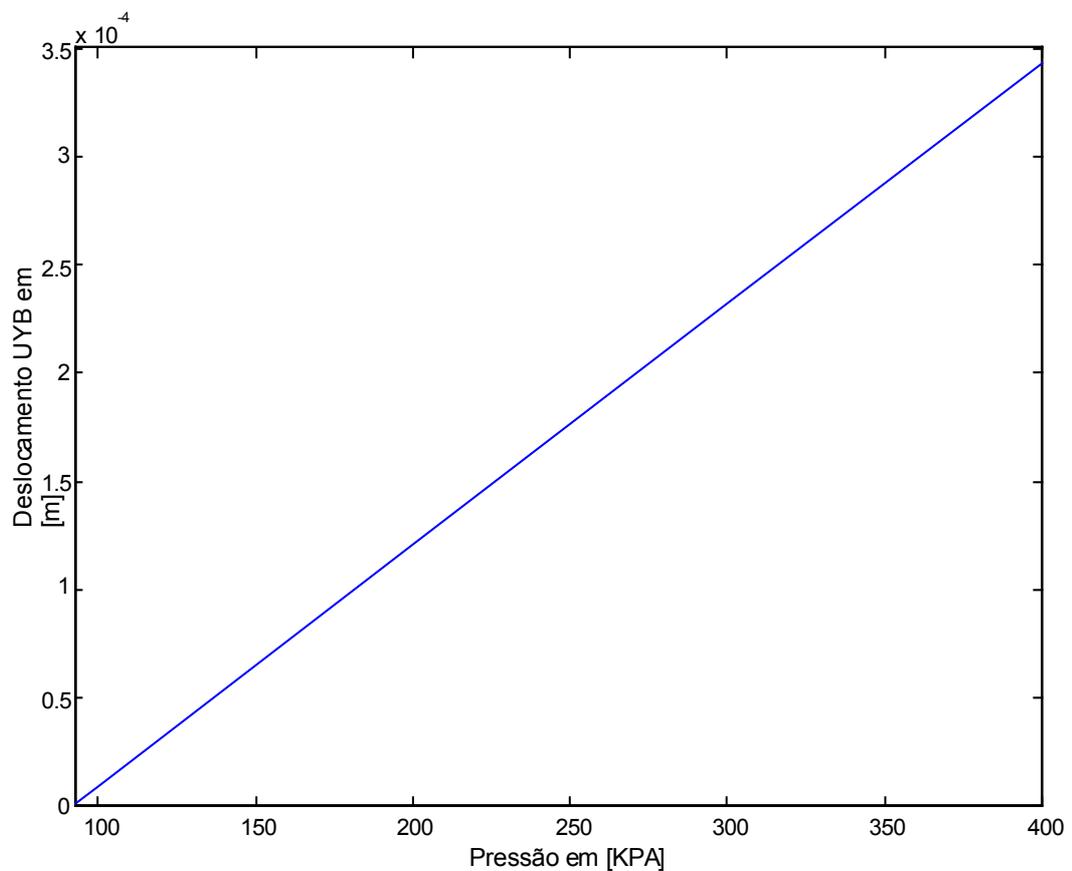


Figura 4.9 Deslocamento (UY) versus pressão interna no calibrador.

As Figuras seguintes apresentam os campos de deslocamento, de deformação e de tensão na estrutura do calibrador, calculados para uma pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.10 mostra o campo de deslocamentos de toda a estrutura devido à aplicação da pressão interna. Pode-se notar claramente que o ponto central da membrana superior apresenta o maior valor de deslocamento.

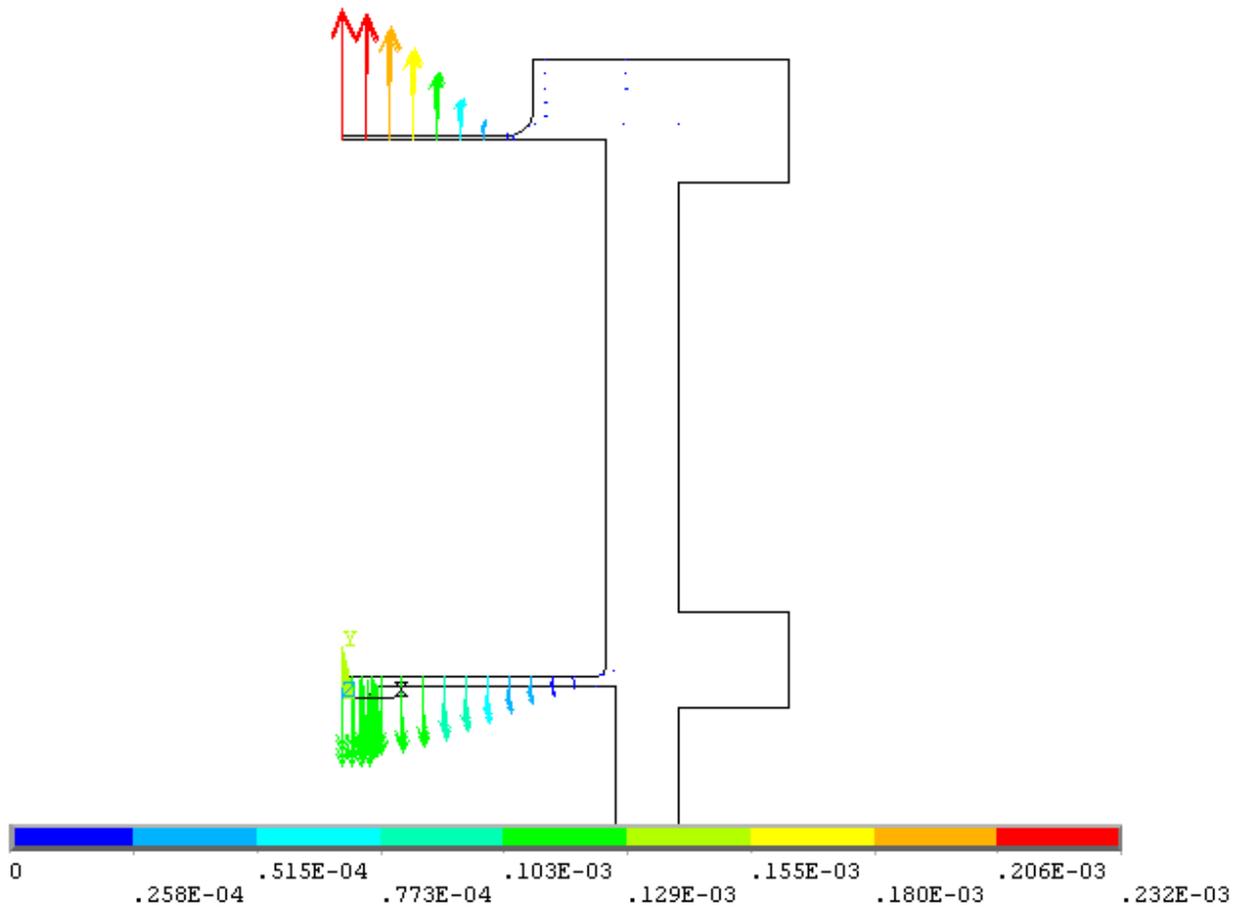


Figura 4.10 Campo de deslocamentos  $U_y$  em [m] - pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.11 mostra o campo de deformação equivalente (radial e tangencial) de toda estrutura. Pode-se notar, inicialmente, que as deformações ocorrem preponderantemente nas membranas e que a deformação máxima ocorre no centro da membrana superior (identificado pelo símbolo MX). Pode-se notar ainda que existem deformações consideráveis na região próxima aos raios de curvatura das duas membranas.

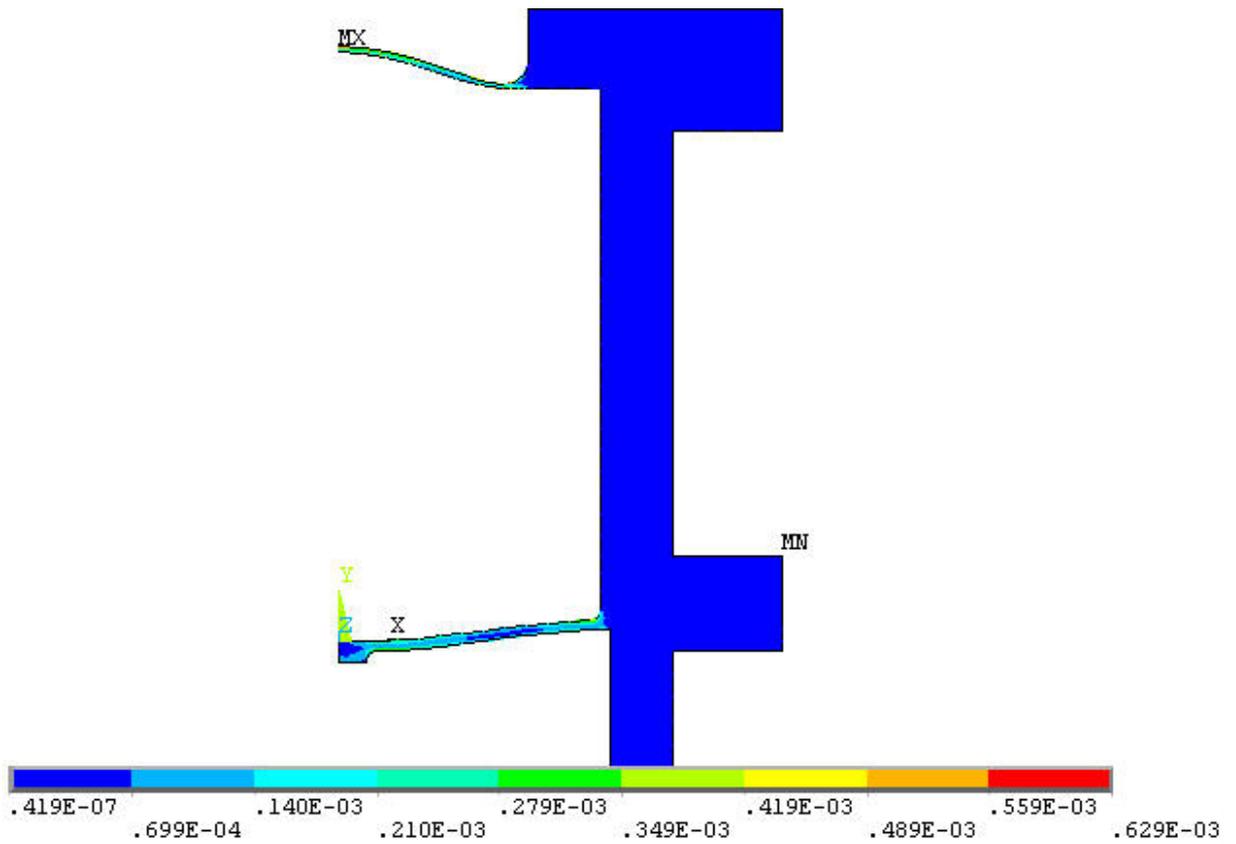


Figura 4.11 Campo de deformação equivalente – pressão interna igual a 300000 Pa.

As tensões equivalentes de Von Mises são apresentadas na Figura 4.12. Este campo apresenta distribuição semelhante ao obtido pelo campo de deformações, como era de se esperar e o valor da tensão é 132 MPa, para a pressão interna de 300000 Pa.

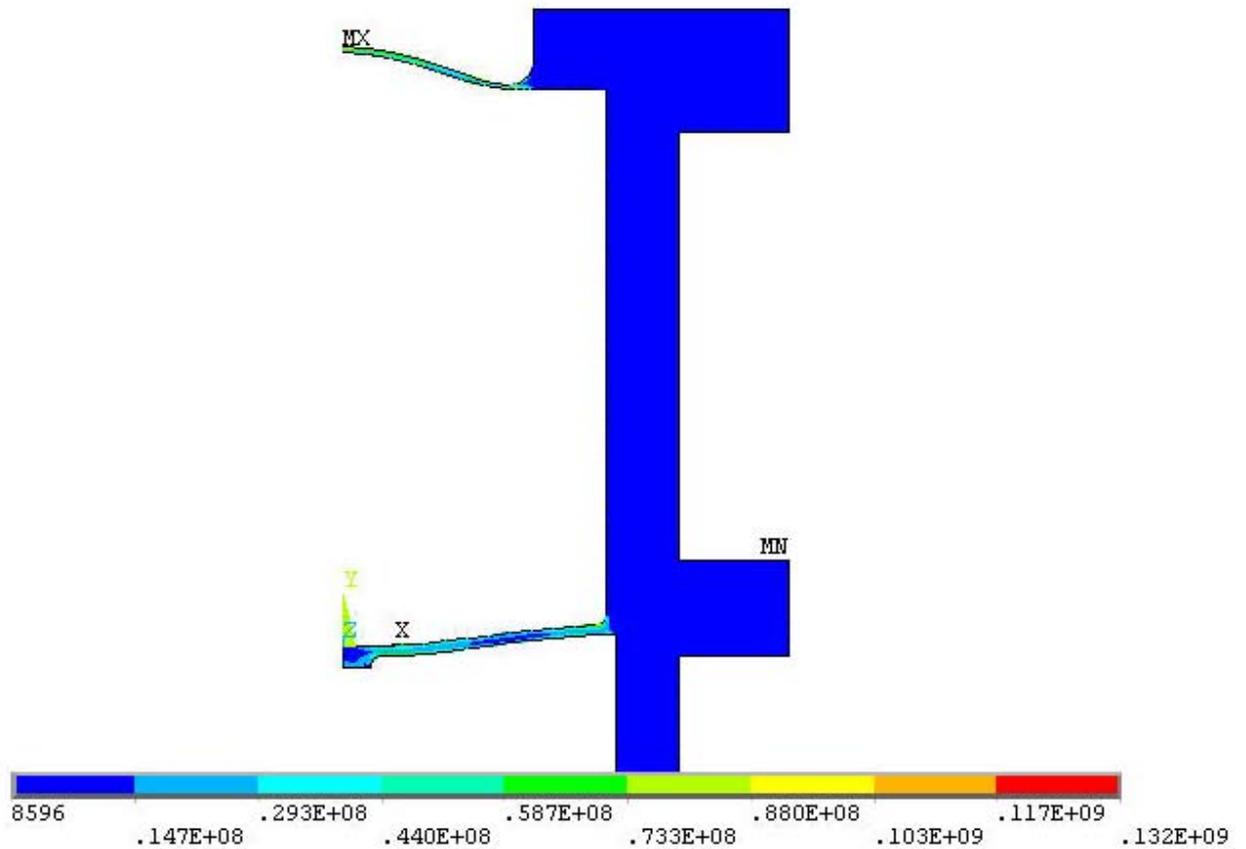


Figura 4.12 Campo tensões de Von Mises – pressão interna igual a 300000 Pa.

Considerando que a membrana superior é a parte estrutural do modelo utilizada nas medições das respostas do sistema devido às excitações tanto estáticas como dinâmicas, procurou-se verificar, com mais detalhe, os deslocamentos e as deformações em cada um dos nós de sua face externa. Para se fazer uma análise mais detalhada da membrana superior, se adotou uma seqüência de nós em ordem crescente para a construção de gráficos, tendo como ponto de partida o nó central (ponto 1) da superfície externa da membrana superior, de acordo com o esquema mostrado na Figura 4.13. A direção de x corresponde a direção radial.

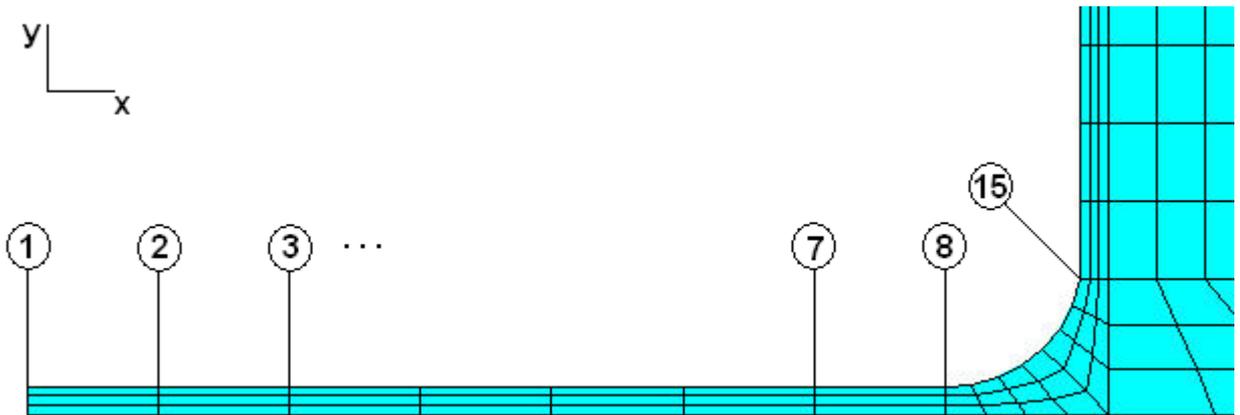


Figura 4.13 Caminho sobre a face externa da membrana superior contendo os nós de 1 a 15.

A Figura 4.14 representa o perfil dos deslocamentos UY [m] dos 15 nós selecionados em função da distância, em metros, relativa à posição do nó (1) que equivale à distância  $x = 0$ .

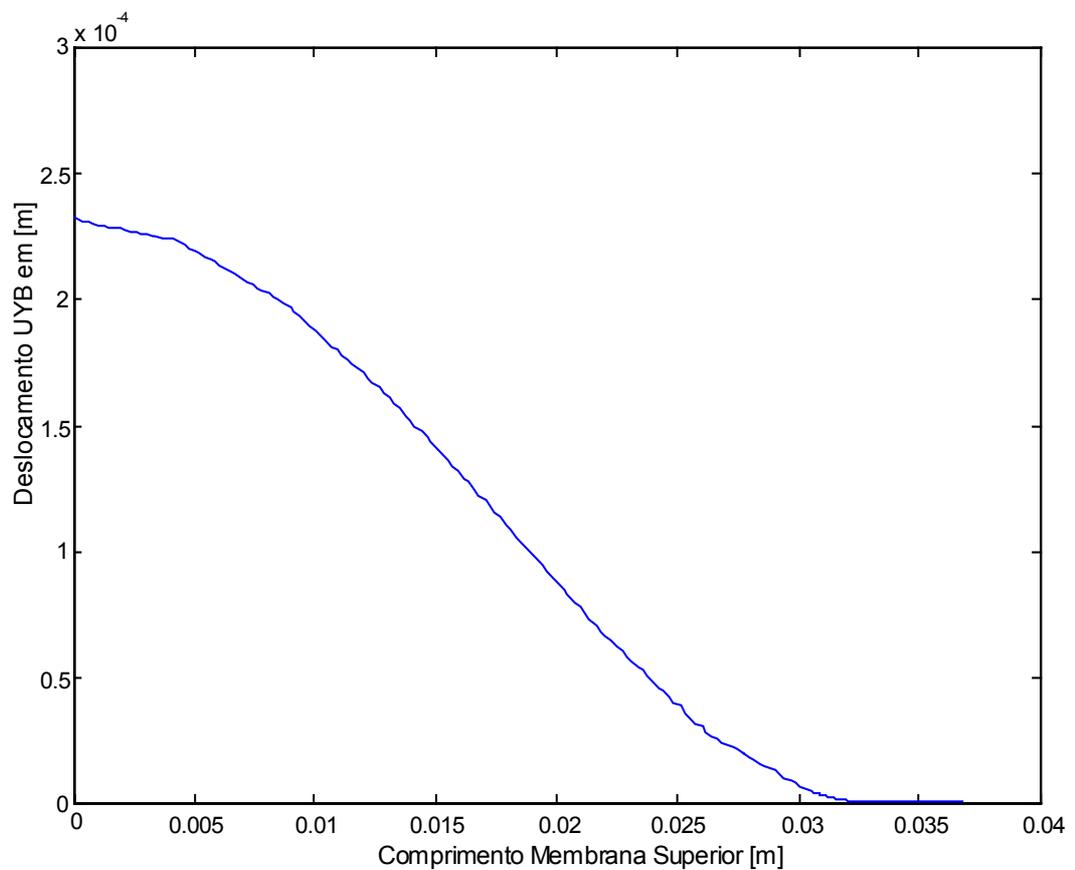


Figura 4.14 Perfil dos deslocamentos UY [m] ao longo do raio da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.15 apresenta, respectivamente, os perfis das deformações  $\varepsilon_x$  e  $\varepsilon_z$  nas direções radial e tangencial, ao longo do caminho definido pelos nós de 1 a 15 localizados na face externa da membrana superior, para uma pressão interna de 300000 Pa. As máximas deformações ocorrem nas regiões próximas ao centro e próximas ao raio externo da membrana.

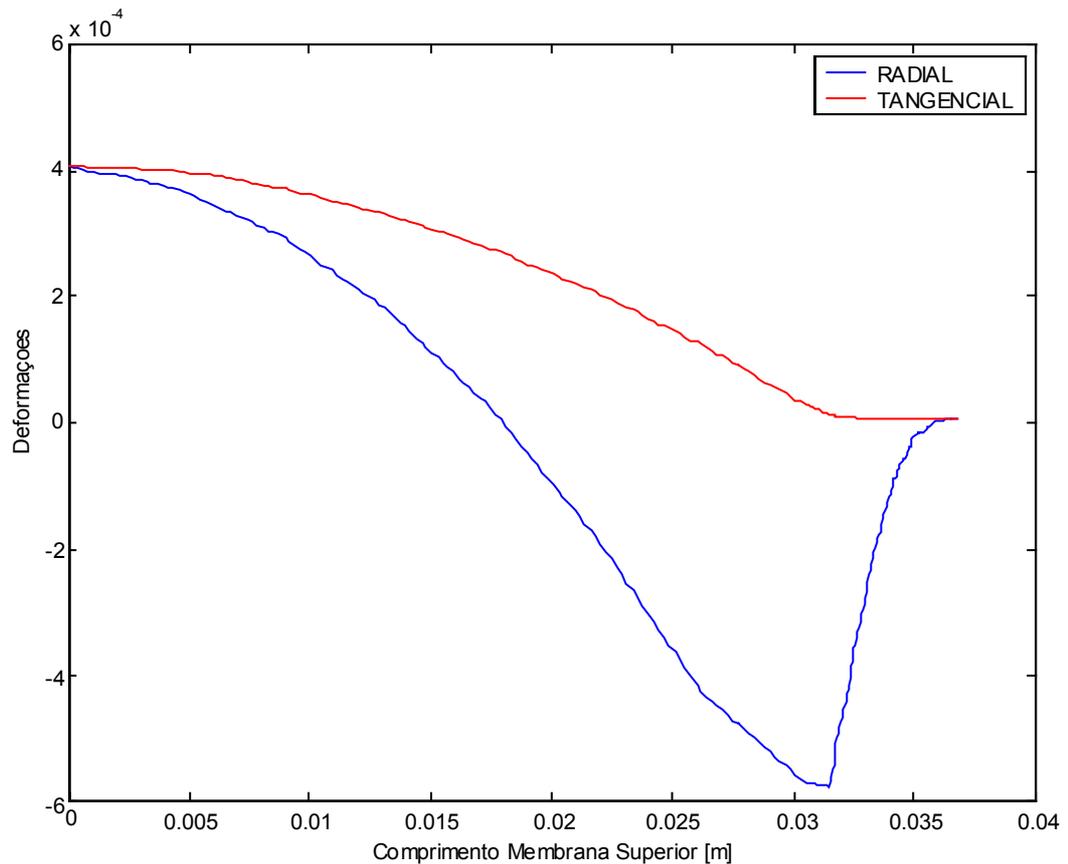


Figura 4.15 Perfis das deformações radial e tangencial ao longo da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.16 apresenta, separadamente, os campos das deformações radial e tangencial existentes na membrana superior, que correspondem, respectivamente as deformações nas direções x e z.

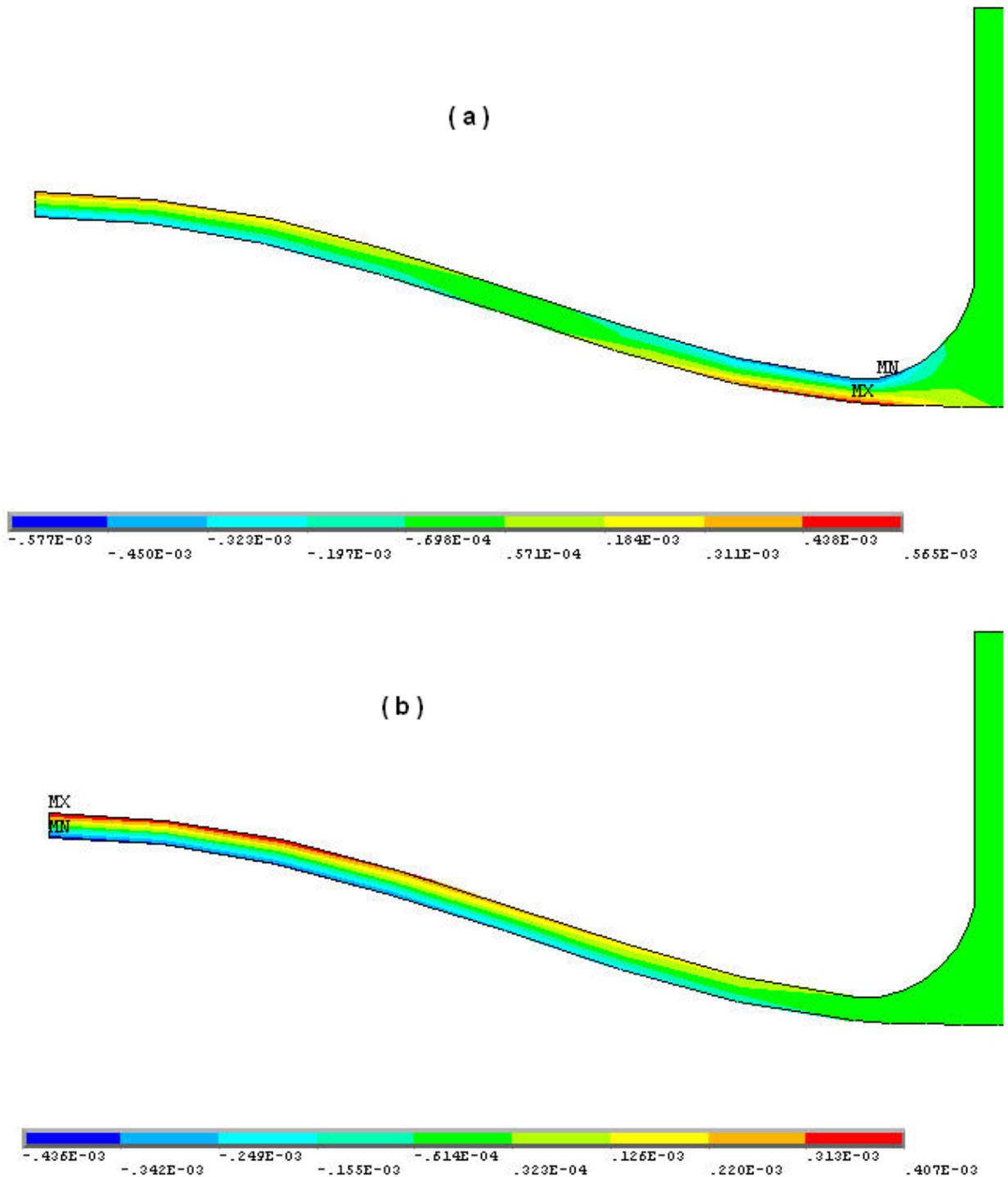


Figura 4.16 Campos de deformação da membrana superior: (a) radial e (b) tangencial  
- pressão interna igual a 300000 Pa.

A partir dos resultados da Figura 4.15 e da Figura 4.16 pode-se escolher a posição radial para instalação dos sensores do tipo extensômetros elétricos, que podem ser usados como alternativa para medir a saída (resposta) do calibrador dinâmico. Dessa forma, é possível

relacionar a pressão interna com a deformação da membrana. Embora as deformações máximas ocorram no centro ou na borda da membrana, estas posições não são viáveis para colar os sensores, tendo em vista suas dimensões. A Figura 4.17 apresenta um esquema da instalação dos extensômetros, formando uma configuração de medição denominada ponte completa de Wheatstone.

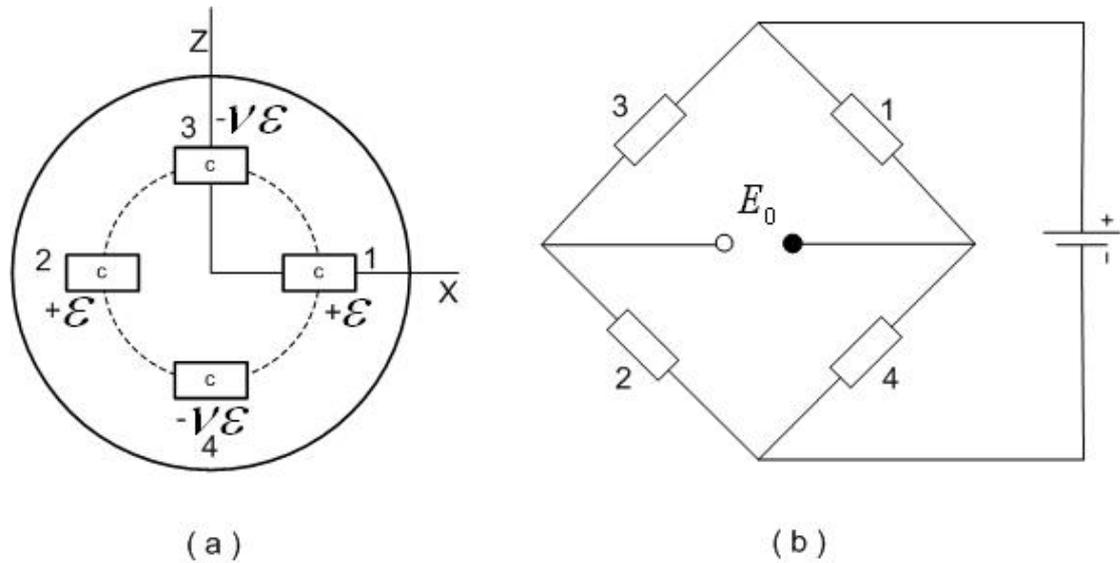


Figura 4.17 Posição de instalação de extensômetros elétricos na face externa da membrana superior (a) e circuito equivalente da ponte de Wheatstone (b).

### 4.3.2 Análise Modal Sem Fluido Interno

A fim de identificar os modos de vibrar do modelo computacional da estrutura do calibrador sem fluido interno, são utilizadas as matrizes de massa e rigidez obtidas na formulação do caso estático. A solução do problema de autovalores resulta na determinação das freqüências naturais e dos modos de vibrar associados. Neste procedimento as mesmas condições de contorno adotadas para o caso estático são mantidas. O método utilizado para o cálculo dos autovalores e autovetores é o algoritmo de Lanczos (Ansys User's Manual) sendo a recursividade feita através de um bloco de vetores e constitui uma das opções do ANSYS, denominada "Block Lanczos", que apresenta boa taxa de convergência quando aplicado em problemas de autovalor com matrizes simétricas. Os modos foram calculados para uma banda de freqüências entre 0 e 20000 Hz.

Da Figura 4.18 a Figura 4.22 são mostrados os resultados obtidos para as formas dos modos naturais, com a indicação das respectivas freqüências.

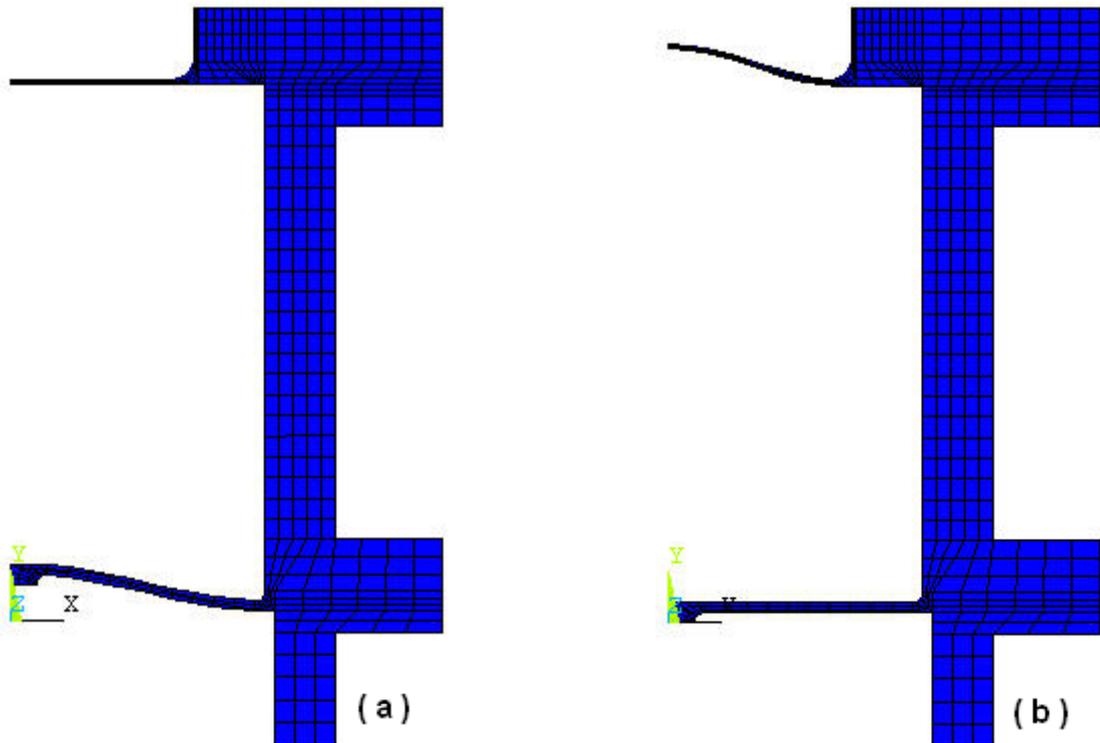


Figura 4.18 (a) 1º modo  $f_1 = 2013.9$  Hz e (b) 2º modo  $f_2 = 2270.0$  Hz.

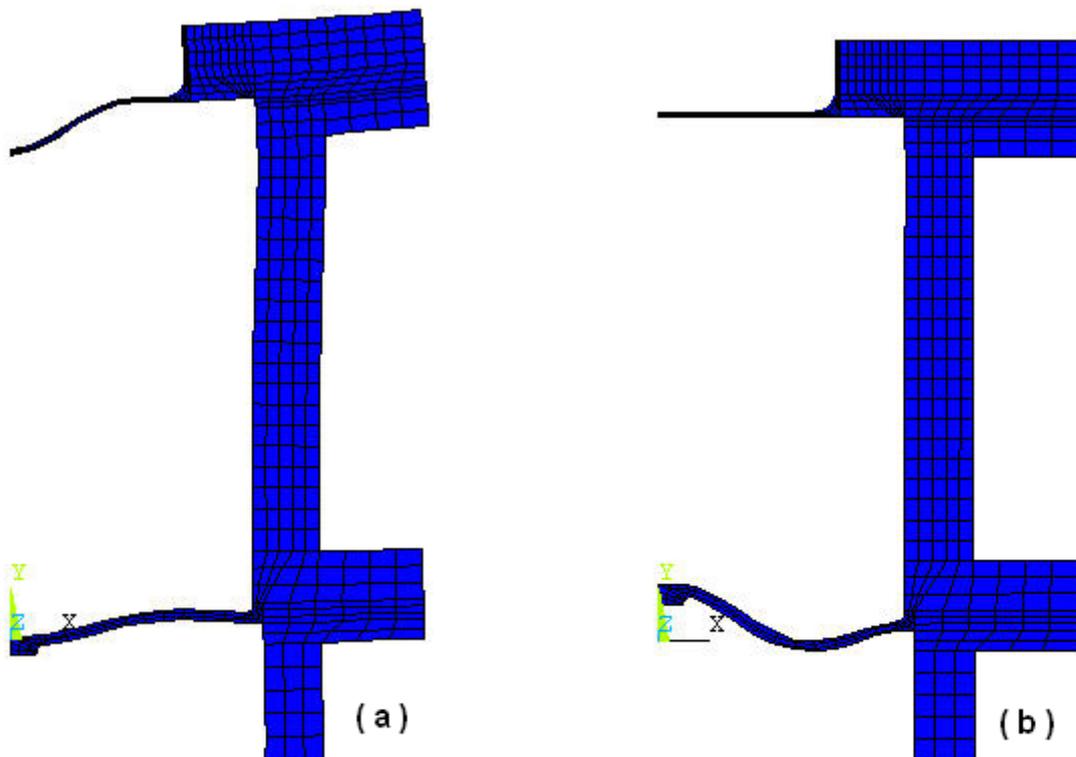


Figura 4.19 (a) 3º modo  $f_3 = 6436.2$  Hz e (b) 4º modo  $f_4 = 8052.8$  Hz.

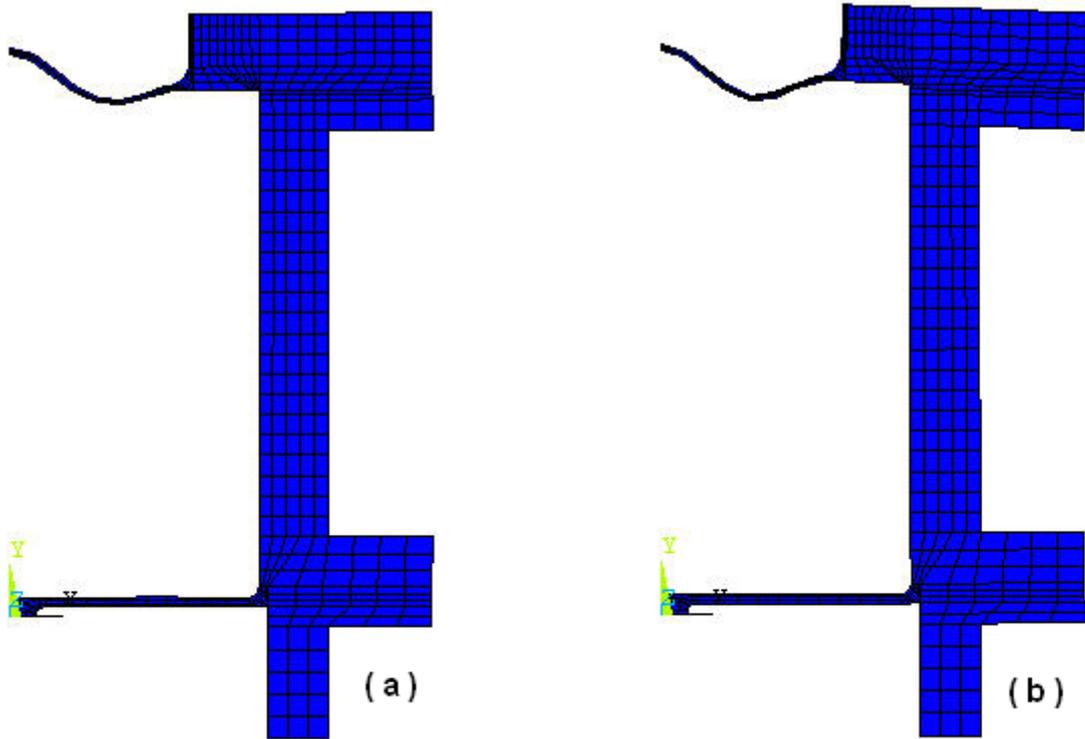


Figura 4.20 (a) 5º modo  $f_5 = 9060.7$  Hz; (b) 6º modo  $f_6 = 10386$  Hz.

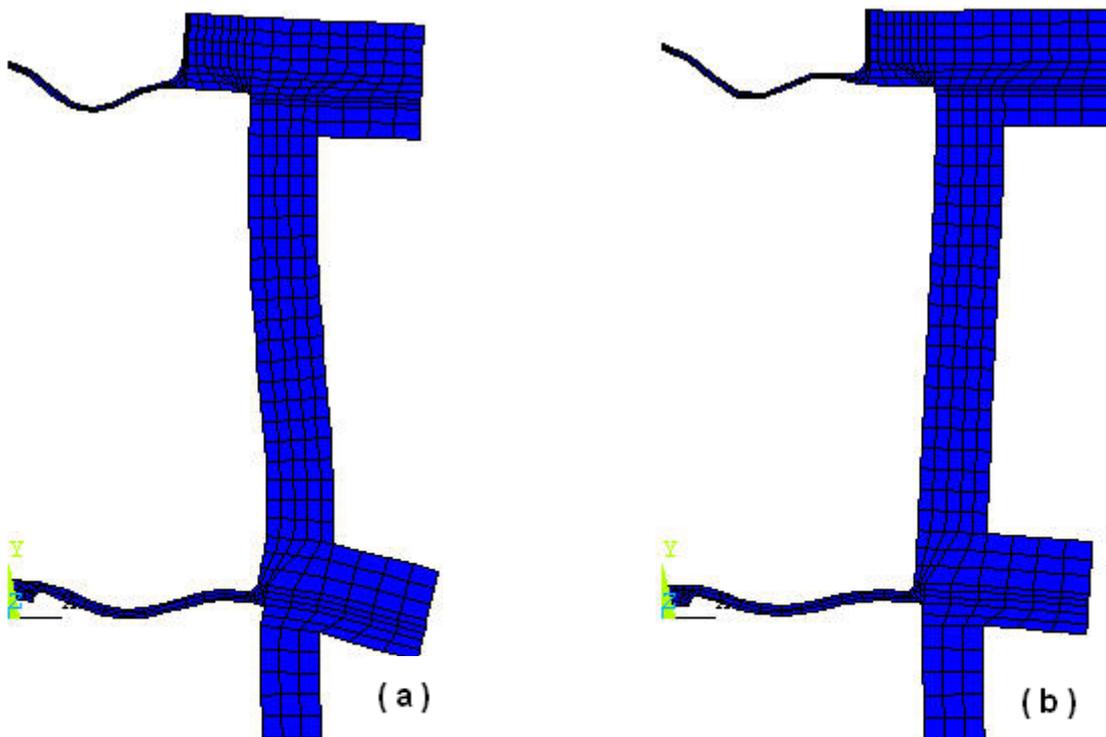


Figura 4.21 (a) 7º modo  $f_7 = 12978$  Hz; (b) 8º modo  $f_8 = 14832$  Hz.

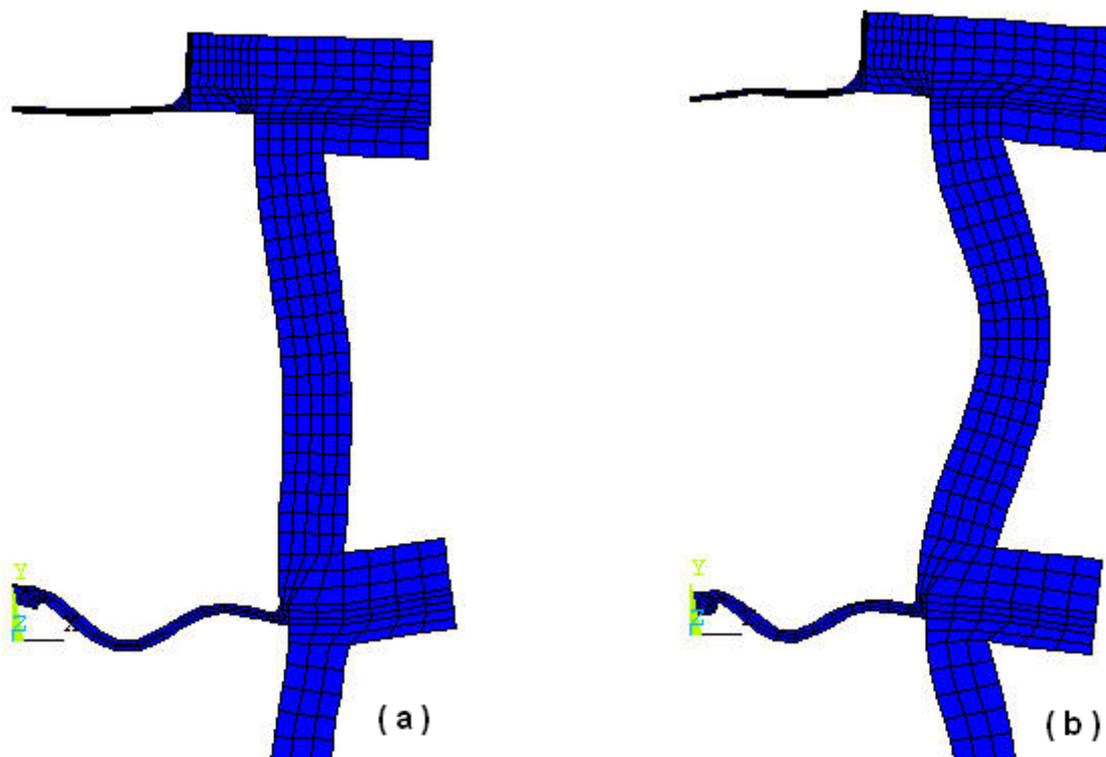


Figura 4.22 (a) 9º modo  $f_9 = 16560$  Hz; (b) 10º modo  $f_{10} = 17598$  Hz.

Os dois primeiros modos de vibrar mostram que apenas as membranas participam do movimento e também que os dois modos são praticamente desacoplados. Comportamento semelhante ocorre para o quarto e quinto modos. O primeiro fato é importante para o comportamento dinâmico do calibrador, pois indica que excitações em frequências inferiores à do terceiro modo somente provocarão respostas nas membranas inferior e superior, independente da estrutura do tubo e de suas abas.

Nos demais modos observa-se um comportamento mais complexo, com movimentos acoplados de todos componentes estruturais do calibrador. Esta análise preliminar permite limitar a banda de frequências de operação do sistema para excitações inferiores à frequência do primeiro modo de vibrar.

Os resultados obtidos com o modelo modal da estrutura, especialmente os dos dois primeiros modos, serão utilizados, posteriormente, para ajustar as propriedades físicas e geométricas das membranas, a partir de ensaios experimentais que serão apresentados no capítulo 5.

#### 4.4 Simulações do Calibrador com Fluido Interno

Simulações foram feitas com o modelo do calibrador com a presença de fluido interno para identificar os fenômenos físicos presentes na interação fluido-estrutura. As simulações para o problema dinâmico incluem a análise modal do sistema não amortecido e a determinação de respostas às excitações harmônicas aplicadas no ponto central da membrana inferior.

As frequências naturais obtidas pela análise modal são utilizadas posteriormente para ajustar as propriedades físicas do fluido: a velocidade do som no fluido, definida através do parâmetro SONC do modelo de elementos finitos, que depende da densidade e do módulo Bulk do fluido utilizado.

Os resultados da análise harmônica são utilizados posteriormente para identificar os fatores de amortecimento modais presentes nas respostas medidas nos ensaios experimentais.

Com a inclusão da interação fluido estrutura, as matrizes de massa e rigidez resultam assimétricas. Conseqüentemente, o algoritmo utilizado na solução do problema de auto-valores deve utilizar as matrizes completas. As opções disponíveis no programa utilizado para resolver o problema de auto-valores são os algoritmos QR, DAMP, ou UNSYM adequados a esta classe de problemas. Todos eles forneceram resultados satisfatórios, porém o algoritmo UNSYM foi o que apresentou melhor desempenho computacional e menor erro nas frequências mais altas se comparado com as frequências mais baixas.

Deve-se destacar que nestas duas modalidades de simulação são gerados resultados separados para cada um dos domínios. Conseqüentemente, ao serem apresentadas às formas modais do campo de pressão, estas podem superpor os deslocamentos da parte estrutural.

A Tabela 4.4 apresenta as cinco primeiras frequências naturais do modelo com e sem fluido interno obtidas através da análise modal.

Tabela 4.4 Frequências naturais dos modelos do calibrador.

Modo	Frequência [Hz] Sem fluido interno	Frequência [Hz] Com fluido interno
1	2013.9	1240
2	2270.0	3150
3	6436.2	5600
4	8052.8	6930
5	9060.7	8520

Pode-se observar que não existe qualquer correlação entre as frequências naturais do sistema com e sem fluido. Como era de se esperar, o fluido interno acopla os movimentos das membranas inferior e superior, além de incluir os efeitos de inércia e rigidez do fluido. Tal observação pode ser constatada pela análise dos modos de vibrar apresentados nas figuras seguintes.

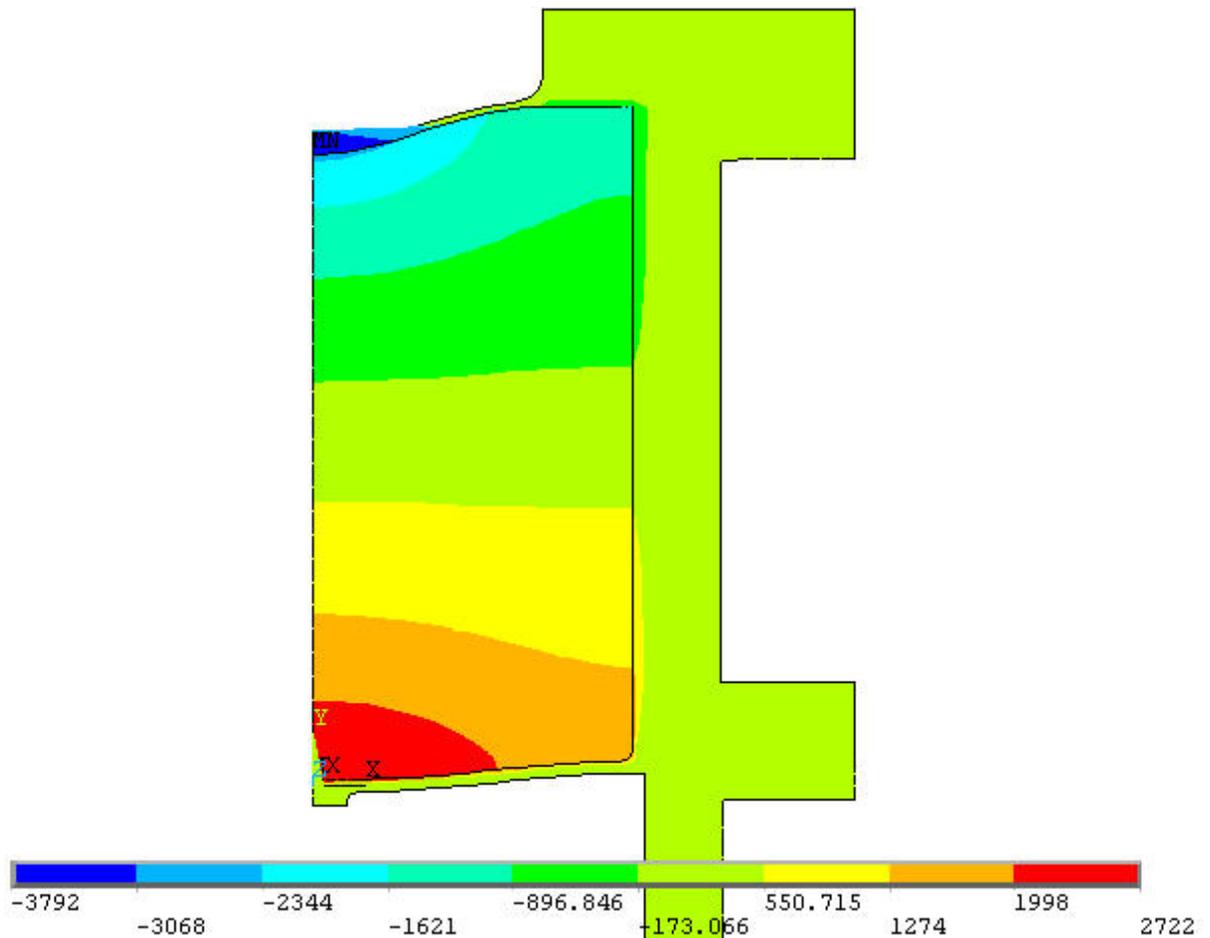


Figura 4.23 Forma do campo de pressão [Pa] no do 1º modo,  $f_1 = 1240$  Hz.

Na Figura 4.23 o acoplamento dos movimentos das duas membranas ocorre em função da presença do fluido interno. Destaca-se que as malhas do fluido e da estrutura, por questão de escala gráfica, apresentam superposição nas regiões de maior deslocamento da estrutura, não caracterizando erro de natureza física. Este comentário se aplica às demais figuras que representam os campos de pressão modais e nas respostas em frequência.

Em decorrência do comprimento do tubo, pode-se verificar a propagação das ondas de pressão sonora, implicando numa defasagem entre os níveis de pressão nas regiões próximas às membranas. Este efeito é um complicador adicional para o uso do calibrador, pois existem defasagens entre valores da pressão interna ao longo do meio fluido e também entre a pressão

e o deslocamento da membrana superior, que será usada como medida indireta da pressão. Este fato irá limitar a banda de frequências de utilização do calibrador dinâmico.

Aplicando uma força harmônica unitária ao nó central da membrana inferior, com frequência igual a 290 Hz, valor inferior à do primeiro modo, resultou o campo de pressões da Figura 4.24. Neste caso não há defasagem dos níveis de pressão em todo o meio fluido, e os deslocamentos das duas membranas estão em fase. Esta simulação permite definir a máxima frequência de utilização do calibrador.

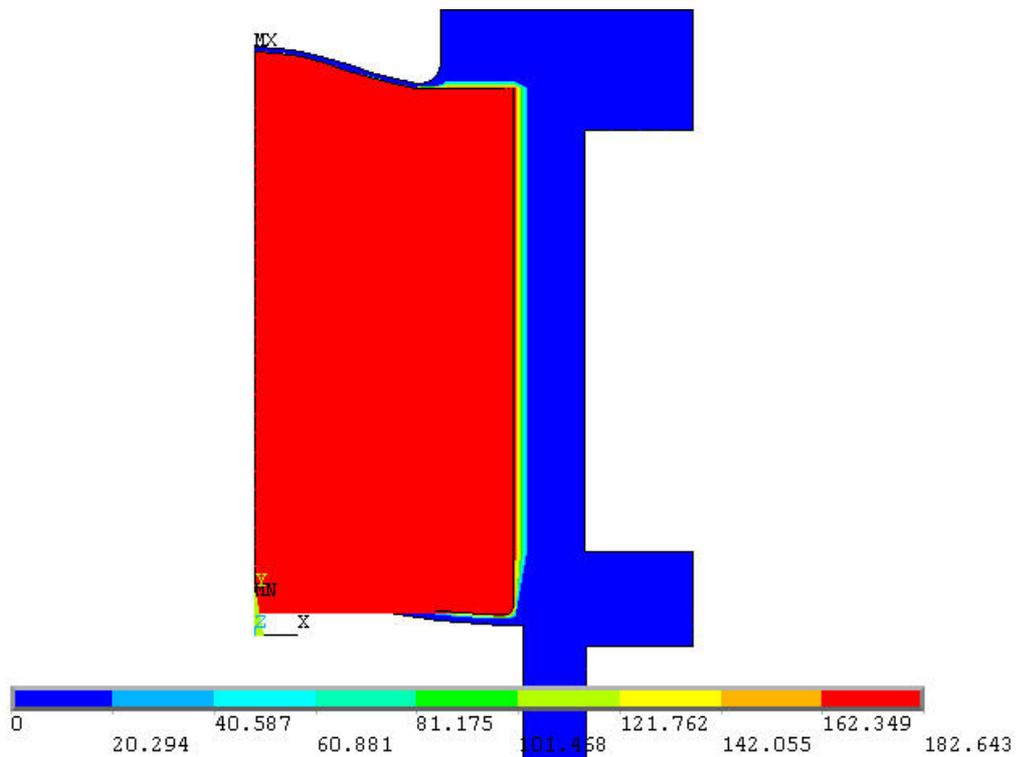


Figura 4.24 Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com frequência igual a 290 Hz.

Para excitações acima de 290 Hz, a distribuição do campo de pressão no fluido começa a mudar. Na Figura 4.25 e na Figura 4.26 são apresentados os resultados para excitação nas frequências de 600 Hz e 1230 Hz, respectivamente. Neste dois casos as defasagens de pressão estão presentes.

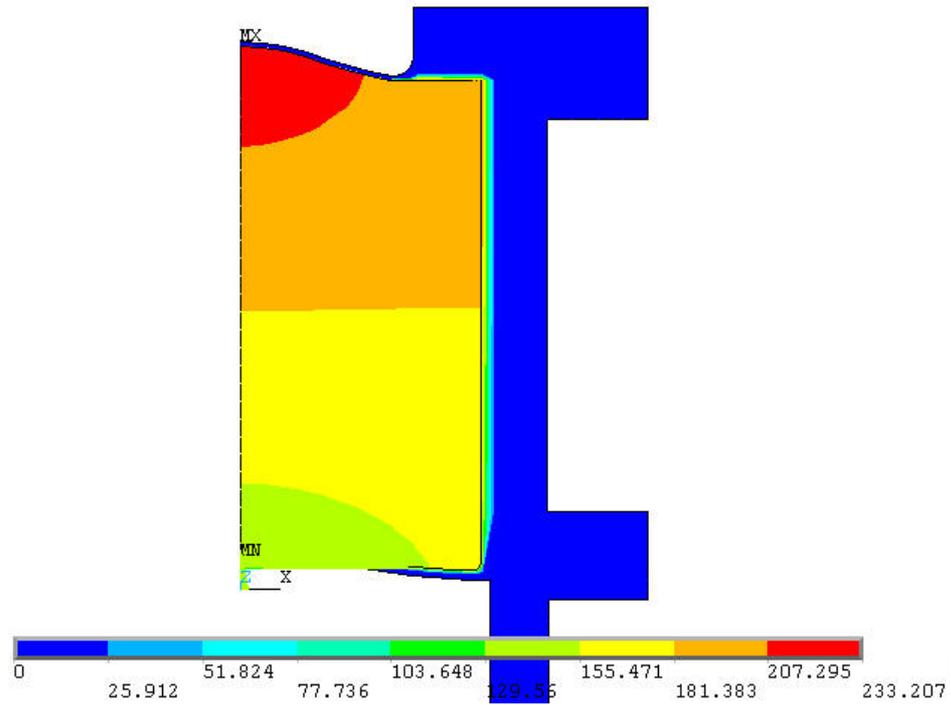


Figura 4.25 Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com frequência igual a 600 Hz.

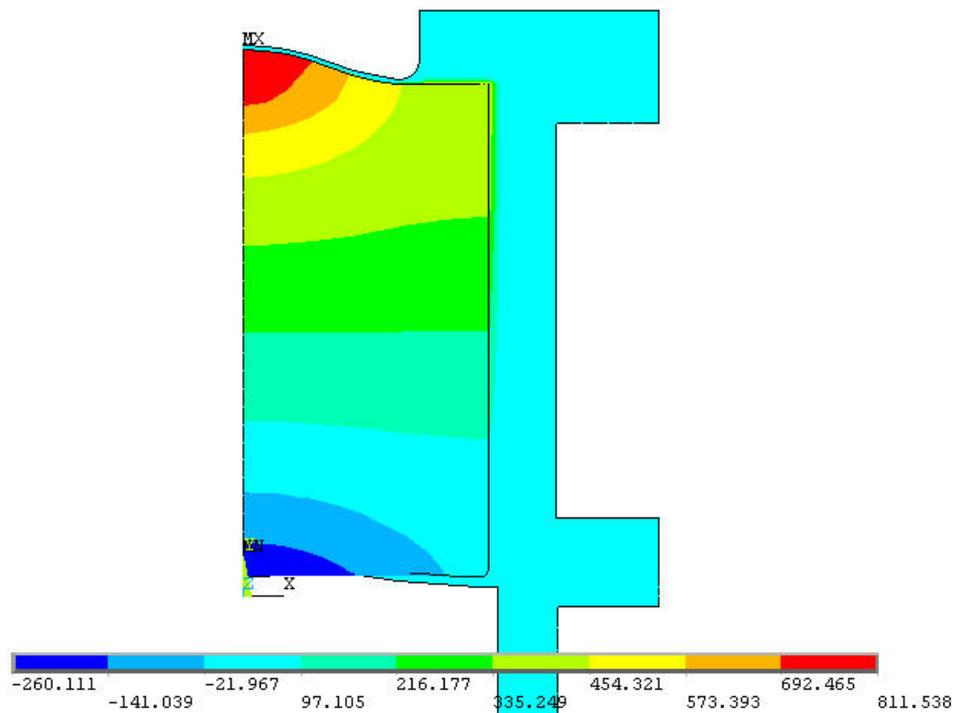


Figura 4.26 Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com frequência igual a 1230 Hz

Observa-se que quanto mais alta a frequência de excitação, mais complexa será a distribuição do campo de pressão e conseqüentemente, ocorrerá defasagem.

A Figura 4.27 mostra o segundo modo de vibrar do sistema, juntamente com campo de pressão no fluido, na frequência de 3150 Hz. Pode-se verificar que as membranas vibram em oposição de fase e que o campo de pressão apresenta valores máximos nas regiões próximas aos centros das duas membranas e uma maior complexidade na sua distribuição no interior do domínio.

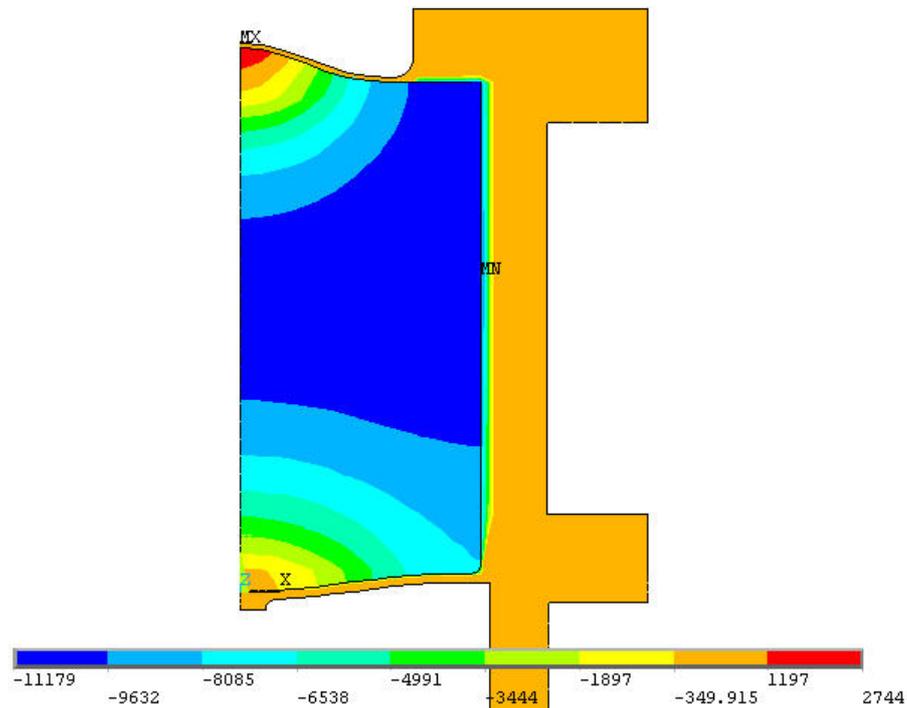


Figura 4.27 Forma do campo de pressão [Pa] no do 2º modo,  $f_2 = 3150$  Hz.

Da Figura 4.28 a Figura 4.30 são apresentados, respectivamente, o terceiro, quarto e quinto modos de vibrar do sistema estrutura. As mesmas considerações feitas para o primeiro modo são aplicáveis nestes casos.

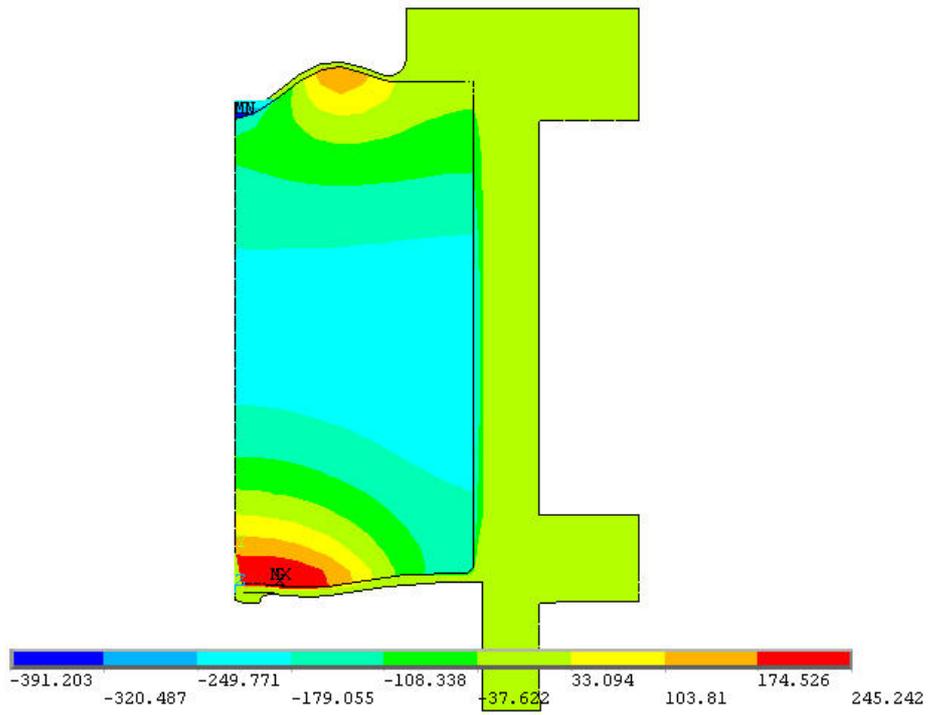


Figura 4.28 Forma do campo de pressão [Pa] no do 3º modo,  $f_3 = 5600$  Hz.

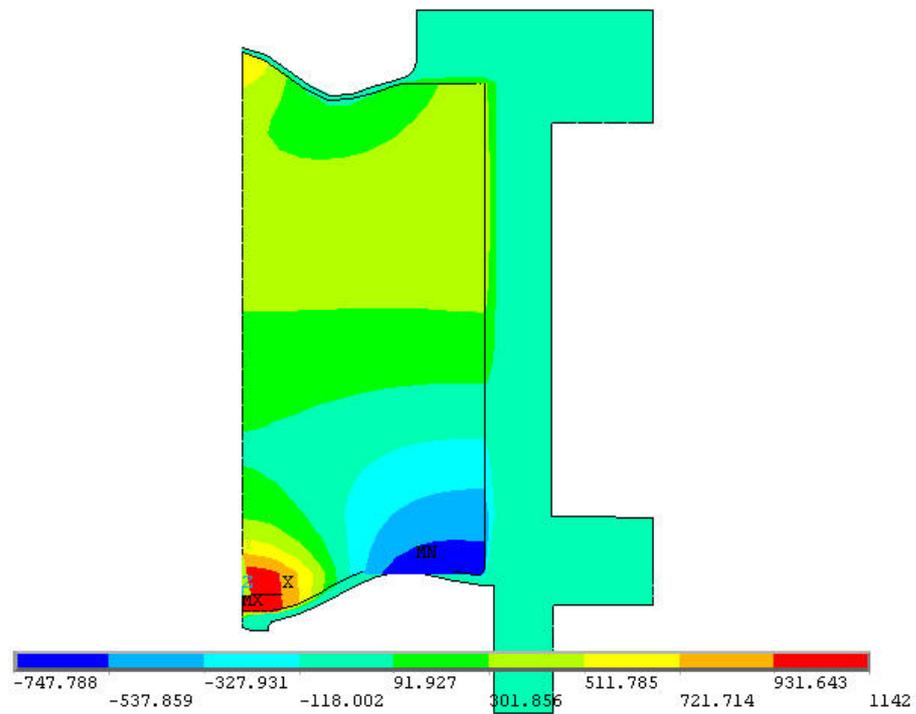


Figura 4.29 Forma do campo de pressão [Pa] no do 4º modo,  $f_4 = 6930$  Hz.

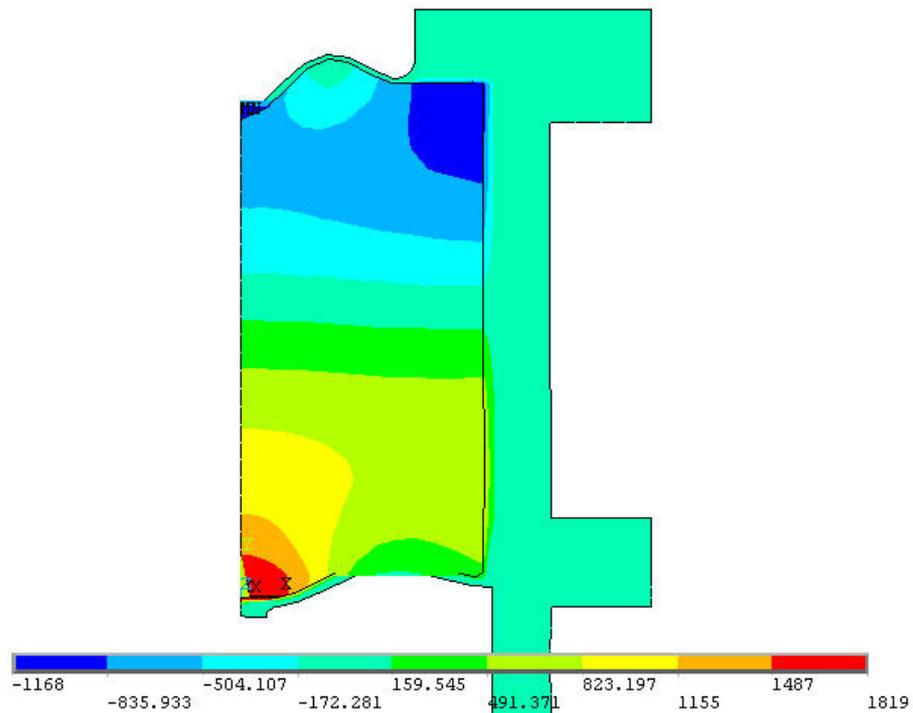


Figura 4.30 Forma do campo de pressão [Pa] no do 5º modo,  $f_5 = 8520$  Hz.

#### 4.4.1 Determinação das funções resposta em frequência

Com o objetivo de caracterizar o comportamento dinâmico do calibrador foram determinadas as funções resposta em frequência para uma força de excitação aplicada ao nó central da membrana inferior com as respostas calculadas nos pontos de medição. Os pontos de excitação do calibrador e os de medição são mostrados na Figura 4.31.

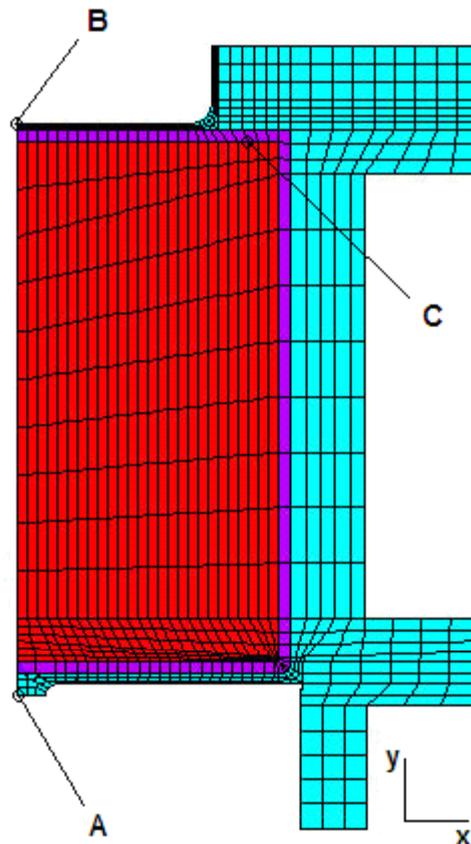


Figura 4.31 Esquema do calibrador dinâmico. (A) Ponto de excitação; (B) Medição do deslocamento  $UY$  e (C) Medição da pressão interna.

A simulação consistiu em aplicar uma força harmônica unitária no centro da membrana inferior (A), com frequência variando entre 0 a 10000 Hz. A primeira FRF (Figura 4.32) representa a resposta do deslocamento  $UY$  do ponto (B), ponto central da membrana superior e a segunda (Figura 4.33) indica a pressão no ponto (C) onde se pretende instalar o sensor de pressão a ser calibrado.

O procedimento de simulação da análise harmônica, adequada para este tipo de problema de interação fluido estrutura, requer que seja utilizado o algoritmo de solução (FULL) que utiliza o sistema completo de equações, sendo capaz de resolver o problema com matrizes assimétricas.

A Figura 4.32 mostra a função resposta em frequência dada pelo módulo da relação da saída, (deslocamento  $UY_B$ ) pela entrada (força  $F_A$ ) e sua respectiva fase. Pode-se verificar nesta mesma figura as cinco primeiras ressonâncias do sistema.

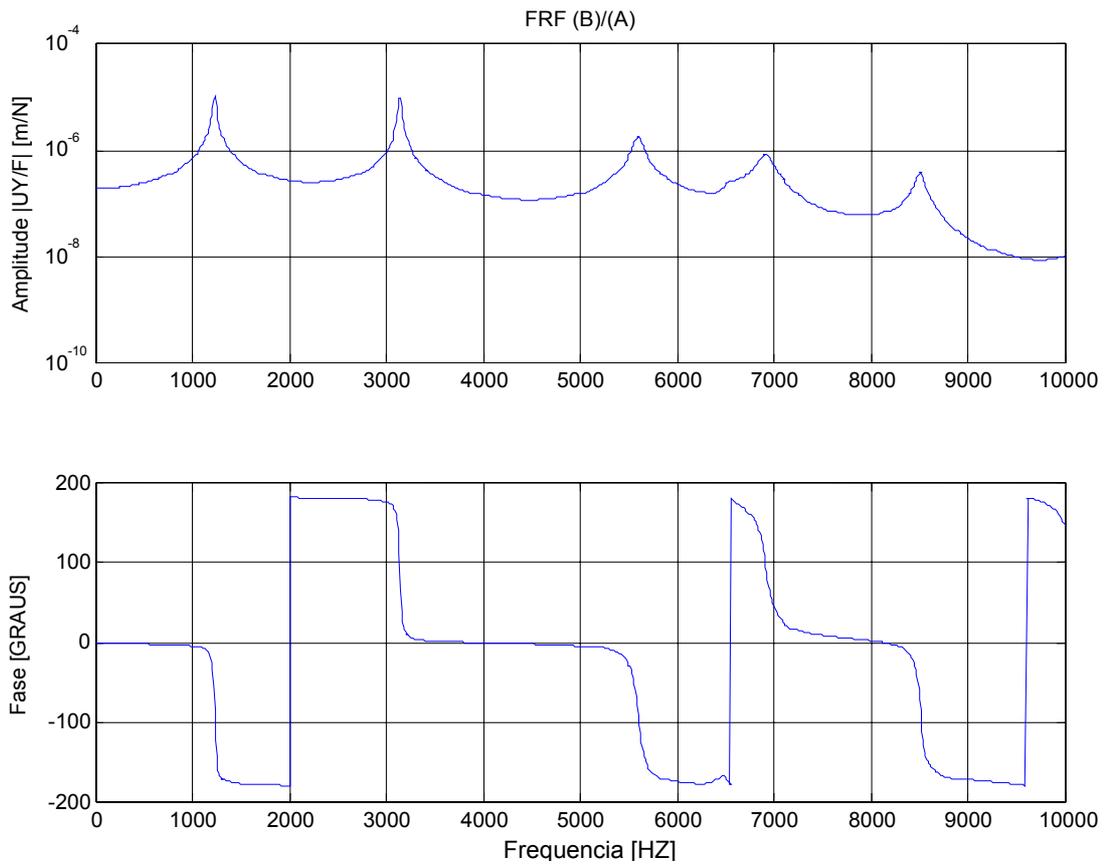


Figura 4.32  $FRF_{B/A} - |UY_B/F_A|$  e defasagem em função da frequência.

Uma outra função resposta em frequência, dada pelo módulo da relação entre a pressão ( $P_C$ ), e a excitação ( $F_A$ ), pode ser vista na Figura 4.33 em escala logarítmica, juntamente com a fase.

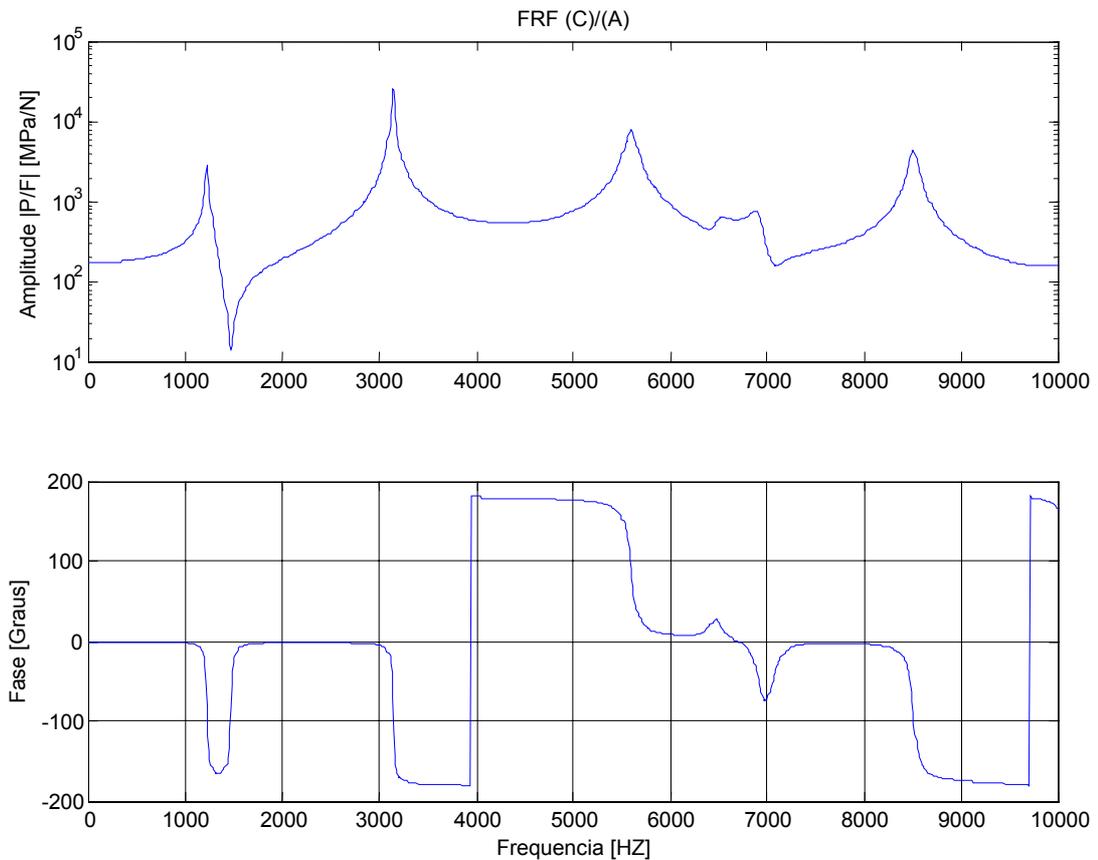


Figura 4.33  $FRF_{C/A} - |P_C/F_A|$  e defasagem em função da frequência.

Ainda utilizando a mesma força de excitação harmônica, calculou-se a relação do deslocamento vertical medido no ponto central da membrana superior pela pressão medida no ponto de fixação do sensor de pressão,  $UY_B/P_C$  [m/Pa], em função da frequência, na banda de 0 a 10000 Hz.

Na Figura 4.34 existem dois picos nas frequências próximas a 1500 Hz e 7000 Hz, para as quais a fase entre o deslocamento e a pressão passa por noventa graus. Não existe correlação aparente destas frequências com as frequências naturais apresentadas nas funções resposta em frequência das figuras anteriores. Destaca-se que nestas frequências ocorrem as antiressonâncias de  $|P_C/F_A|$  implicando na existência dos picos em  $|UY_B/P_C|$

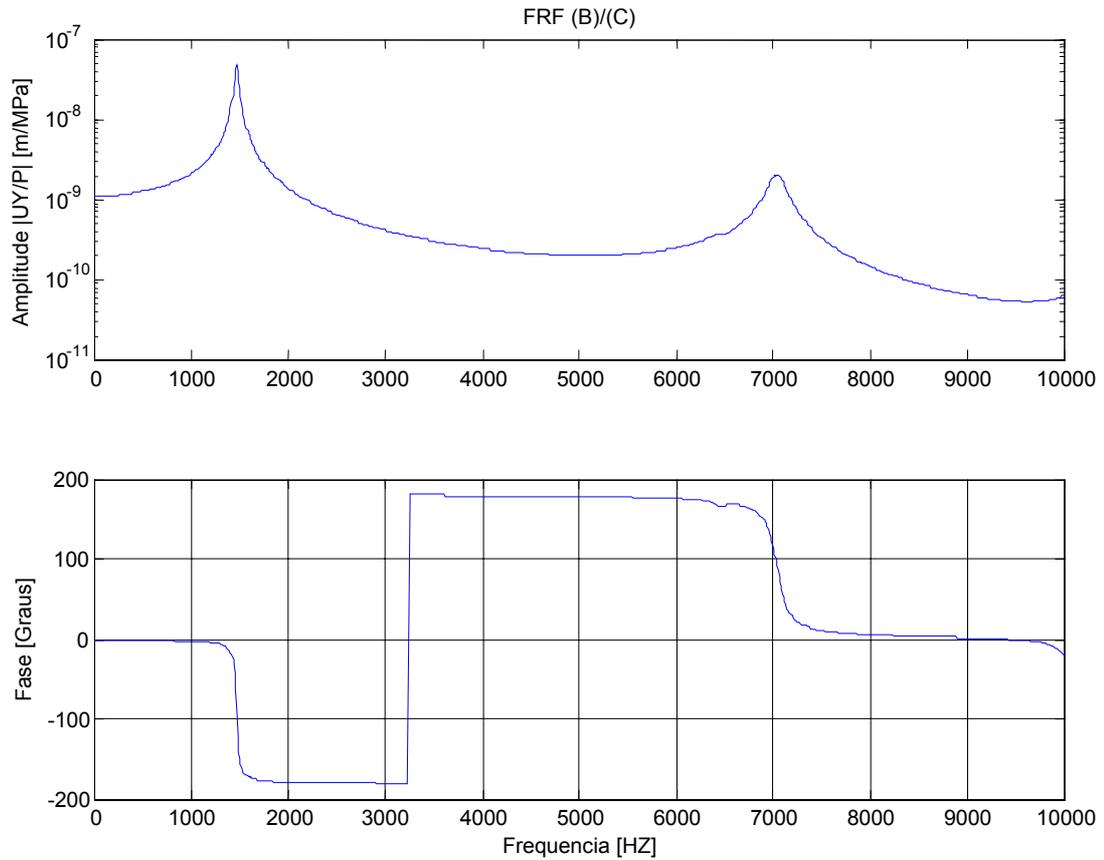


Figura 4.34  $FRF_{B/C} - |UY_B/P_C|$  e defasagem em função da frequência.

Considerando que num calibrador dinâmico de pressão em que a saída é dada pelo deslocamento  $UY_B$  será diretamente relacionado com a pressão medida no ponto C, é desejável que a relação  $|UY_B/P_C|$  seja constante e que a defasagem entre  $UY_B$  e  $P_C$  seja nula na maior banda de frequências.

A Figura 4.35 e a Figura 4.36 mostram os comportamentos do sistema na banda de frequência entre 0 e 300 Hz. Neste caso, tanto os módulos das funções resposta em frequência são constantes como também as defasagens são nulas. Portanto, nesta banda de frequências o protótipo do calibrador dinâmico de pressão pode ser considerado como um instrumento de ordem zero para o transdutor de pressão. Este fato pode também ser verificado na Figura 4.24, que mostra uma distribuição uniforme da pressão em todo o domínio do fluido, para uma frequência de excitação de 290 Hz.

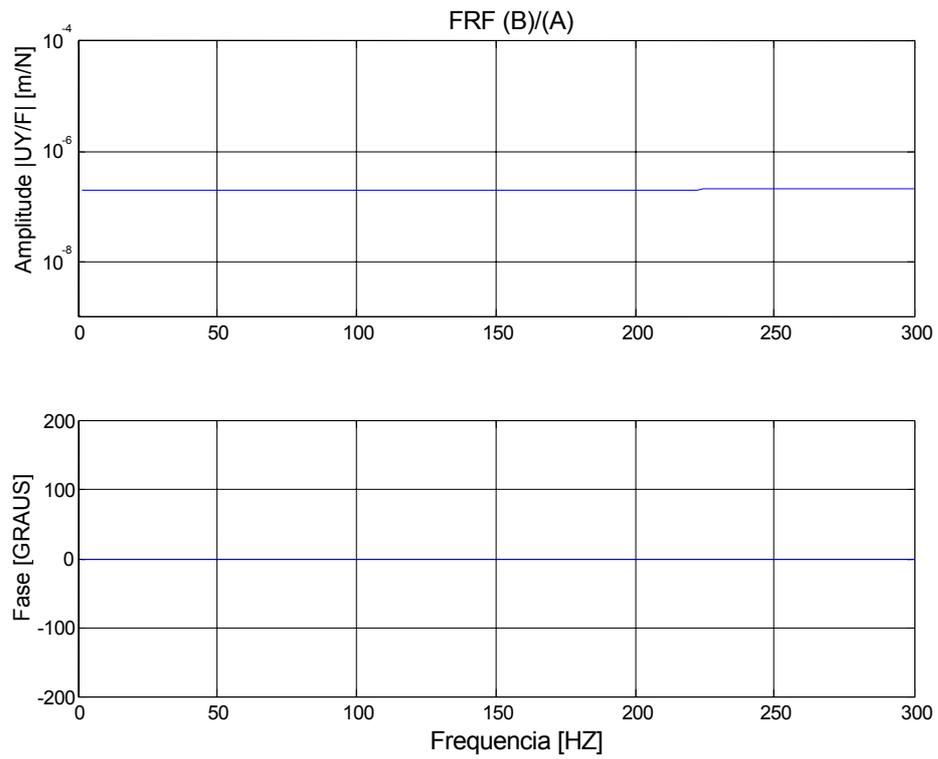


Figura 4.35  $FRF_{B/A} - |UY_B/F_A|$  em função da frequência até 300 Hz.

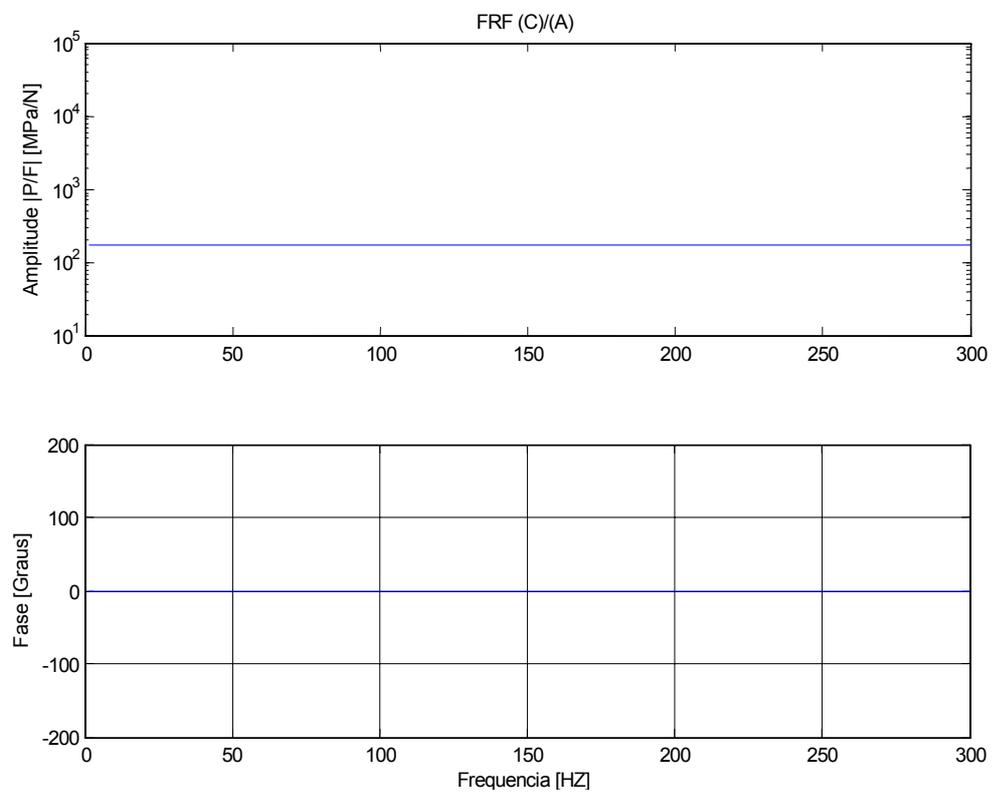


Figura 4.36  $FRF_{C/A} - |P_C/F_A|$  em função da frequência até 300 Hz

As técnicas de modelagem utilizadas e os resultados obtidos nas simulações computacionais compõem uma metodologia adequada para o projeto e para a avaliação do comportamento dinâmico de uma estrutura flexível com um fluido confinado internamente.

O uso de modelos axissimétricos permitiu uma significativa redução do esforço computacional para a solução do problema, indicando que, sempre que possível deve-se adotar esta abordagem.

A análise modal inicial feita com o sistema sem fluido interno é uma etapa importante para a interpretação dos fenômenos físicos do sistema. As frequências e modos de vibrar da estrutura sem fluido podem ser utilizados como base de comparação para os resultados obtidos após a inclusão do fluido interno. Desta forma, as alterações nas frequências naturais e o acoplamento do fluido com a estrutura podem ser melhor interpretados.

Adicionalmente, a análise modal da estrutura sem fluido será utilizada para sintonizar os parâmetros geométricos da estrutura e suas propriedades mecânicas, a partir de resultados experimentais, como será feito no Capítulo 5. Desta forma, as variáveis a serem ajustadas não sofrem influência das propriedades do fluido e o problema de ajuste paramétrico tem menor dimensão.

De acordo com os resultados obtidos na análise modal e no cálculo das funções resposta em frequência, pode-se determinar a faixa de frequências de operação do protótipo, na qual ele opere como um instrumento de ordem zero, ou seja, com sensibilidade constante e defasagem nula.

Os elementos utilizados para modelar a estrutura e o fluido mostram-se adequados para resolver esta classe de problemas de interação fluido estrutura, para um fluido confinado em um reservatório. A validação desta representabilidade será verificada no capítulo seguinte quando comparar-se-á estes resultados com os resultados experimentais.

## Capítulo 5

### Protótipo do Calibrador Dinâmico de Transdutores de Pressão: Construção e Ensaio Experimentais

O protótipo do calibrador dinâmico de transdutores de pressão com todas suas partes constituintes é apresentado na Figura 5.1.

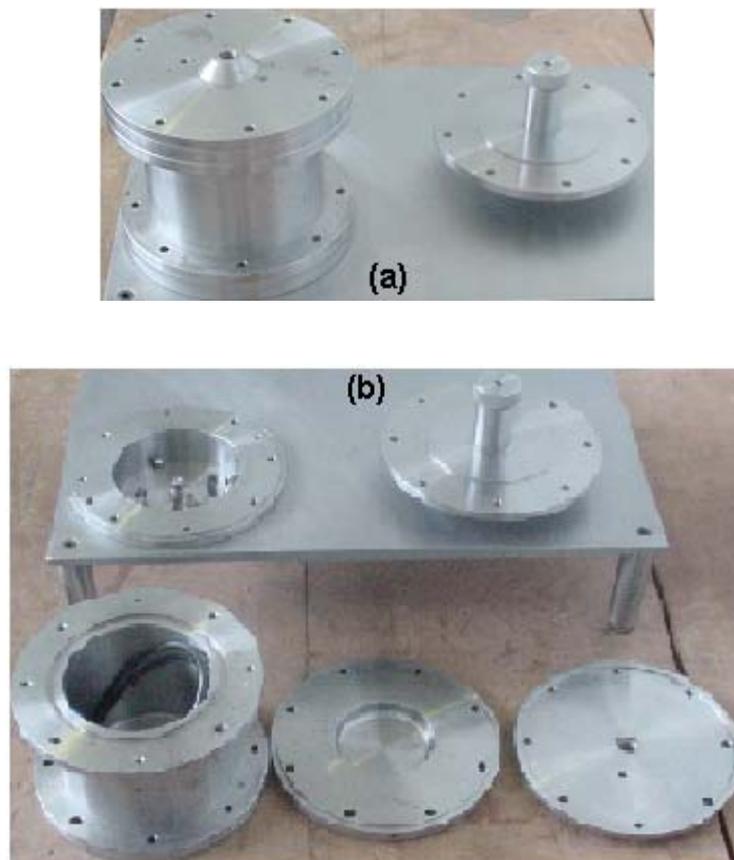


Figura 5.1 (a) Protótipo do Calibrador dinâmico de transdutores de pressão.  
(b) Componentes estruturais.

Considerando a axissimetria estrutural, a Figura 5.2 apresenta um corte parcial longitudinal do calibrador, com as dimensões geométricas indicadas por parâmetros literais, descritos e dimensionados na Tabela 5.1. Os valores indicados com (\*) são os obtidos a partir do ajuste dos valores das primeiras freqüências naturais, calculadas com o modelo de elementos finitos, com as medidas no protótipo, conforme será apresentado no item 5.1.

O corpo tubular do protótipo foi construído em aço SAE1045 e as membranas inferior e superior são de aço SAE 4340.

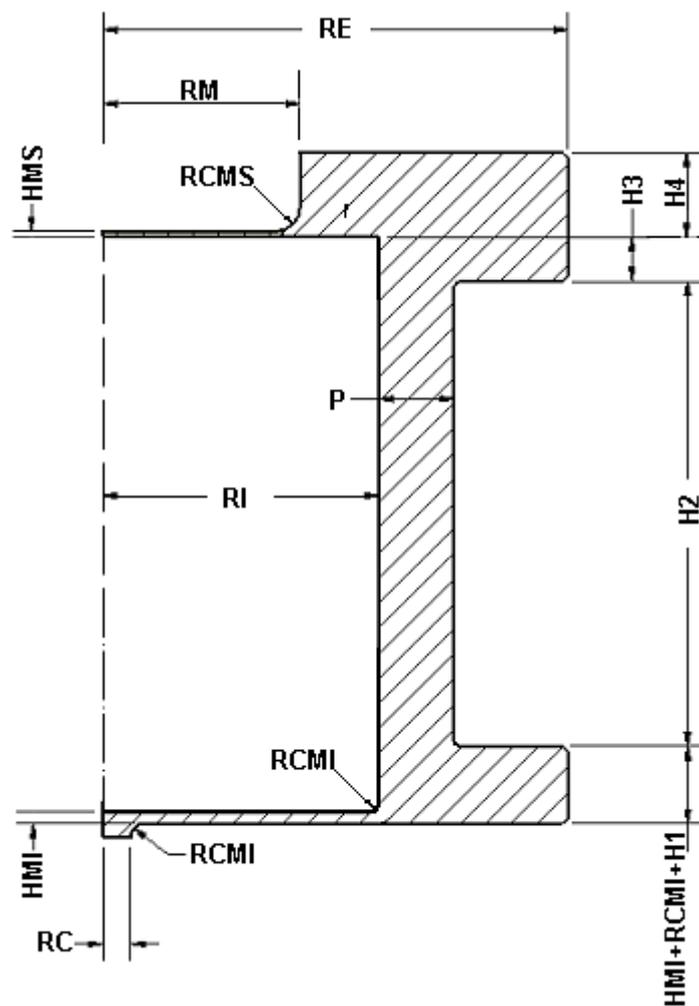


Figura 5.2 Corte parcial do protótipo com indicação dos parâmetros geométricos.

Tabela 5.1 Parâmetros geométricos do protótipo.

<b>Parâmetro</b>	<b>Descrição</b>	<b>Dimensões [mm]</b>
RC	Raio do ressalto da membrana inferior	5
RCMI	Raio de concordância da membrana inferior	2
HMI	Espessura da membrana inferior	1.89
RI	Raio interno da membrana inferior	48.95 (*)
P	Espessura da parede do tubo	13.4
H1	Parte da medida da aba inferior	10
H2	Altura do tubo (sem as abas)	83
H3	Parte da medida da aba superior	8
H4	Parte da medida da aba superior	15
HMS	Espessura da membrana superior	0.93 (*)
RCMS	Raio de concordância da membrana superior	4.475 (*)
RM	Raio interno da membrana superior	35.035 (*)
RE	Raio externo	82.5

Antes de realizar os experimentos foi necessário encher o calibrador dinâmico com um fluido. Foram utilizados: uma bomba a vácuo ligada a um vaso cilíndrico intermediário, duas válvulas globo instaladas no corpo tubular do calibrador e um recipiente com fluido, como mostra o esquema da Figura 5.3.

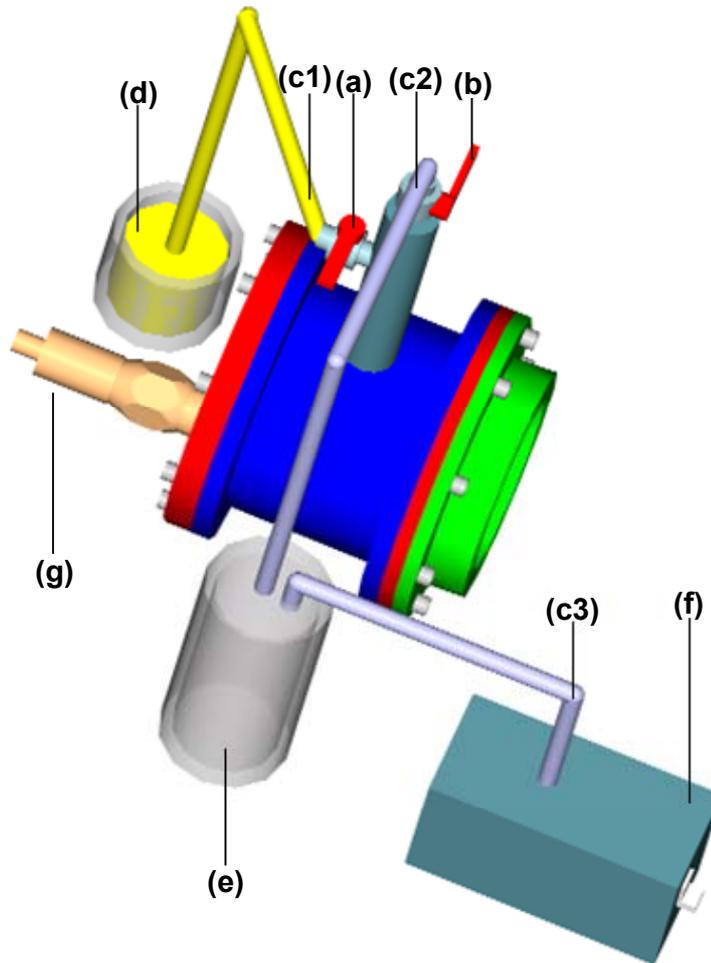


Figura 5.3 Esquema da montagem para a remoção do ar do interior do calibrador.  
 (a) e (b) – Válvulas de esfera; (c1, c2 e c3) - Mangueiras flexíveis; (d) reservatório de fluido à pressão atmosférica; (e) – Vaso cilíndrico; (f) - Bomba de Vácuo, (g) - Transdutor de pressão.

Com a bomba de vácuo ligada, estando a válvula (a) fechada e a válvula (b) aberta, a pressão no interior do calibrador e do cilindro intermediário (e) torna-se negativa. Fechado a válvula (b) e abrindo a válvula (a), o fluido do reservatório (d) começa a fluir para dentro do calibrador. Estas duas seqüências de operação são repetidas até que o óleo tenha enchido completamente o calibrador e comece a fluir para o cilindro intermediário (e). O cilindro intermediário impede que o óleo atinja a bomba de vácuo, prejudicando seu funcionamento.

Nesta última condição, o calibrador está cheio, porém podem ainda existir bolhas de ar, ou mesmo, ar dissolvido no fluido. É necessário repetir sucessivamente o seguinte procedimento para remover as bolhas e reduzir a quantidade de ar dissolvido: Com a válvula (a) fechada e com a válvula (b) aberta, liga-se a bomba de vácuo. Deste modo a pressão no circuito localizado após a válvula (a) é reduzida. Observando o fluido na mangueira (c2) pode-se

verificar a presença de bolhas de ar sendo retiradas pela bomba, e a queda da pressão indicada pelo transdutor de pressão (g). Quando não há mais bolhas nesta mangueira, desliga-se a bomba de vácuo e o óleo contido na mangueira (c2) retorna ao calibrador, pois a pressão nesta parte do circuito hidráulico aumenta. Pode-se assumir que no interior do calibrador não há bolhas e que a quantidade de ar dissolvido é mínima. Com as duas válvulas fechadas, removem-se as mangueiras e o calibrador está pronto para operar.

Este procedimento é necessário, pois a eficiência da propagação das ondas de pressão no interior do calibrador depende do módulo de compressibilidade volumétrica do fluido. A presença de bolhas de ar, ou mesmo de uma quantidade significativa de ar dissolvido no fluido pode afetar significativamente esta propriedade física (Kitching, 1997).

O fluido utilizado no interior do calibrador foi um óleo de microcorte tipo 102A, fornecido pela Microquímica, utilizado em processos de usinagem por eletro erosão. As propriedades físicas são apresentadas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 Propriedades físicas do fluido interno do calibrador.

Óleo D	
Cor ASTM (D-1500)	L 1
Densidade a 20 °C (D-4052)	0,80 - 0,84
Ponto de Fluidez, em °C (D-97)	-12
Viscosidade cSt a 40°C (D-445)	2,5 - 2,8
Viscosidade cSt a 100°C (D-445)	1,4
Ponto de Fulgor, em °C (D-92)	100

Foram realizados ensaios experimentais estáticos e dinâmicos com e sem fluido interno, e os resultados obtidos foram comparados com aqueles das simulações do modelo computacional de elementos finitos.

Os ensaios sem fluido interno foram realizados para ajustar os valores dos parâmetros físicos e geométricos do protótipo.

Os ensaios com fluido interno são utilizados para validar o modelo de interação do fluido com a estrutura elástica do protótipo.

Numa última etapa foram realizadas ensaios experimentais para determinar o comportamento dinâmico do transdutor de pressão fabricado pela IFM Electronic, modelo PA3024, com fundo de escala igual a 1 Mpa.

## 5.1 Ensaios Experimentais Sem Fluido Interno

Os ensaios experimentais do protótipo sem fluido interno foram realizados para determinar as frequências naturais de vibração da estrutura. Conforme já apresentado no Capítulo 4, os dois primeiros modos de vibrar estruturais correspondem aos das membranas inferior e superior e são praticamente desacoplados. Este fato permite realizar dois experimentos independentes para determinar as funções resposta em frequência de cada uma das membranas.

Num primeiro ensaio, apenas a membrana superior é fixada ao tubo, e a excitação e a resposta são medidas no seu centro. No segundo ensaio, apenas a membrana inferior é fixada ao tubo e tanto a excitação como a resposta são medidas no seu centro.

Os resultados experimentais obtidos permitem identificar as frequências naturais e os respectivos fatores de amortecimento modal de cada uma das membranas e realizar o ajuste dos parâmetros geométricos do modelo de elementos finitos. Para a membrana inferior são ajustados RC, HMI, RCMI e RI e para a membrana superior ajustam-se os parâmetros HMS, RCMS e RM, para que haja concordância dos valores da primeira frequência natural de cada membrana.

O dispositivo utilizado para excitar as membranas é um pêndulo com uma célula de carga piezoelétrica e uma ponta metálica, capaz de produzir forças de impacto cujo espectro contém frequências até 7000 Hz, com atenuação máxima de 10 dB. A banda do espectro de frequências, depende do material das superfícies em contato e do tempo de contato.

A resposta foi medida com um vibrômetro laser, cuja saída é proporcional à velocidade da vibração do centro da membrana. Esta alternativa foi adotada para que não houvesse acréscimo de massa às membranas, caso se instalasse um sensor do tipo inercial.

Os sinais da excitação e da resposta foram digitalizados e processados num analisador de sinais de dois canais

A Figura 5.4 apresenta o esquema da montagem experimental utilizada para a determinação das funções resposta em frequência de cada uma das membranas.

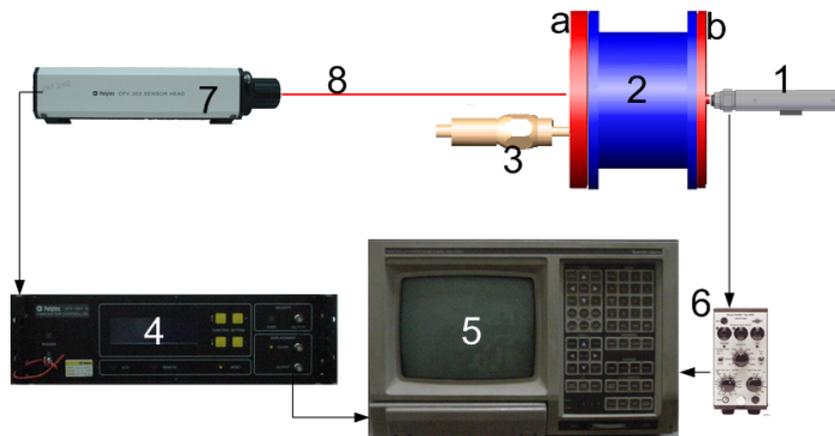


Figura 5.4 Montagem experimental do ensaio dinâmico sem fluido interno:  
 (1) Dispositivo de excitação; (2) Calibrador proposto; (a) Membrana superior;  
 (b) Membrana inferior (3) Transdutor de pressão; (4) Condicionador de sinal do  
 laser; (5) Analisador de sinal; (6) Amplificador de carga; (7) Fonte do Laser;  
 (8) Feixe do Laser.

O sinal da força foi conectado ao canal A do analisador de sinais, e também à entrada de disparo externo de aquisição (External Trigger Input), enquanto o sinal da velocidade foi ligado ao canal B. Deste modo, a amostra é adquirida de forma simultânea e sincronizada. Em todos os ensaios foram adquiridas  $N_a = 100$  amostras, com  $N = 2048$  pontos cada, com resolução temporal  $\Delta t = 97,6 \mu s$  e usando uma janela temporal do tipo retangular. Estes ajustes permitem realizar a análise no domínio da frequência numa banda de zero a 4000 Hz, com resolução  $\Delta f = 5$  Hz.

Os estimadores das funções resposta em frequência são calculados de acordo com o procedimento indicado no esquema abaixo, onde as funções  $G(f)$  representam os estimadores da auto densidade espectral e da densidade espectral cruzada,  $H(f)$  é o estimador ótimo da função resposta em frequência e  $\gamma^2(f)$  é a função de coerência entre os sinais. (Bendat J S; Piersol A G, 1986).

$$\begin{aligned}
 f(t) &\xrightarrow{A/D} \text{Canal A} \xrightarrow{FFT} F(f) & G_{AA}(f) = G_{FF}(f) &= \frac{1}{na} \sum_1^{na} F^*(f)F(f) \\
 & & \Rightarrow G_{BB}(f) = G_{FF}(f) &= \frac{1}{na} \sum_1^{na} V^*(f)V(f) \\
 v(t) &\xrightarrow{A/D} \text{Canal B} \xrightarrow{FFT} V(f) & G_{BA}(f) = G_{VF}(f) &= \frac{1}{na} \sum_1^{na} V^*(f)F(f)
 \end{aligned}$$

$$H = \frac{G_{BA}(f)}{G_{AA}(f)} \Rightarrow |H(f)| \quad ; \quad \phi_{BA}(f) \quad e \quad \gamma_{BA}^2(f) = \frac{|G_{BA}(f)|^2}{G_{AA}(f)G_{BB}(f)}$$

Para a apresentação dos resultados no diagrama de BODE, calcula-se o módulo e a fase da função resposta em frequência. Nos experimentos realizados, o valor de  $|H(f)|$  é expresso em metros por segundo por Newton e a defasagem entre a velocidade e a força é expressa em graus.

Os instrumentos utilizados neste experimento estão relacionados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 Instrumentos utilizados no experimento.

Instrumento	Modelo - Fabricante
Célula de Carga	Modelo 8200 - Brüel & Kjaer
Amplificador de Carga	Modelo 2635 - Brüel & Kjaer
Vibrômetro Laser	Modelo OFV 303 e OFV 3001 S - Polytec
Analisador de Sinais	Modelo SD380 – Scientific Atlanta

Após cada experimento, os estimadores das funções resposta em frequência, expressando a relação entre velocidade e força, foram transferidos para um microcomputador. Os dados são processados para representar a relação entre o deslocamento e a força.

Aplica-se uma técnica de ajuste de curvas, via método dos mínimos quadrados, para a identificar a frequência natural e o fator de amortecimento de cada modo estrutural.

Para validar o modelo de elementos finitos da estrutura sem fluido interno, foram realizadas duas simulações computacionais: (a) análise modal do modelo estrutural sem amortecimento e (b) cálculo da resposta à excitação harmônica na banda de frequências entre 0 e 4000 Hz, para excitação e resposta medidas no centro das membranas, incluindo amortecimento.

Os parâmetros geométricos das duas membranas foram ajustados para que houvesse concordância entre as frequências naturais do modelo computacional, obtidas via análise modal, com os valores experimentais.

A título de exemplo, a Tabela 5.4 apresenta o efeito da modificação nos parâmetros geométricos RI (raio da membrana inferior) e RCMS (raio de concordância da membrana superior) sobre os valores das frequências naturais. Nestas simulações, os valores dos demais parâmetros geométricos são aqueles apresentados na Tabela 5.1. Da análise da Tabela 5.4 pode-se perceber a sensibilidade do modelo aos parâmetros geométricos RI e RCMS, pois pequenas modificações nestes parâmetros provocam mudanças significativas nas frequências naturais do sistema.

Tabela 5.4 Exemplo da evolução do ajuste do modelo computacional.

Componente do protótipo	Fator de amortecimento experimental	Frequência Experimental [Hz]	Frequência: Modelo computacional [Hz]		
			Parâmetros geométricos [mm]		
			RI =48.60 RCMS =4.6	RI =48.70 RCMS=4.7	RI =48.95 RCMS =4.475
Membrana Inferior	0.00269	2014.47	2024.8	2016.5	2014.1
Membrana Superior	0.00226	2270.26	2282.5	2295.1	2270.1

A resposta à excitação harmônica do modelo computacional de elementos finitos foi realizada para determinar as funções resposta em frequência. Nas simulações foram introduzidos valores para os fatores de amortecimento modais experimentais para que as respostas simuladas pudessem ser ajustadas às experimentais.

A comparação dos resultados experimentais brutos e ajustados, com os das simulações computacionais para a membrana inferior podem ser vistos na Figura 5.5. Uma diferença igual a 0.0283% foi obtida para o valor da frequência natural.

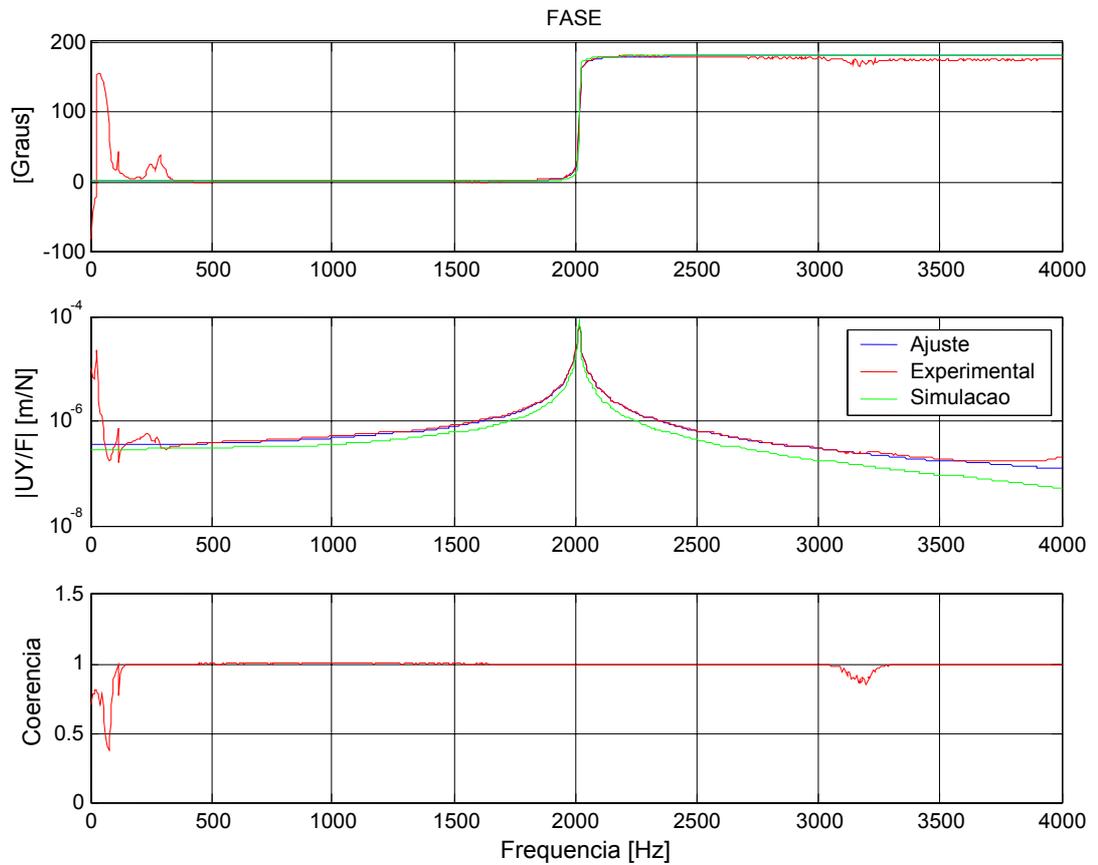


Figura 5.5 Comparação de  $|UY_A/F_A|$ , da fase e função de coerência: experimental (curvas em azul e vermelho) e simulada (curva em verde) da membrana inferior.

Os resultados para a membrana superior são apresentados na Figura 5.6. Uma diferença igual a 0.0114% foi obtida para o valor da frequência natural.

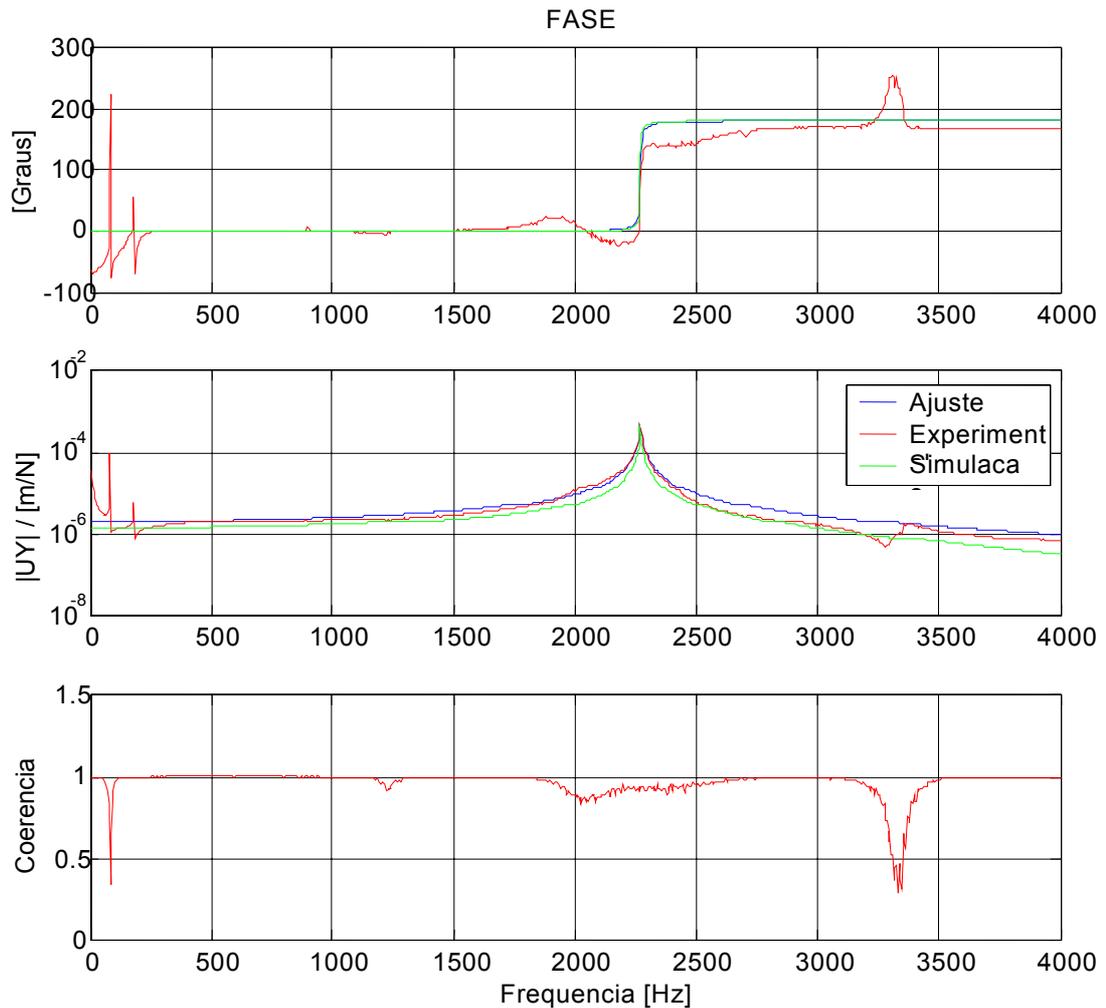


Figura 5.6 Comparação de  $|UY_B/F_B|$  e da fase: experimental (curvas em azul e vermelho) e simulada (curva em verde) da membrana superior e Função de Coerência.

Os resultados experimentais (curvas em vermelho nas Figuras 5.5 e 5.6) das membranas inferior e superior apresentam pequenos valores da coerência na região das baixas frequências, indicando que nesta banda as respostas medidas não foram provocadas diretamente pela excitação impulsiva aplicada. Uma possível justificativa para este fato é alguma deficiência da rigidez do dispositivo de fixação do tubo sobre a mesa inercial. Conseqüentemente, os dados experimentais deste ensaio só podem ser comparados com os do modelo computacional para frequências superiores a 180 Hz. Na Figura 5.6, ocorrem também valores baixos da coerência, na região de 3300 Hz. Neste caso assume-se que há a participação de um modo da estrutura tubular, para o qual o sinal medido no centro da membrana é contaminado por ruído.

## 5.2 Ensaio Experimental Com Fluido Interno

Os ensaios experimentais com fluido interno foram realizados para validar o modelo de elementos finitos e também para estabelecer os procedimentos de calibração estática e dinâmica, de acordo com a norma ANSI MC88 1-1972 (Bean, 1993/94), de um sensor instalado na tampa superior do calibrador.

Dois grupos de experimentos foram realizados. No primeiro, são aplicados deslocamentos estáticos no centro da membrana inferior, provocando um aumento da pressão interna no calibrador e conseqüentemente a deformação da membrana superior, que será considerada como o sensor de referência para a pressão. No segundo grupo de ensaios é aplicada no centro da membrana inferior uma entrada na forma de uma força impulsiva e mede-se a velocidade do centro da membrana superior.

### 5.2.1 Caracterização Estática

No calibrador proposto a pressão interna estática é produzida pela ação do parafuso micrométrico instalado entre a estrutura e o centro da membrana inferior. Esta pressão é diretamente aplicada ao transdutor de pressão a ser calibrado, que é instalado na tampa superior do calibrador. O valor do sinal de referência da pressão interna é gerado pela membrana superior através da medida do deslocamento do seu centro ( $UY_B$ ) ou ainda pela medição das deformações da sua face externa, caso lá sejam instalados extensômetros elétricos. Esta última alternativa não foi implementada no protótipo.

Desta forma, os ensaios de caracterização estática do calibrador devem ser realizados de modo a garantir a linearidade e repetibilidade do sistema de aplicação da pressão e a correspondente linearidade do comportamento da membrana superior. Nesta concepção de calibrador, o sistema de geração da pressão estática não contém partes móveis sujeitas a atrito (como ocorre com os atuadores de pistões hidráulicos), o que reduz o fenômeno de histerese. O uso de uma membrana elástica, na tampa superior, como sensor de pressão de referência, permite maximizar a sensibilidade, alterando suas dimensões geométricas (principalmente o raio  $RM$  e a espessura  $HMS$ ). Aspectos relativos à otimização do projeto de um calibrador de pressão serão abordados no próximo capítulo.

A calibração estática do protótipo foi realizada para determinar a correlação da pressão interna com o deslocamento do centro da membrana superior.

O sensor de pressão utilizado tanto nos ensaios estáticos quanto nos ensaios dinâmicos é o transdutor de pressão fabricado pela IFM Electronic, modelo PA3024, com fundo de escala igual a 1 Mpa (0 - 10 bar), com incerteza de 0,7% do fundo de escala, fornecendo uma saída

nominal de 4 a 20 mA, que corresponde a uma sensibilidade estática nominal de 16 mA/MPa. A corrente de saída pode ser convertida em tensão elétrica, medindo-se a queda de tensão sobre uma impedância resistiva. Uma foto do sensor pode ser vista na Figura 5.7.

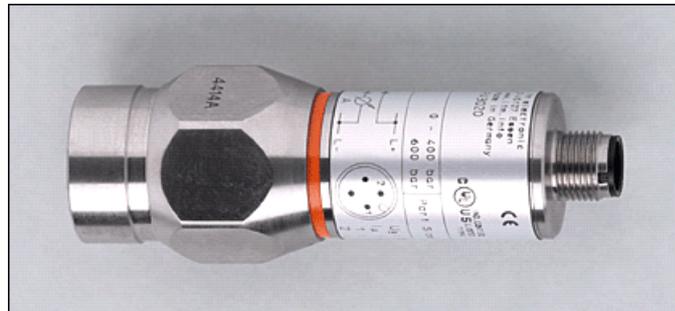


Figura 5.7 Sensor de Pressão.

A calibração deste transdutor foi feita através de um calibrador estático disponível no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos, que compara a pressão estática medida por um manômetro padrão com a pressão indicada no transdutor de pressão. Um esboço do sistema é mostrado na Figura 5.8. A resolução do manômetro padrão é de 0.025 Kgf/cm<sup>2</sup>, ou 2500 Pa, e sua classe de incerteza é de 0.5 % do fundo de escala.

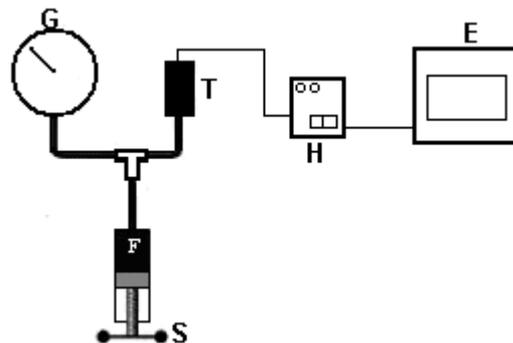


Figura 5.8 Esquema do teste de calibração estática do transdutor de pressão:

- S – Cilindro hidráulico com parafuso de acionamento; F – Fluido incompressível;
- G – Manômetro Padrão; T – Transdutor de pressão a ser calibrado;
- H – Condicionador de sinal do transdutor ; E – Osciloscópio digital.

A pressão é fornecida ao circuito hidráulico através do parafuso de acionamento do pistão do cilindro, sendo lida simultaneamente no manômetro padrão e no osciloscópio, conectada à saída elétrica do condicionador de sinal do transdutor de pressão. O osciloscópio foi utilizado

com fundo de escala igual a 2 volts por divisão, que apresenta uma incerteza de 0,1% do fundo de escala.

A curva de calibração do transdutor de pressão é obtida pela média de 10 ensaios de carga e descarga, na faixa de operação do manômetro padrão. A regressão linear dos dados experimentais permite determinar a sensibilidade estática do sistema de medição de pressão. A curva de calibração do sensor de pressão é mostrada na Figura 5.9, onde é possível identificar nas ordenadas a pressão do transdutor de pressão em volts e na abscissa a pressão do manômetro padrão em MPa. A reta de regressão é dada por  $P[V] = 16,2135 P[MPa] + 3,7961$ , resultando a sensibilidade estática igual a 16.2135 V/MPa. O termo independente é o valor da saída em Volts associado à pressão atmosférica.

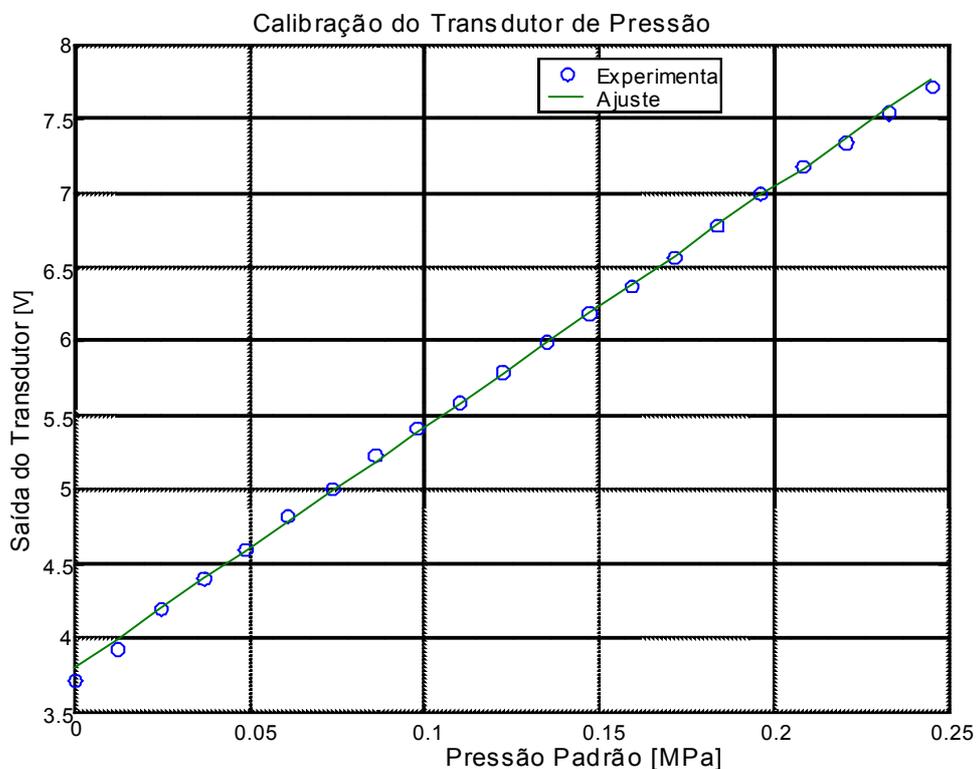


Figura 5.9 Curva de calibração do transdutor de pressão.

A correlação entre a pressão estática no interior do calibrador, que é aquela indicada pelo transdutor de pressão e o deslocamento do centro da membrana superior, foi determinada em um ensaio experimental. A pressão interna é gerada pela aplicação de um deslocamento estático no centro da membrana inferior e pela medição simultânea da saída elétrica do transdutor de pressão  $P$  [V] e do deslocamento  $UY$  [mm] do centro da membrana superior. A Figura 5.10 apresenta o esquema da montagem experimental.

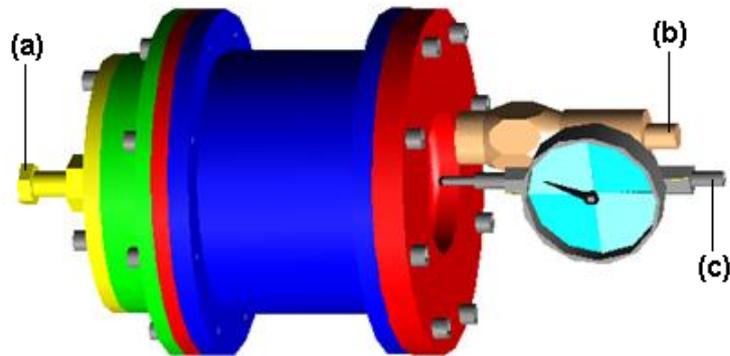


Figura 5.10 Esquema do ensaio experimental. (a) – Aplicação do deslocamento estático; (b) – Saída elétrica do transdutor de pressão [V]; (c) – Deslocamento do ponto central da membrana superior [mm].

Com o parafuso (a), aplica-se um deslocamento estático no centro da membrana inferior. Devido à presença do fluido, a pressão interna é transmitida à membrana superior, provocando sua deformação. O deslocamento do centro da membrana superior é medido pelo relógio comparador analógico Mitutoio, com resolução de 0,01 mm (incerteza de 0,005 mm). A tensão elétrica de saída do transdutor de pressão é indicada num multímetro digital de quatro e meio dígitos, com fundo de escala ajustado para 20 Volts DC (incerteza de 0,1 % do fundo de escala). O valor máximo do deslocamento da membrana superior, igual a 0,3 mm, foi escolhido de modo que a tensão máxima de Von Mises não ultrapasse o limite elástico do material da membrana, igual a 201 Mpa.

Para identificar o limite de escoamento das membranas realizou-se o ensaio de dureza Vickers com uma carga de 30 [kgf]. Adquiriram-se quatro valores e calculou-se a média, resultando em 218 HV, ou 208 HB.

Segundo Shigley (2001) o limite elástico do aço 4340; com grão grosso, pode ser estimado por:  $\sigma_e [MPa] = 0.568 [HB] + 83,8 P [MPa]$ , resultando  $\sigma_e = 201.944 Mpa$ . Para a membrana superior, determinou-se, através da simulação do modelo, uma tensão máxima de  $\sigma_{Smulação} = 195.0 [MPa]$  calculada pelo método de Von Mises, para uma pressão interna máxima de  $P_{limite} = 400 [KPa]$ . A membrana mais sensível, identificada através das simulações, é a membrana superior, obviamente por ser a membrana mais fina.

Deve-se destacar a influência da temperatura ambiente sobre a deriva (perda) do valor da pressão no interior do calibrador. Como o fluido utilizado apresenta coeficiente de dilatação térmica maior que o da estrutura de aço, com a elevação da temperatura num ensaio de longa duração, irá ocorrer uma elevação da pressão interna e o conseqüente aumento da deflexão do centro da membrana superior.

Para resolver este problema sugere-se que o ensaio estático seja realizado em ambiente de temperatura controlada, ou que seja escolhido um fluido diferente, que tenha coeficiente de dilatação volumétrica semelhante ao da estrutura de aço do calibrador. Este efeito não apresenta inconveniente para o processo de calibração dinâmica, pois neste caso apenas a parte AC (corrente alternada) dos sinais é adquirida.

Os resultados obtidos, nos ensaios estáticos de carga e descarga, na temperatura ambiente média de 23 graus centígrados, estão indicados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 Pressão e deslocamento obtidos no ensaio estático do protótipo, a 23 °C.

UY [mm]	Saída do Transdutor de Pressão [V]		
	Experimento 1	Experimento 2	Experimento 3
0	3.96	3.96	3.96
0.02	4.08	4.08	4.08
0.04	4.15	4.23	4.23
0.06	4.35	4.33	4.36
0.08	4.43	4.42	4.43
0.10	4.56	4.55	4.56
0.12	4.68	4.70	4.70
0.14	4.84	4.83	4.84
0.16	4.98	4.97	4.99
0.18	5.14	5.10	5.14
0.20	5.30	5.29	5.29
0.22	5.43	5.43	5.44
0.24	5.60	5.58	5.60
0.26	5.74	5.74	5.77
0.28	5.94	5.92	5.95
0.30	6.14	6.14	6.13

Os resultados da calibração estática do transdutor de pressão, apresentado na Figura 5.9 e os dados da Tabela 5.5, permitem determinar a sensibilidade estática do protótipo, definida pela relação entre o deslocamento UY do centro da membrana superior e a pressão interna no reservatório.

A Figura 5.11 apresenta o deslocamento UY em função da pressão P, considerando a média dos valores para cada deslocamento medido. Realizando a regressão linear destes dados, resultou:  $UY \text{ [mm]} = 2,256 P \text{ [Mpa]} + 0,010$ , com norma do erro de ajuste igual a 0,027, indicando uma sensibilidade estática igual a 2,256 mm/Mpa.

Portanto, comprova-se experimentalmente o comportamento linear do sinal UY, que representa a saída do sistema, em função da pressão interna, que é aplicada ao transdutor a ser calibrado.

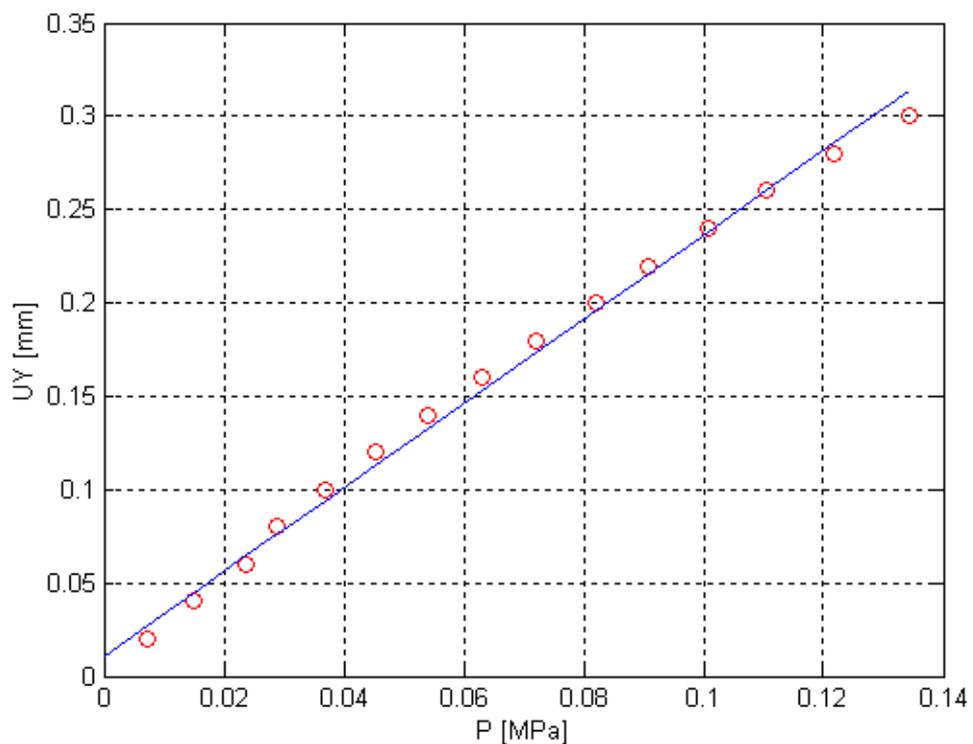


Figura 5.11 Sensibilidade estática do protótipo do calibrador de pressão: o – média dos valores experimentais; Linha contínua (–) ajuste por mínimos quadrados desta média experimental.

Para validar o modelo de elementos finitos, que representa o comportamento estático do calibrador, foram realizadas simulações computacionais com a aplicação de pressões internas crescentes às suas superfícies e medição do deslocamento UY no centro da membrana superior.

O modelo do calibrador e as pressões aplicadas são mostrados na Figura 5.12. As pressões atuantes no exterior do modelo correspondem à atmosférica, de valor igual a 0,092 MPa.

Apenas os vetores em cada uma das linhas do modelo são indicadas na Figura 5.12, porém existe uma distribuição uniforme da pressão sobre todas as superfícies.

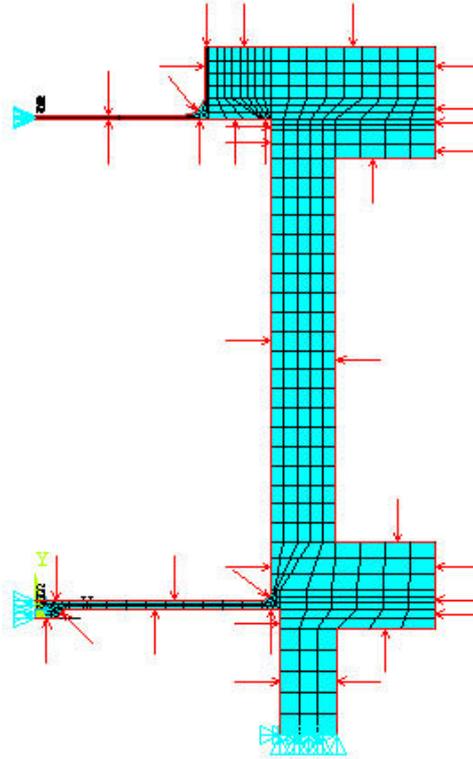


Figura 5.12 Modelo para simulação computacional do comportamento estático.

As simulações estáticas indicam o comportamento linear do deslocamento UY em função da pressão interna, resultando uma sensibilidade de 2,166 mm/Mpa. Os resultados da simulação e os do ensaio estático experimental, podem ser comparados na Figura 5.13.

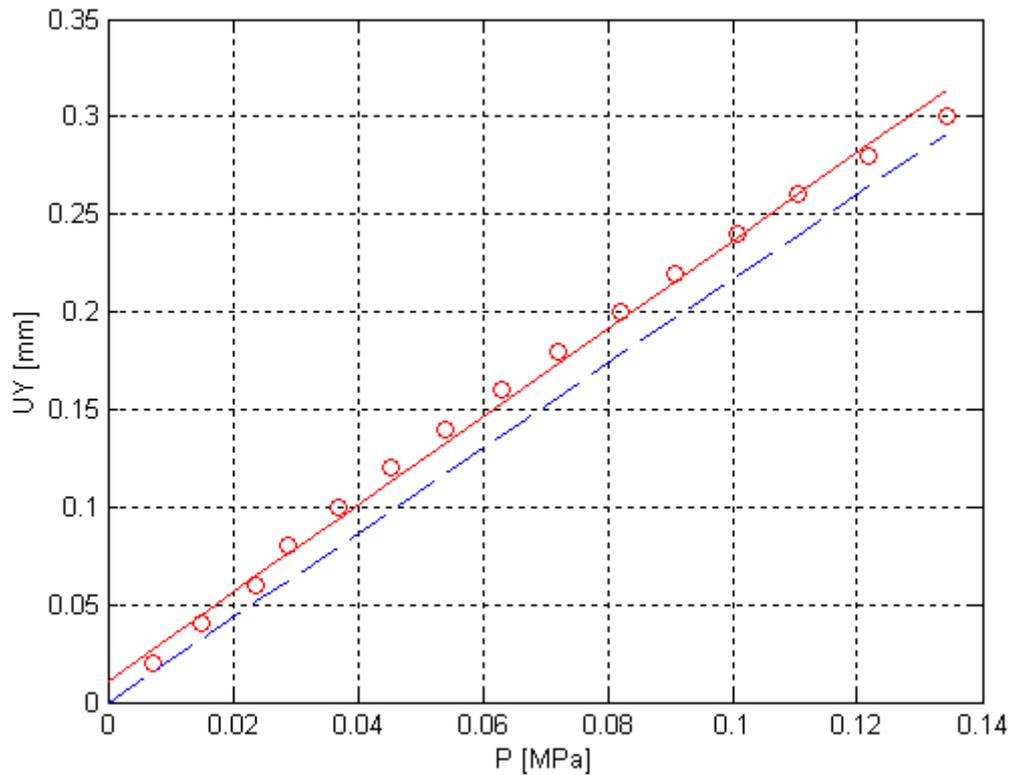


Figura 5.13 Comparação dos resultados da simulação com os experimentais (o) – média dos valores experimentais, linha contínua – ajuste dos dados experimentais e linha tracejada – modelo computacional.

As diferenças entre a curva ajustada experimental e a obtida pela simulação são devidas a erros de natureza sistemática e aleatória. O primeiro provém do termo constante, igual a 0,010, presente na regressão linear dos resultados experimentais, e pode ser compensado na saída do medidor de deslocamento do centro da membrana superior. O segundo, que afeta diretamente a sensibilidade estática, vem da dispersão dos dados experimentais (o) em relação à reta de regressão, observada na Figura 5.13.

A sensibilidade calculada pelo modelo de elementos finitos é 2,166 mm/MPa e a experimental é 2,256 mm/Mpa, indicando uma diferença de 0,09 mm/Mpa, que corresponde a 3,98 % do valor experimental. Uma provável fonte desta diferença pode ser também atribuída a variações na espessura da membrana superior, HMI, ao longo do seu raio. O valor de HMI adotado no modelo de elementos finitos é igual a 0,93 mm, ajustado a partir do experimento realizado com a estrutura sem fluido interno, de modo que os valores da primeira frequência natural da membrana, medida experimentalmente e calculadas pelo modelo, fossem coincidentes. Logo, este parâmetro é assumido constante ao longo do raio. Porém, devido ao processo de fabricação da membrana podem ocorrer reduções de HMI na região próxima ao

seu centro, devido às deformações elásticas provocadas pela ação da ferramenta de corte sobre uma membrana fina e, portanto, bastante flexível. Pode-se corrigir este efeito através de um mapeamento da variação de HMI ao longo do raio da membrana, e introduzindo os resultados no modelo de elementos finitos. Esta correção não foi realizada por falta de instrumentos adequados para medição da espessura.

O processo de caracterização do comportamento estático do calibrador poderia ser melhor realizado pela instalação do manômetro padrão diretamente no protótipo. Como no projeto inicial do calibrador não foi prevista uma conexão adequada para o manômetro padrão, não foi possível implementar esta alternativa.

Como as medições dinâmicas da pressão interna só podem ser realizadas por um transdutor com banda larga de frequências e com sinal de saída elétrica, optou-se pela transposição padrão do manômetro analógico para o transdutor de pressão fabricado pela IFM Electronic, modelo PA3024.

Na configuração proposta, o protótipo do calibrador estático pode operar com segurança na faixa de 0 a 400 KPa.

### **5.2.2 Caracterização Dinâmica**

A avaliação experimental do comportamento dinâmico do sistema foi realizada para determinar as respostas do deslocamento medido no centro da membrana superior e da pressão medida pelo transdutor, instalado na parte superior do reservatório, para uma excitação impulsiva aplicada no centro da membrana inferior. As funções resposta em frequência obtidas permitem determinar a banda de frequências de operação do sistema, quando operar como um calibrador dinâmico de pressão e também validar o modelo computacional. As respostas medidas no domínio do tempo permitem identificar o tempo de resposta do sistema.

Portanto, para identificar os parâmetros dinâmicos do transdutor de pressão, foram feitos experimentos para a análise nos domínios do tempo e da frequência e simulações numéricas do modelo computacional para a análise no domínio da frequência.

A montagem experimental utilizada é apresentada na Figura 5.14. O transdutor de pressão fabricado pela IFM Electronic, modelo PA3024, com fundo de escala igual a 1 Mpa (0 - 10 bar), com incerteza de 0,7% do fundo de escala, será utilizado para medir a pressão interna no ponto C do reservatório é o mesmo utilizado nos ensaios estáticos.

Embora tenha sido realizada a calibração estática deste sistema de medição de pressão, suas características dinâmicas não são conhecidas, nem por informações técnicas do fabricante. A realização de ensaios de calibração dinâmica deste transdutor exige um sistema

padrão de medição dinâmica de pressão, não disponível no laboratório. Conseqüentemente, os resultados obtidos nos ensaios, sempre que envolverem a pressão medida pelo transdutor, incluem uma incerteza desconhecida.

A velocidade do centro da membrana superior é medida por um vibrômetro laser e a excitação impulsiva é aplicada por um dispositivo de impacto instrumentado com uma célula de carga piezo-elétrica. Os sinais de velocidade, pressão e da força de excitação são adquiridos e processados no analisador de sinais. Os instrumentos de medição são os mesmos utilizados nos ensaios dinâmicos sem fluido interno, especificados na Tabela 5.3.

As funções resposta em freqüência são determinadas em ensaios com 100 médias, sempre com o sinal da força conectado simultaneamente ao canal A do analisador de sinais e ao conector de disparo externo da aquisição. Os procedimentos de análise dos sinais são os mesmos apresentados no item 5.1.

Nestes experimentos foram calculadas as funções resposta em freqüência que relacionam o deslocamento do centro da membrana superior  $UY_B$  e a pressão  $P_C$ , com a força impulsiva aplicada no centro da membrana inferior (ponto A).

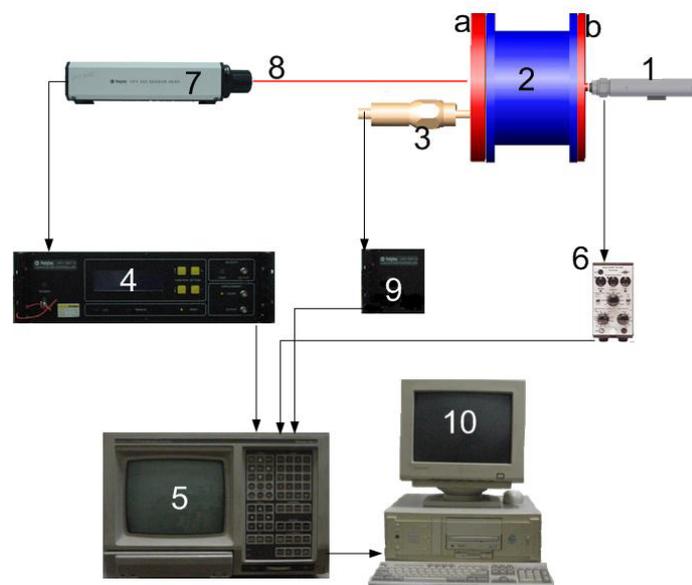


Figura 5.14 Montagem experimental do ensaio dinâmico sem fluido interno:  
 (1) Dispositivo de excitação; (2) Corpo do Calibrador; (a) Membrana superior;  
 (b) Membrana inferior (3) Transdutor de pressão; (4) Condicionador de sinal do  
 laser; (5) Analisador de sinal; (6) Amplificador de carga; (7) Fonte do Laser;  
 (8) Feixe do Laser (9) Fonte de alimentação do transdutor; (10) Micro computador.

As fotografias das figuras seguintes mostram o protótipo fixado na mesa inercial.



Figura 5.15 Sistema de excitação do protótipo.

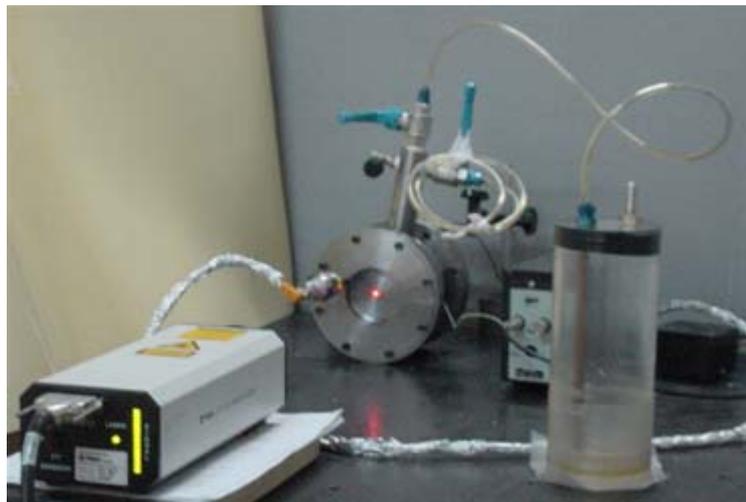


Figura 5.16 Sistemas de medição de velocidade e de pressão.

Num primeiro experimento determinou-se a função resposta em frequência que relaciona o deslocamento  $UY_B$  e a força impulsiva,  $F_A$ , na banda de frequência de 0 a 10 KHz. Este resultado, que permite explorar o comportamento global do protótipo, é apresentado na Figura 5.17.

Analisando o gráfico da coerência da Figura 5.17 pode-se perceber que a resposta medida é quase toda ocasionada pela entrada impulsiva. A coerência diminui apenas acima de 9000 [Hz] e na banda de 6000 a de 6500 Hz. O módulo da função de transferência do sinal

apresenta dois picos significativos na banda de 0 a 4000 Hz. Os picos acima de 4000 Hz têm valores cerca de cem vezes menores que os anteriores.

Pelo comportamento da defasagem entre UY e F são evidentes as freqüências naturais do sistema próximas a 1000, 3100 e 8600 Hz. Outras freqüências naturais podem estar localizadas na banda entre 5000 e 7000 Hz, porém não são facilmente identificadas nesta figura.

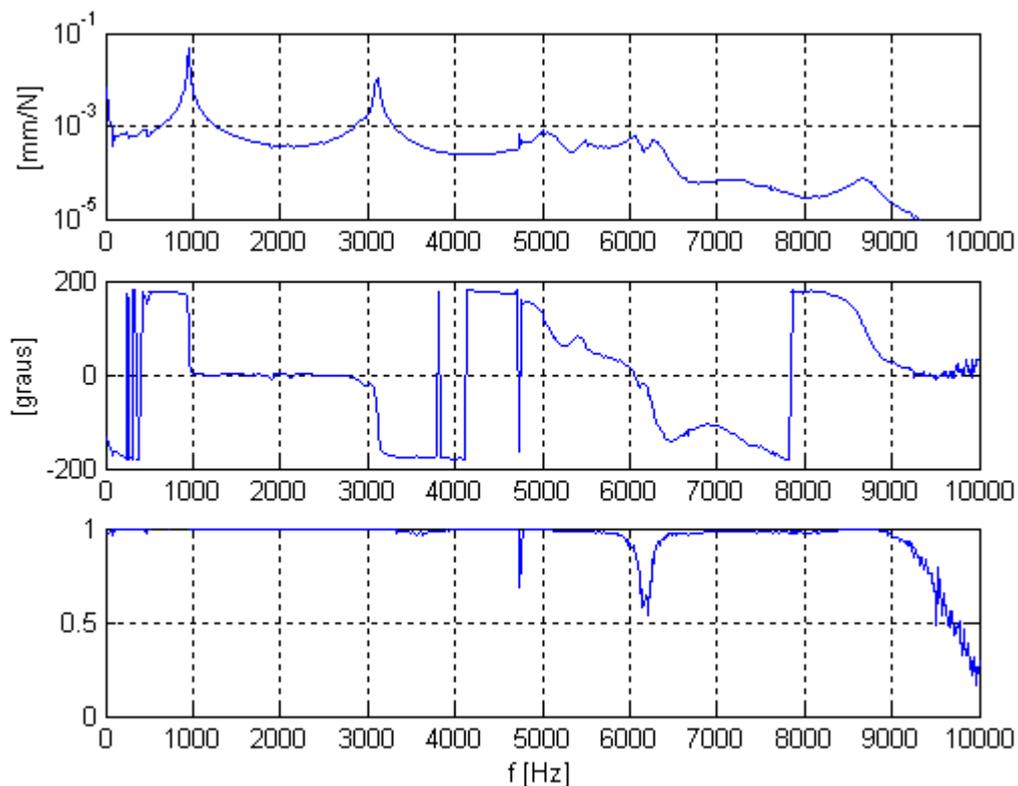


Figura 5.17 Função resposta em freqüência  $|UY_B/F_A|$ , fase e coerência, com resolução igual a 12,5 Hz, na banda de 0 a 10000 Hz

O mesmo experimento foi realizado na banda de freqüências de 0 a 4000 Hz, com resolução de 5 Hz, resultando a Figura 5.18. Nestas condições é possível identificar, com maior precisão, as duas primeiras freqüências naturais. Deve-se salientar que o comportamento da curva da fase, oscilando bruscamente entre mais ou menos 180 graus, nas freqüências acima de 3500 Hz é devido à incerteza matemática do cálculo da função arco tangente, e não representa qualquer fenômeno físico.

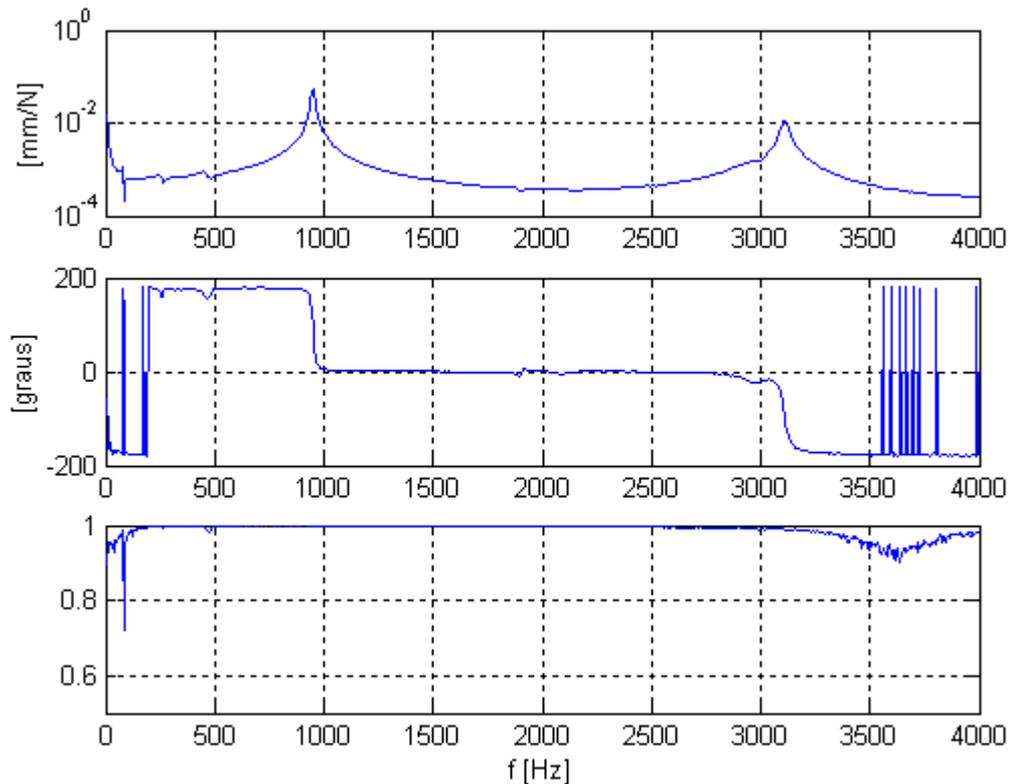


Figura 5.18 Função resposta em frequência  $|U_{Y_B}/F_A|$ , fase e coerência, com resolução igual a 5 Hz, na banda de 0 a 4000 Hz

Aplicando aos dados a mesma técnica de ajuste de curvas usada nos ensaios dinâmicos sem fluido, pode-se estimar com menor incerteza os valores das frequências naturais e dos respectivos amortecimentos modais do sistema. As normas dos erros de ajuste nas bandas que contém as frequências naturais são inferiores a 0,00001.

As figuras seguintes apresentam os resultados das funções resposta em frequência ajustadas aos dados experimentais, nas bandas de 0 a 4000 Hz e de 0 a 10000 Hz.

Na Figura 5.19 a norma do erro de ajuste é menor que  $10^{-6}$  indicando boa concordância da curva ajustada com os dados experimentais na banda de 0 a 4000 Hz.

Na Figura 5.20, a norma do erro é inferior a  $10^{-5}$  também indicando boa correlação com os dados experimentais. Porém, na banda de frequências entre 5000 Hz e 6500 Hz, não foi possível ajustar dois picos intermediários. Este fato decorre diretamente da resolução em frequência adotada no ensaio ser elevada e pela proximidade destes picos.

Os valores numéricos obtidos no procedimento de ajuste serão comparados com os obtidos com as simulações do modelo de elementos finitos, sendo apresentados na Tabela 5.6.

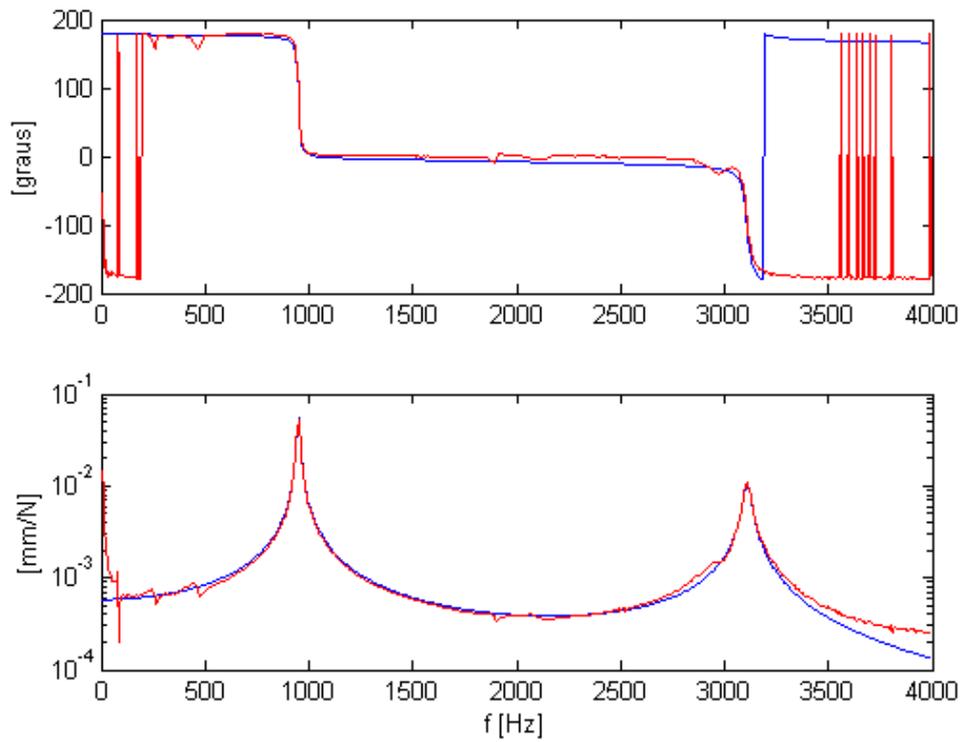


Figura 5.19 Função resposta em frequência  $|U_{Y_B}/F_A|$  e fase na banda de 0 a 4000 Hz.

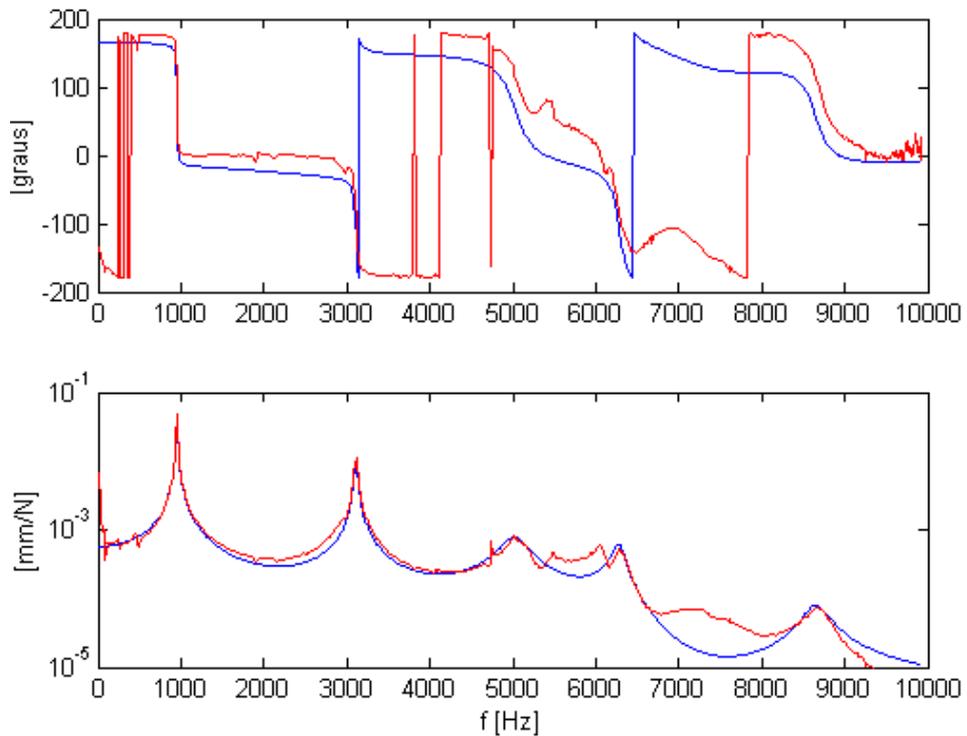


Figura 5.20 Função resposta em frequência  $|U_{Y_B}/F_A|$  e fase na banda de 0 a 10000 Hz. Vermelha - experimental e Azul - ajuste.

.Para validar o modelo de elementos finitos foram realizados dois tipos de simulações computacionais. O primeiro é uma análise modal do modelo, que permite determinar as freqüências naturais e os modos de vibrar do sistema dinâmico. No segundo, uma força harmônica de amplitude unitária e freqüência variando entre 0 e 10000 Hz, é aplicada ao ponto A e calculam-se as respostas de deslocamento UY do ponto B, localizado no centro da membrana superior, e a pressão P , medida no ponto C, localizado no interior do reservatório, onde está instalado o transdutor de pressão. Nesta última simulação pode-se obter as respostas em freqüência e ajustar o valor do fator de amortecimento do modelo. A Figura 5.21 representa o modelo de elementos finitos, com indicação dos pontos de excitação e das respostas, com a origem do sistema de referência localizado no ponto A.

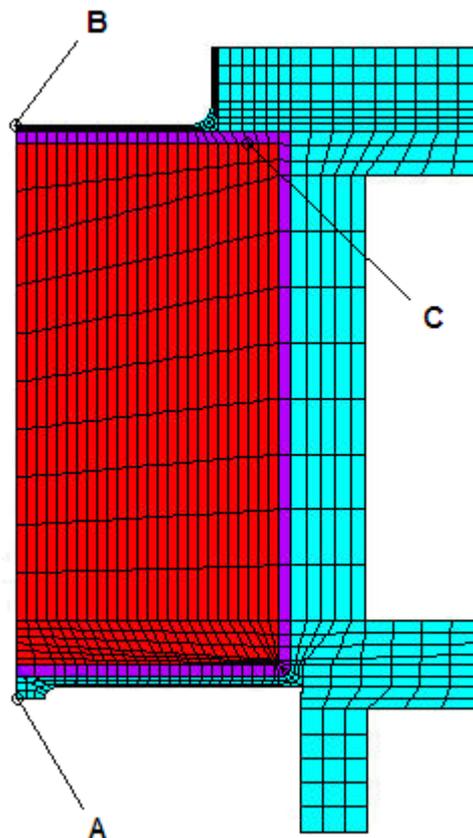


Figura 5.21 Modelo de elementos finitos do calibrador dinâmico: (A) ponto de excitação, (B) ponto do deslocamento UY, e (C) ponto de pressão P.

Nestas simulações, os parâmetros geométricos da estrutura são os mesmos ajustados através da análise modal da estrutura sem fluido, e estão apresentados na Tabela 5.1.

As propriedades do fluido interno que mais afetam os valores das freqüências naturais do modelo computacional são a densidade do fluido e o módulo de Bulk (Kb), especificadas, respectivamente, pelas variáveis DENS e SONC do programa de elementos finitos. Este último parâmetro (Kb) está diretamente relacionado com a compressibilidade do fluido. A quantidade de bolhas e ar ou a parcela de ar dissolvido no fluido influem diretamente nos valores deste parâmetro. No procedimento de enchimento do reservatório do protótipo, procurou-se remover todas as bolhas de ar, porém foi impossível determinar qual a quantidade de ar dissolvido que ainda permaneceu no circuito hidráulico.

As simulações computacionais foram realizadas para diferentes valores de DENS e SONC, buscando a melhor concordância entre os valores das freqüências naturais experimentais e do modelo computacional. A melhor relação SONC/DENS foi igual a 0,92, com o parâmetro SONC =  $1115 \text{ m/s}^2$ , correspondendo a um valor do módulo de Bulk  $K_b = 1,49 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ . Esta condição representa um fluido parcialmente compressível, pois, para o modelo computacional, fluidos incompressíveis apresentam módulo de Bulk da ordem de  $10^{15}$ .

Na Tabela 5.6 são comparadas as freqüências naturais experimentais ajustadas com os resultados da análise modal, obtidos através da simulação computacional. Pode-se verificar que existem diferenças de no máximo 12% entre as freqüências naturais experimentais e as freqüências naturais encontradas na simulação. Os valores marcados com (\*) foram obtidos no ajuste dos dados experimentais na banda de 0 a 4000 Hz, com resolução de 5 Hz, enquanto os demais valores das freqüência resultaram do ajuste na banda de 0 a 10000 Hz, com resolução de 12,5 Hz. O quinto modo, com freqüência igual a 7572,1 Hz não foi identificado no ensaio experimental, embora exista um aumento da FRF em torno de 7000 Hz, como pode ser observado na Figura 5.20.

Tabela 5.6 Comparação das freqüências experimentais e de simulação

Modos	Freqüências Experimentais [Hz]	Fator de amortecimento	Freqüências Simulação [Hz]	Diferença %
1º Modo	950,5 (*)	0,0063	1064,6	12,00
2º Modo	3109,5(*)	0,0055	3102,4	-0,23
3º Modo	5032,4	0,0328	5170.2	2,74
4º Modo	6283,1	0,0106	6200,6	-1,31
5º Modo	-	-	7572.1	-
6 Modo	8645,2	0,0175	8291.6	-4,09

A diferença de +12% no valor da na primeira freqüência natural, relativa ao valor experimental, indica que o modelo computacional é mais rígido que o experimental.

No primeiro modo de vibrar, que tem forma semelhante à mostrada na Figura 4.23, existe significativa sollicitação de momento na região de fixação da membrana superior nas abas dos flanges do tubo.

Por questão de simplificação, o modelo computacional considera esta ligação como perfeitamente rígida. No protótipo a fixação é feita por meio de oito parafusos igualmente distribuídos numa circunferência de diâmetro igual a 140 mm, com um anel de borracha instalado entre o flange do tubo e a aba da membrana superior. Esta condição real de fixação é responsável pela menor rigidez estrutural, que afeta principalmente o primeiro modo de vibrar.

Nos ensaios experimentais não foram identificados os modos de vibrar, portanto não será feita a comparação com os resultados da simulação.

Considerando que a operação do protótipo será feita em uma banda de freqüências limitada pela primeira freqüência natural, a comparação das funções resposta em freqüência foi realizada apenas na banda de 0 a 4000 Hz, que contém os dois primeiros modos de vibrar do sistema.

Nestas simulações aplica-se uma força harmônica, de amplitude unitária, no centro da membrana inferior (ponto A) e calcula-se o deslocamento UY do centro da membrana superior (ponto B). Para incluir o efeito de amortecimento viscoso na função resposta em freqüência da simulação, são ajustados valores para os fatores de amortecimento modais, utilizando o comando DMPRAT, na etapa de cálculo da resposta à excitação harmônica. Esta opção de cálculo adiciona o amortecimento na matriz dinâmica do sistema.

A Figura 5.22 permite a comparação das funções resposta em freqüência experimental e a obtida através da simulação computacional na banda de 0 a 4000 Hz. Neste caso ajustou-se o fator de amortecimento de cada modo para que as amplitudes medidas nas ressonâncias coincidam com as calculadas na simulação. O fator de amortecimento ajustado para o primeiro modo resultou igual a 0,0024 e para o segundo modo é 0,0097, significativamente diferentes dos valores experimentais identificados.

Apesar das diferenças nos valores dos fatores de amortecimento, é evidente a boa correlação dos resultados experimentais com os de simulação. Destaca-se a diferença de 12% existente no valor da primeira freqüência de ressonância, como já observado nos resultados da análise modal, apresentados na Tabela 5.6.

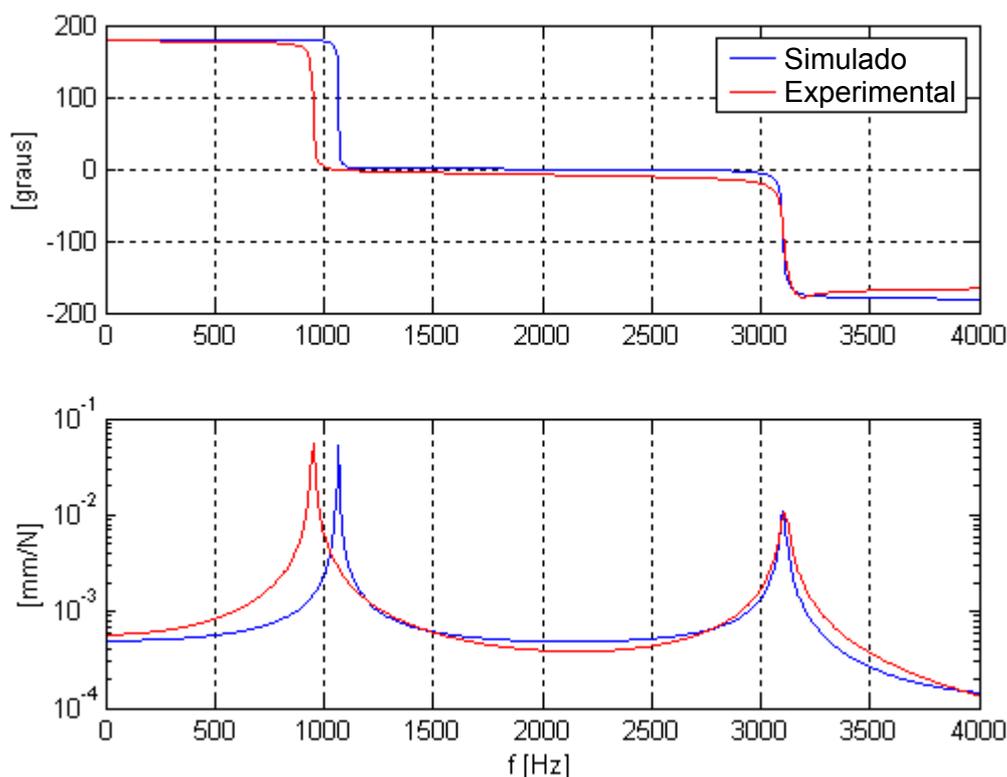


Figura 5.22 Comparação dos resultados experimentais com os de simulação:  
 $|UY_B/F_A|$  e fase entre o deslocamento e a força.

A operação do protótipo como calibrador dinâmico de transdutores de pressão exige relacionar a saída do sistema, dada pela medição de  $UY_B$ , com a pressão interna no ponto (C), local de fixação do transdutor a ser calibrado.

Utilizando o modelo computacional, a mesma simulação com excitação harmônica permite calcular as relações  $|P_C/UY_B|$ ,  $|P_C/F_A|$  e a suas defasagens em função da frequência, na banda de interesse.

As figuras seguintes apresentam as funções resposta em frequência obtida com a simulação do modelo, na banda de 0 a 4000 Hz, com resolução de 5 Hz.

Na Figura 5.23 verifica-se que a defasagem entre a pressão no ponto C e a força de excitação permanece nula até a primeira frequência natural do sistema, e que o módulo da relação  $|P_C/F_A|$  é praticamente constante até cerca de 300 Hz, fato já destacado no Capítulo 4.

O comportamento da função resposta em frequência da pressão no ponto C em relação ao deslocamento do centro da membrana superior (ponto B), mostrado na Figura 5.24, evidencia defasagem constante igual a 180 graus até a frequência de aproximadamente 1300 Hz. Já a relação  $|P_C/UY_A|$  é praticamente constante até cerca de 300 Hz.

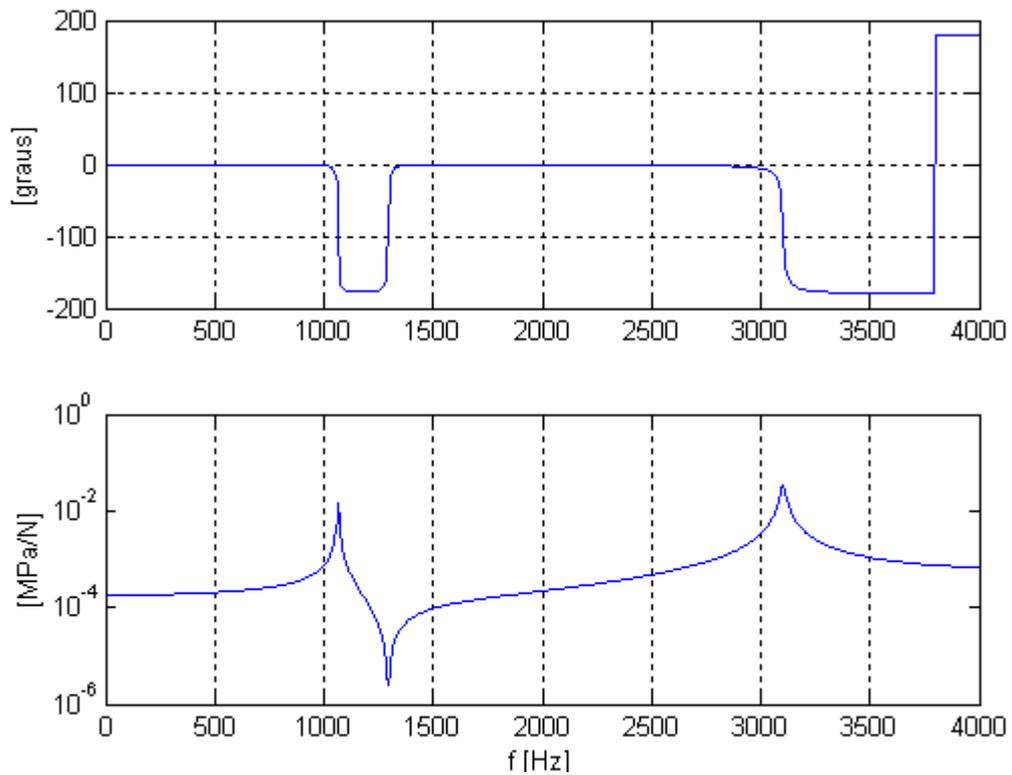


Figura 5.23 Função resposta em freqüência simulada  $|P_C/F_A|$  e fase entre a pressão e a força de excitação.

A validação do comportamento apresentado nas Figuras 5.23 e 5.24, será feita a partir dos resultados obtidos no ensaio experimental com a força impulsiva aplicada no centro da membrana inferior (ponto A) e medindo-se a pressão no ponto C, local de instalação do transdutor, e UY medido no centro da membrana superior (ponto B). O sinal da força de impacto é também utilizado para iniciar o processo de aquisição. Nestes ensaios 100 amostras são adquiridas e utilizadas para o cálculo dos estimadores das funções resposta em freqüência.

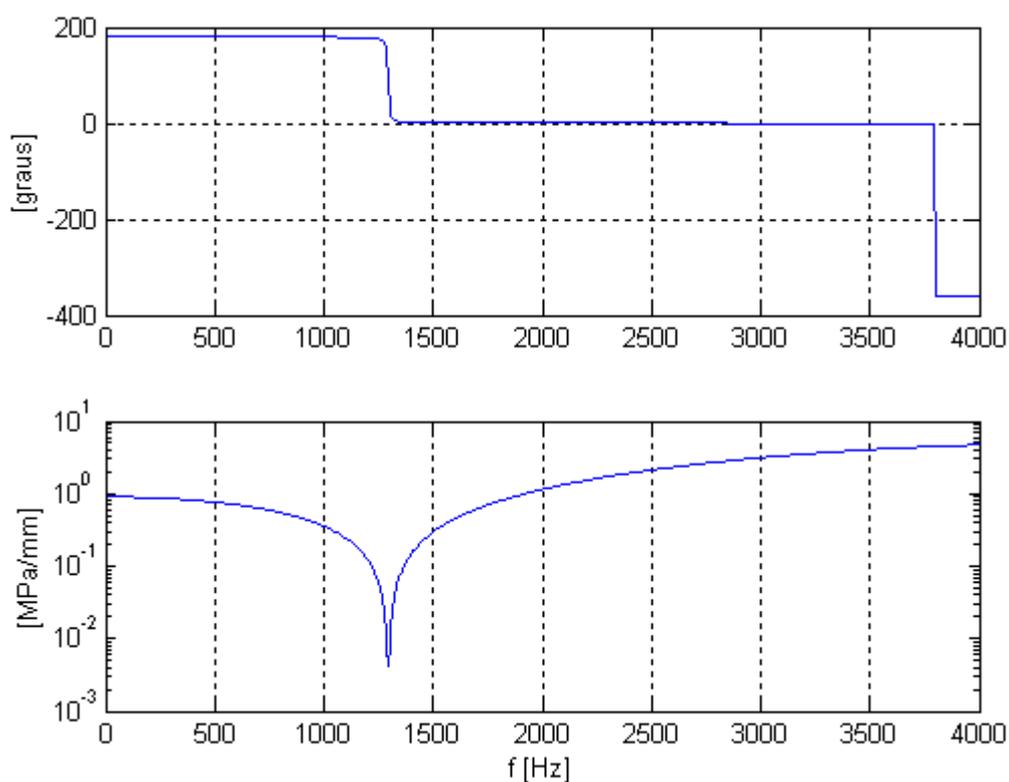


Figura 5.24 Função resposta em frequência simulada  $|P_C/UY_B|$  e fase entre a pressão e o deslocamento da membrana superior.

Deve-se salientar que o comportamento dinâmico do transdutor de pressão da IFM Electronic, modelo PA3024, instalado no protótipo, não é conhecido a priori (nem por informação do fabricante e nem por um processo experimental de calibração dinâmica). Conseqüentemente, podem ocorrer erros experimentais significativos de validação do modelo computacional, diferenciando as respostas simuladas das experimentais.

A comparação da relação, experimental e simulada, entre pressão interna no fluido ( $P_C$ ) e o deslocamento do centro da membrana superior ( $UY_B$ ), numa banda de frequência de 0 a 4000 Hz, pode ser vista na Figura 5.25, junto com a fase e a coerência da função resposta em frequência.

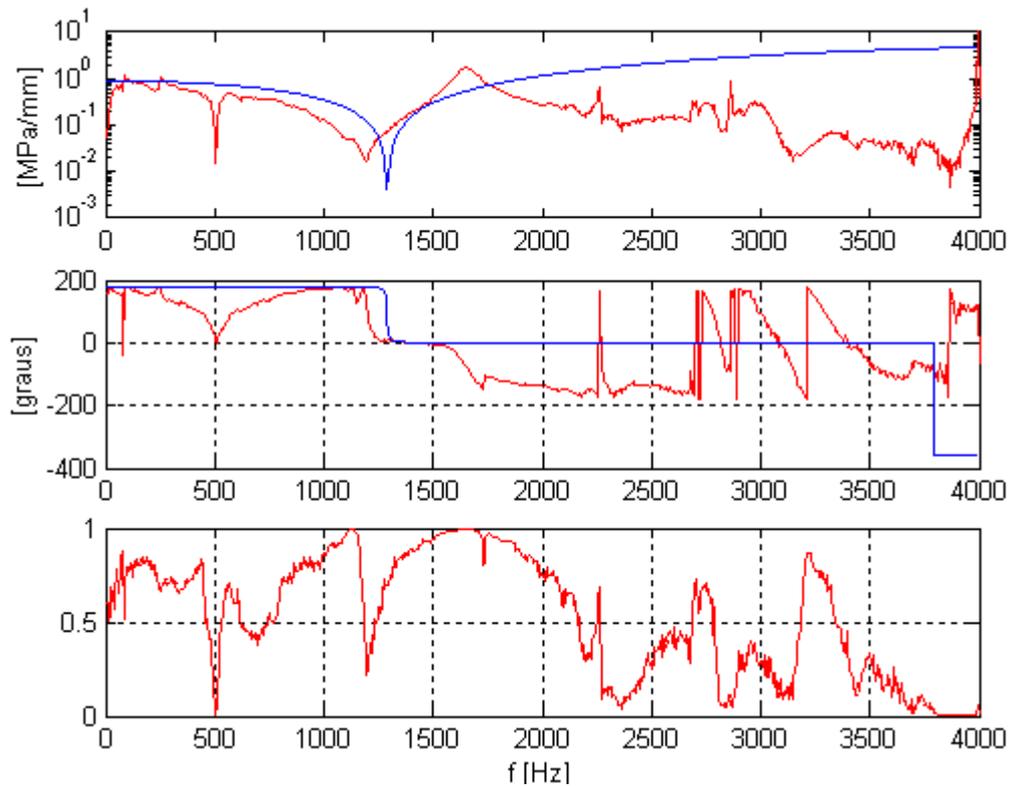


Figura 5.25 Comparação de  $|P_C/U_{Y_B}|$ , fase e coerência da pressão no transdutor em relação ao deslocamento da membrana superior: Vermelha – experimental e Azul – simulada.

Verifica-se uma razoável concordância entre as respostas na banda de frequências inferiores a 1000 Hz, tanto para  $|P_C/U_{Y_B}|$ , como para a defasagem. A resposta experimental apresenta, na frequência de 500 Hz, um vale na relação  $|P_C/U_{Y_B}|$ , e uma variação significativa da fase. Porém, como a coerência nesta frequência tem valor praticamente nulo, conclui-se que existe algum ruído estranho que não está correlacionado com a pressão interna ou com o deslocamento da membrana superior. Não foi possível identificar a fonte deste ruído.

A Figura 5.26 permite a comparação das respostas experimental e simulada, em termos da relação entre a pressão medida no ponto (C) e a força de excitação aplicada no centro da membrana inferior (A).

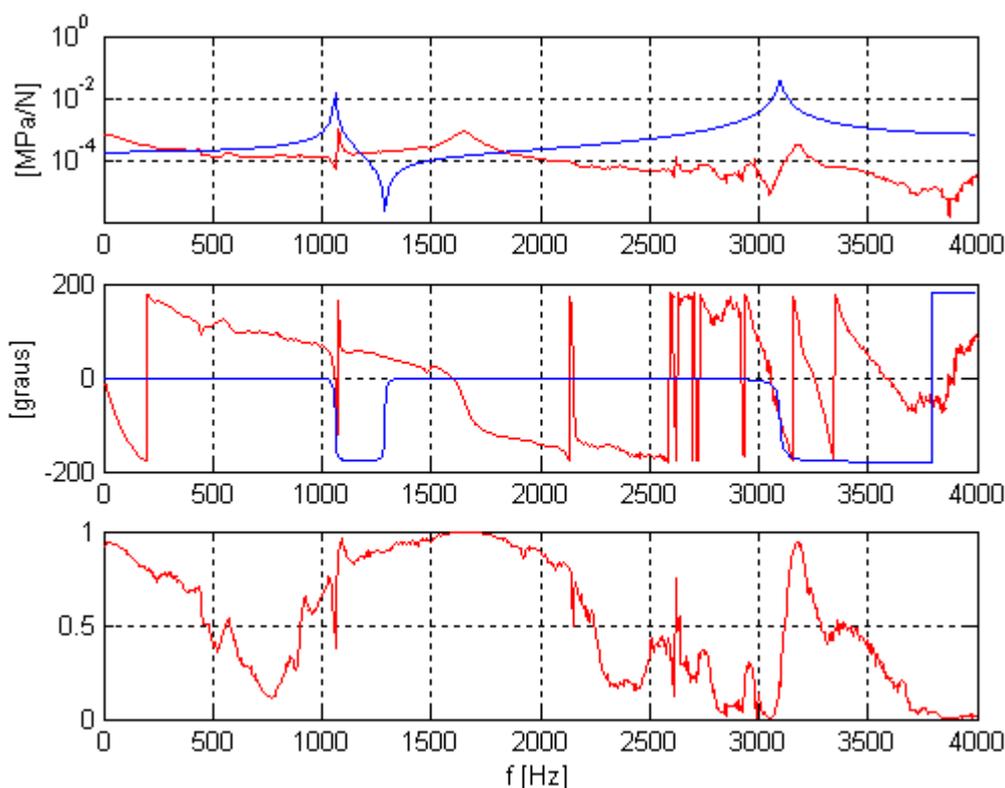


Figura 5.26 Comparação de  $|P_C/F_A|$ , fase e coerência da pressão  $P_C$  em relação à força de excitação  $F_A$  aplicada na membrana inferior: Vermelha – experimental e Azul – simulada.

Verifica-se uma grande discrepância nas curvas da fase experimental e simulada, mesmo na banda de frequências inferiores a 1000 Hz.

As semelhanças estão na transição da fase na região de 1000 Hz e na ocorrência de picos nas frequências próximas a 1000 Hz e a 3000 Hz, embora com amplitudes diferentes das simuladas.

A curva experimental apresenta um pico pouco acima de 1500 Hz, com uma transição de fase. A curva de simulação obtida com o modelo computacional, não representa este fenômeno. Pode-se concluir que esta possível ressonância é devida ao transdutor instalado no ponto (C).

Analisando as curvas da coerência, tanto na Figura 5.25 como na Figura 5.26, verifica-se que os resultados têm significado estatístico apenas nas bandas de 0 a 400 Hz, de 1100 a 2000 Hz e em torno de 3200 Hz. Nas demais frequências, os valores baixos da coerência não permitem o uso dos dados experimentais para qualquer finalidade.

Um segundo grupo de ensaios experimentais foi realizado com o protótipo para avaliar as respostas no domínio do tempo, da velocidade  $V_{Y_B}$  do centro da membrana superior, e da pressão  $P_C$  medida pelo transdutor, produzidas por uma força de impacto aplicada no ponto A (centro da membrana inferior). Nestes experimentos foram adquiridas amostras com 2048 pontos, com resolução temporal igual a  $9,765 \mu\text{s}$ .

O sinal da força de excitação foi utilizado para iniciar as aquisições e foram calculadas as médias sincronizadas de 100 amostras. A Figura 5.27 apresenta os resultados obtidos no domínio do tempo. Pode-se observar claramente que o protótipo tem comportamento dinâmico de um sistema sub amortecido, pois os sinais da velocidade e da pressão apresentam oscilações com decaimento gradual das amplitudes ao longo do tempo.

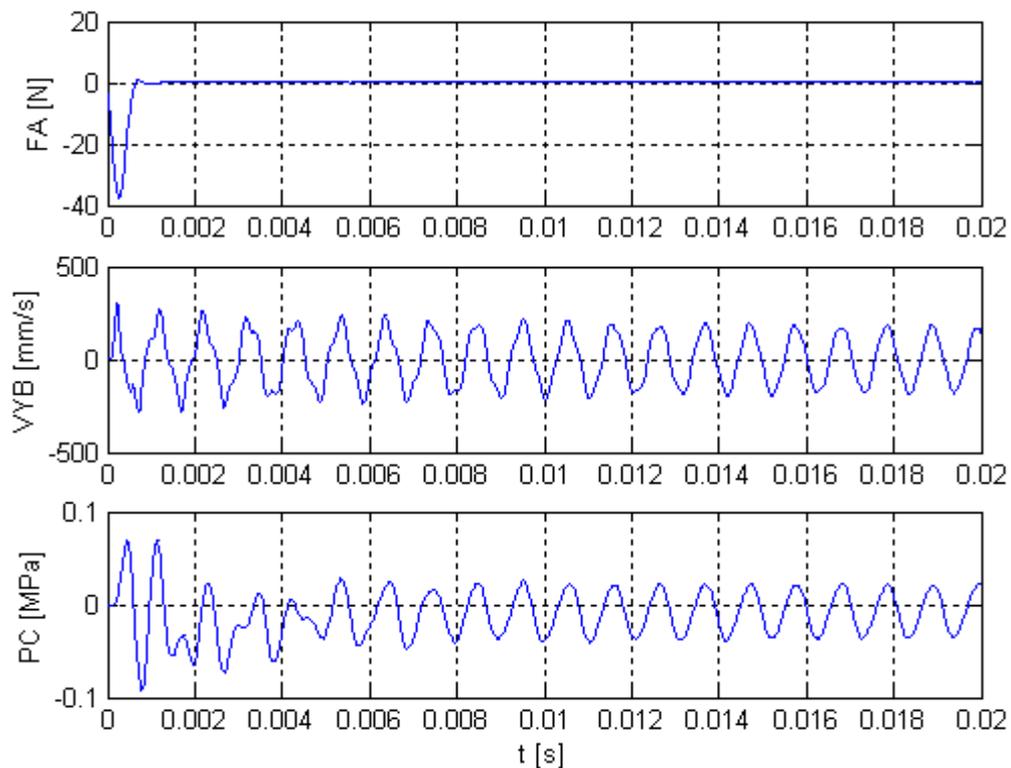


Figura 5.27 Excitação  $F_A$  e as respostas  $V_{Y_B}$  e  $P_C$  em função do tempo, para uma excitação impulsiva aplicada no centro da membrana inferior.

A força de impacto tem valores negativos na fase de contato entre o instrumento de excitação e a membrana inferior, pois a célula de carga piezo-elétrica quando é comprimida produz sinais negativos, se anulando em seguida.

Utilizando os dados da Figura 5.27, foram identificados:

- Um adiantamento de  $58,5 \mu\text{s}$  do pico da velocidade do centro da membrana superior  $V_{Y_B}$  em relação ao pico da força; Este valor é uma propriedade física do protótipo construído e representa seu tempo de resposta, medido entre a entrada ( $F_A$ ) e sua saída ( $V_{Y_B}$ ).
- Um atraso de  $181,5 \mu\text{s}$  entre o pico da a pressão  $P_C$  e o pico da força;
- Um atraso de  $240 \mu\text{s}$  entre o pico da pressão  $P_C$  e o pico da velocidade  $V_{Y_B}$ .

Os tempos indicados nos itens (b) e (c) contêm a influência do comportamento dinâmico transdutor de pressão PA3024 da IFM Electronic.

O vibrômetro laser, utilizado no experimento tem saída de velocidade, logo, realizou-se a integração numérica deste sinal para calcular o deslocamento do centro da membrana superior,  $U_{Y_B}$  em função do tempo, que é mostrado na Figura 5.28.

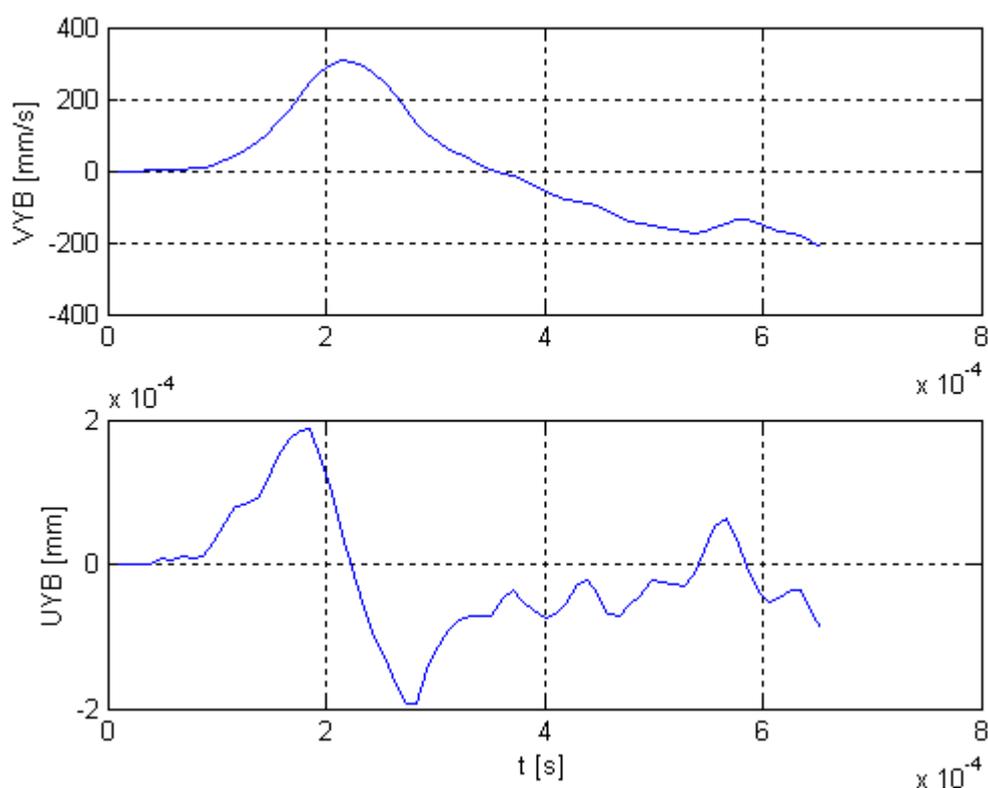


Figura 5.28 Deslocamento  $U_{Y_B}$  resultante da integração numérica do sinal  $V_{Y_B}$ , entre 0 e  $800 \mu\text{s}$ .

Com os dados da Figura 5.27 e da Figura 5.28 foram determinados:

- d) Um adiantamento de  $52,5 \mu\text{s}$  entre o pico do deslocamento  $UY_B$  e o pico da força;
- e) Um atraso de  $270 \mu\text{s}$  do pico da pressão  $P_C$  em relação ao pico do deslocamento  $UY_B$ .

Considerando os resultados da coerência, próximos a um, mostrados na Figura 5.17 e na Figura 5.18, que representam as funções resposta em frequência  $UY_B/F_A$  nas bandas de 0 a 10000 Hz e de 0 a 4000Hz, e também a boa concordância dos resultados experimentais com os da simulação, mostrada na Figura 5.22, pode-se concluir que os resultados das funções resposta em frequência, que envolvem a pressão medida pelo transdutor, são diretamente influenciadas pelo seu comportamento dinâmico, que não é conhecido a priori.

Desta forma será considerada a resposta de simulação  $P_C/UY_B$  gerada pelo modelo computacional como referência, para que seja avaliado o desempenho dinâmico do transdutor de pressão da IFM Electronic, modelo PA3024.

### **5.3 Avaliação dinâmica do transdutor de pressão IFM Electronic, modelo PA3024.**

Além da sensibilidade estática do transdutor de pressão PA3024, deve-se estabelecer através do ensaio dinâmico, a banda de frequência onde a relação entre a pressão indicada no transdutor e a pressão interna no reservatório, medida por meio de  $UY$ , tem valor constante, permitindo a determinação da sensibilidade dinâmica do transdutor. Adicionalmente, deve-se caracterizar a defasagem entre a pressão indicada pelo transdutor e a pressão interna no reservatório, que deve também apresentar valor constante, para aplicações práticas do transdutor.

Considerando o comportamento dinâmico do protótipo do calibrador, apresentado no item anterior, será admitida como referência função resposta em frequência  $UY_B/P_C$ , obtida na simulação do modelo computacional.

Pode-se verificar na Figura 5.25 que a coerência entre  $P_C$  e  $UY_B$  tem valores aceitáveis, na média igual a 74%, na banda de 0 a 400 Hz, Desta forma foi realizado um novo experimento nesta banda, implicando uma resolução igual a 0,5 Hz. Os demais ajustes da aquisição dos sinais são os mesmos dos experimentos anteriores.

A função resposta em frequência do transdutor de pressão é comparada com a de referência na Figura 5.29.

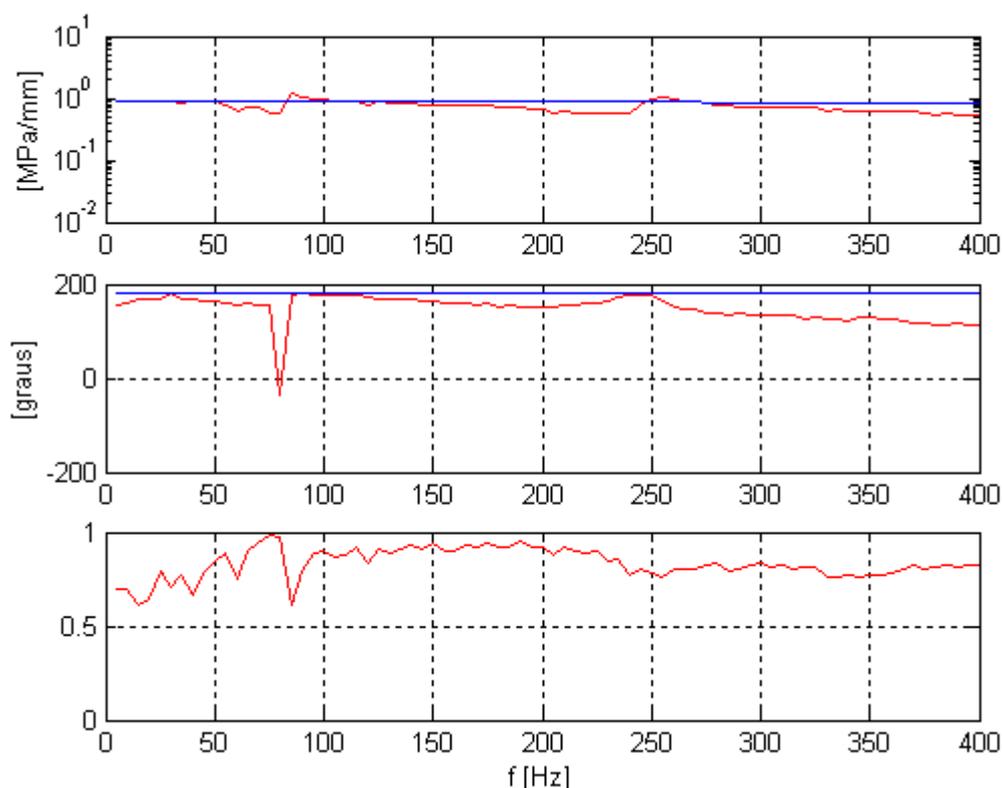


Figura 5.29 Comparação de  $|P_C/UY_B|$ , fase e coerência da pressão no transdutor em relação ao deslocamento da membrana superior: Curva Vermelha – experimental e Curva Azul – simulada.

O transdutor de pressão PA3024 apresenta um erro de ganho igual a -14,3% e um desvio médio de fase igual a -30,8 graus na banda de 0 a 400 Hz. Destaca-se que o desvio de fase é muito significativo apenas na frequência de 80 Hz. Caso este desvio seja removido, resulta um erro máximo de 20 graus.

Caso o transdutor opere na banda de 0 a 50 Hz, o erro médio do ganho é reduzido para -2,04%, com um valor máximo igual a -4,14%, enquanto o desvio médio da fase resulta -13,31 graus, com um valor máximo de 17,20 graus.

Este tipo de análise permite definir a banda de frequências de operação deste transdutor de pressão, em função dos erros de ganho e da fase admissíveis.

Para os experimentos realizados no domínio do tempo, a avaliação do transdutor de pressão será apresentada, considerando a resposta  $UY_B(t)$  como referência. A Figura 5.30 apresenta os sinais obtidos para a excitação impulsiva aplicada no centro da membrana inferior, no intervalo de tempo entre 0 e 800  $\mu$ s.

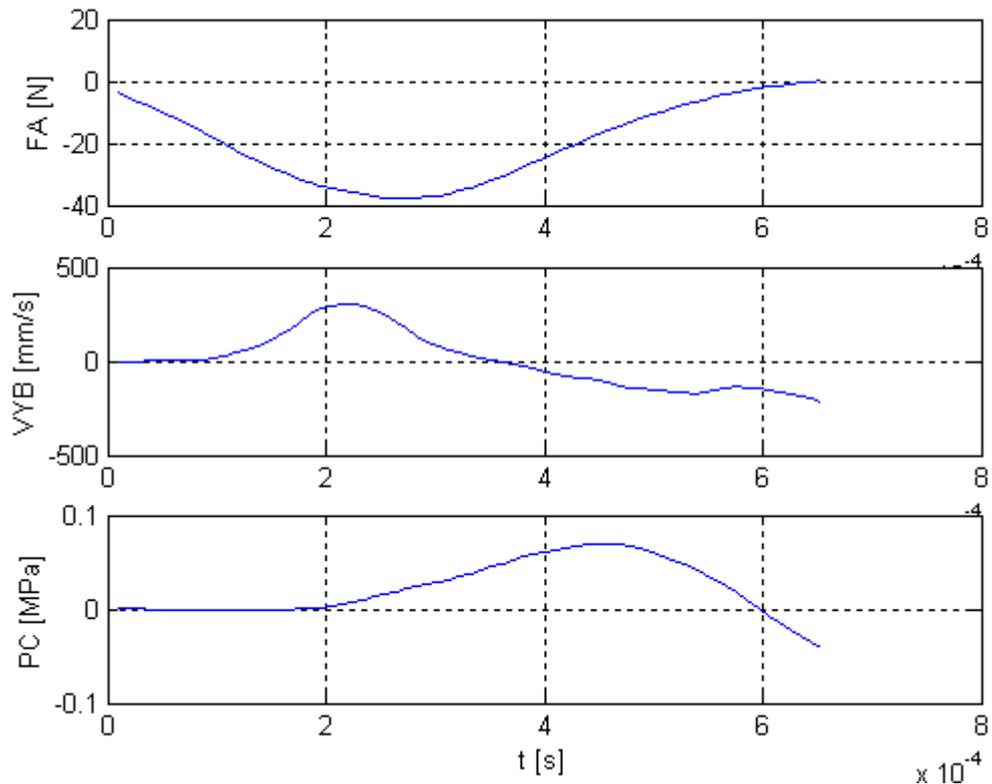


Figura 5.30 Respostas  $VY_B$  e  $P_C$  em função do tempo para a força  $F_A$  aplicada no centro da membrana inferior.

Os dados da Figura 5.30 permitem identificar um atraso de tempo igual a  $240 \mu\text{s}$  entre o pico da pressão  $P_C$  e o pico da velocidade  $VY_B$ , que é considerada como saída de referência do protótipo desenvolvido.

Neste trabalho não foram realizadas simulações das respostas transientes do modelo computacional para uma excitação de impacto, e conseqüentemente não será possível validar o modelo de elementos finitos para este tipo de experimento.

Os resultados apresentados neste capítulo permitem concluir que o modelo computacional de elementos finitos representa adequadamente o comportamento estático e dinâmico do protótipo do calibrador de pressão. Conseqüentemente, o modelo pode ser utilizado para realizar um projeto ótimo de um calibrador dinâmico de pressão, para diferentes faixas de operação. Uma análise deste potencial será discutida no próximo capítulo.

Destaca-se que o fluido interno utilizado no protótipo apresenta significativa expansão térmica, provocando uma deriva da pressão interna e no deslocamento da membrana superior. Sugere-se escolher um outro tipo de fluido ou ainda utilizar um banho térmico para realizar os ensaios de calibração estática. Este efeito não afeta os ensaios de calibração dinâmica, pois a

instrumentação utilizada contém filtros do tipo passa-alta, que removem os componentes dos sinais com frequências inferiores a 2 Hz.

A principal dificuldade encontrada foi a remoção completa de bolhas de ar ou mesmo de gases dissolvidos no fluido interno do calibrador. Sua presença afeta a velocidade de propagação do som e a densidade do fluido interno, provocando uma alteração na sua compressibilidade (definida pelo módulo de Bulk). Este fato produz resultados de simulação discordantes dos obtidos pela simulação computacional. Não foi possível quantificar este efeito pela impossibilidade de medir diretamente a quantidade de bolhas e gases presentes no fluido.

Pode-se concluir que o gerador de pressão dinâmica proposto, com a membrana superior atuando como sensor de referência é um dispositivo eficiente para a identificação dos parâmetros estáticos e dinâmicos de um transdutor de pressão.



# Capítulo 6

## Orientações para o Projeto de um calibrador estático e dinâmico de transdutores de pressão

O problema associado ao projeto de um calibrador de transdutores de pressão, com a concepção adotada neste trabalho, deve ser resolvido em duas etapas.

Inicialmente é necessário definir a geometria e o material da membrana sensora para um fundo de escala de pressão estática especificado. No caso da configuração proposta para o calibrador, a membrana superior é o componente estrutural responsável pela sensibilidade e pela capacidade de carga. Conseqüentemente o seu dimensionamento deve considerar a otimização da sua geometria em função do limite elástico do material adotado.

Uma segunda etapa do projeto está diretamente ligada ao comportamento dinâmico do calibrador, caracterizando a desejada banda de freqüências de operação. Neste caso, a interação do fluido interno com a estrutura deve ser tal que a pressão se distribua uniformemente sobre a face interna da membrana sensora e sobre o ponto de instalação do transdutor a ser calibrado. Desta forma procura-se um projeto para o qual a medida do deslocamento, ou da velocidade, do centro da membrana superior mantenha uma defasagem constante com a pressão atuante no transdutor a ser calibrado, na maior banda de freqüências possível.

Embora não seja apresentada a solução do problema de otimização do calibrador, para resolver simultaneamente os casos estático e dinâmico, é feita uma análise de sensibilidade dos parâmetros físicos e geométricos no sentido de se obter a solução do projeto ótimo, em separado, para os dois modos de operação, conforme apresentado a seguir.

### 6.1 O Projeto Para Operação Estática

Independentemente do fundo de escala de pressão estática desejada para o calibrador, o limite físico é imposto pelo limite elástico do material com o qual a membrana sensora é construída. No caso deste trabalho foi utilizado o aço de especificação AISI 4340, cujo limite de escoamento,  $S_{lim}$ , depende do grau de refinamento de sua micro estrutura e do tipo de tratamento térmico (têmpera e revenimento) a ele aplicado. Para este material é possível atingir  $S_{lim}$  da ordem de 400 MPa.

Considerando que a membrana sensora é o componente estrutural mais crítico em termos das tensões mecânicas atuantes no calibrador, é possível estabelecer relações entre suas dimensões geométricas de modo que, para um determinado fundo de escala de pressão,  $P$ , seja maximizada a sensibilidade estática, definida pela relação entre o deslocamento do centro da membrana,  $U_{Y_B}$  e a pressão interna ( $P$ ).

Utilizando um modelo analítico simplificado (Doebelin, 1983) as equações das tensões e as deformações radiais e tangenciais e a deflexão atuante ao longo do raio ( $r$ ) de uma membrana circular, engastada nas bordas, em função da pressão, são:

$$\begin{aligned}
 S_r &= \frac{3PRM^2\nu}{8HMS^2} \left[ \left( \frac{1}{\nu} + 1 \right) - \left( \frac{3}{\nu} + 1 \right) \left( \frac{r}{RM} \right)^2 \right] \\
 S_t &= \frac{3PRM^2\nu}{8HMS^2} \left[ \left( \frac{1}{\nu} + 1 \right) - \left( \frac{1}{\nu} + 3 \right) \left( \frac{r}{RM} \right)^2 \right] \\
 \varepsilon_r &= \frac{S_r - \nu S_t}{E} \quad \varepsilon_t = \frac{S_t - \nu S_r}{E} \\
 U_y &= \frac{3P(1-\nu^2)(RM^2 - r^2)^2}{16EHMS^3}
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

Nas Equações (6.1),  $RM$  é o raio externo da membrana,  $HMS$  é sua espessura,  $\nu$  e  $E$  são o coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade do material, respectivamente, enquanto que a posição  $r \in [0, RM]$ .

As máximas tensões mecânicas ocorrem no centro da membrana e suas expressões podem ser obtidas fazendo  $r = 0$  nas Equações (6.1), e a sensibilidade estática da membrana é calculada pela relação  $U_y/P$ , resultando:

$$\begin{aligned}
 \left( \frac{S_r}{P} \right)_{\max} &= \left( \frac{S_t}{P} \right)_{\max} = \frac{3\nu}{8} \left( \frac{1}{\nu} + 1 \right) \left( \frac{RM}{HMS} \right)^2 \\
 Sens &= \frac{U_y}{P} = \frac{3(1-\nu^2)}{16EHMS} \left( \frac{RM}{HMS} \right)^2
 \end{aligned} \tag{6.2}$$

A frequência natural, expressa em rd/s, do primeiro modo de vibração da membrana pode ser estimada (Meirovitch,1969) pela seguinte equação, onde  $\rho$  é a massa específica do material.

$$\omega_n = \frac{(1,015\pi)^2}{HMS \left(\frac{RM}{HMS}\right)^2} \sqrt{\frac{E}{12\rho(1-\nu^2)}} \quad (6.3)$$

Deve-se destacar que o modelo analítico simplificado não inclui o raio de concordância na região do engaste da membrana superior. Entretanto, as simulações computacionais realizadas com o modelo estrutural em elementos finitos indicam que as máximas tensões mecânicas ocorrem no centro da membrana superior. A equivalência entre os dois modelos pode ser estabelecida, adotando, para o modelo analítico, um valor para o raio da membrana superior igual a  $RM - 0,602 \cdot RCMS$ , sendo  $RCMS$  o raio de concordância.

A Figura 6.1 apresenta o valor da pressão estática de fundo de escala do calibrador, em função da relação  $RM/HMS$ , para um material com tensão limite de escoamento  $S_{lim} = 400$  MPa. Adotando um valor de  $P$  determina-se a relação admissível para  $RM/HMS$ . Para valores diferentes da tensão de escoamento, a curva da Figura 6.1 apresentará um deslocamento na ordenada proporcional ao valor de  $S_{lim}$ .

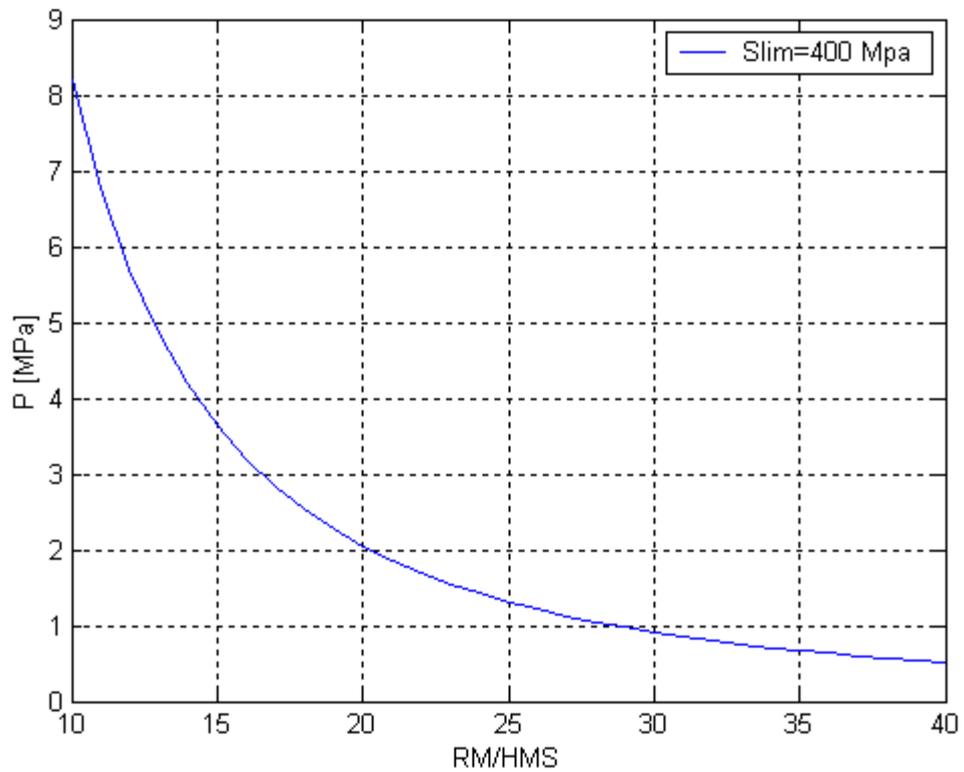


Figura 6.1 Pressão de fundo de escala do calibrador em função da relação RM/HMS.

A Figura 6.2 apresenta a influência da relação RM/HMS sobre a sensibilidade estática, “Sens”, expressa em mm/Mpa, e sobre o valor da primeira frequência natural,  $\omega_n$ , expressa em Hz, ambas multiplicadas pela espessura da membrana superior, expressa em metros, sem fluido interno.

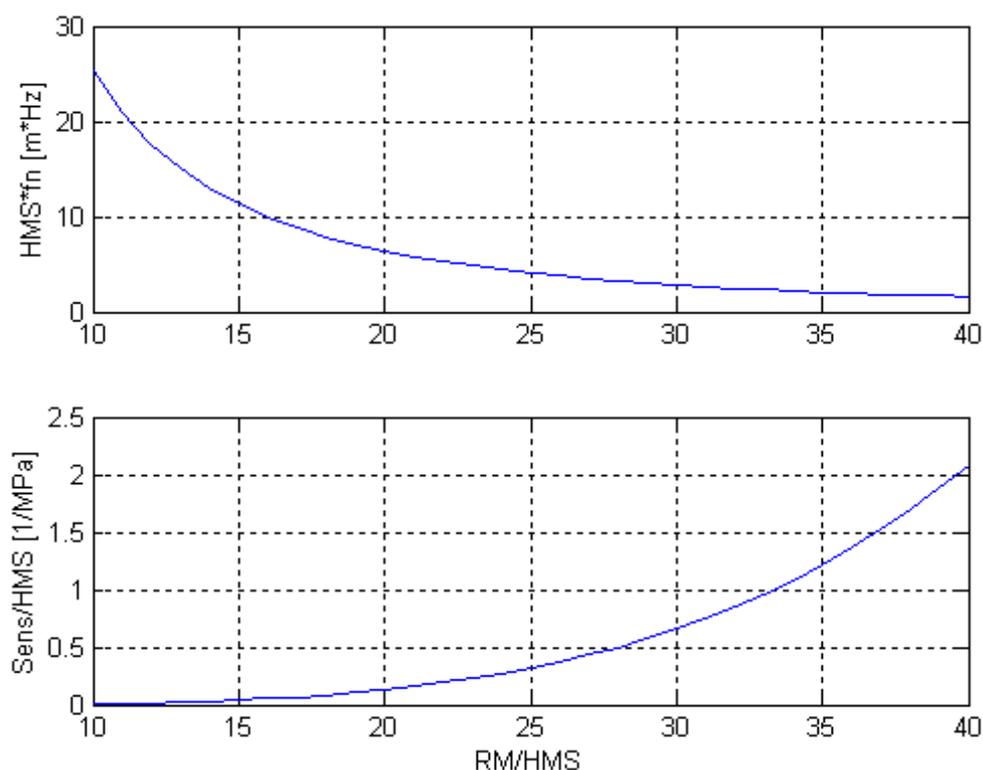


Figura 6.2 Sensibilidade estática e primeira freqüência natural da membrana superior.

Para o fundo de escala desejado para a pressão, o valor de  $RM/HMS$  resultante da Figura 6.1, permite determinar, na Figura 6.2, os valores de  $HMS \cdot Sens$  e de  $HMS \cdot \omega_n$ . O valor de  $HMS$  pode ser definido pela especificação da sensibilidade estática desejada ou então pelo limite inferior do valor da primeira freqüência natural. Deve-se notar que a sensibilidade estática e a primeira freqüência natural têm comportamentos antagônicos, ou seja, aumentando a sensibilidade estática reduz-se o valor da primeira freqüência natural.

Análise semelhante pode ser realizada para a membrana inferior do calibrador, usada para gerar a pressão estática interna através do deslocamento imposto no seu centro. Neste caso o modelo analítico simplificado não considera a maior espessura na região central da membrana e nem o raio de concordância no engastamento. Para o projeto da membrana inferior, as variáveis do modelo analítico devem ser consideradas da seguinte forma:  $RM = RI$  e  $HMS = HM$ , sendo  $RI$  e  $HMI$ , respectivamente, o raio e a espessura da membrana.

O uso do modelo simplificado se justifica por permitir uma rápida análise dos valores de partida para os raios e espessuras das membranas a serem utilizadas no modelo de elementos finitos, para o qual é possível acrescentar detalhes construtivos especiais como, por exemplo, os raios de concordância nos engastamentos e também a maior espessura do centro da membrana inferior.

O uso do modelo de elementos finitos, para uma pressão estática permite refinar os valores dos parâmetros geométricos para otimizar a sensibilidade estática, obedecendo ao limite de escoamento do material e a pressão de fundo de escala escolhida no projeto.

Embora não tenha sido desenvolvida neste trabalho, é possível criar uma rotina de otimização que resolva os seguintes problemas estáticos:

(a) Dado P, ajustar (HMS, RM e RCMS) para maximizar (Sens) com a restrição

$$(S_r)_{\max} \leq S_{\text{lim}}$$

(b) Dado P, ajustar (HMI, RI, RCMI e RC) para maximizar (Sens), com a restrição

$$(S_r)_{\max} \leq S_{\text{lim}}.$$

Estes dois problemas podem ser resolvidos separadamente. Entretanto, deve-se destacar que esta análise só é válida para a estrutura sem fluido interno. Para o calibrador real, a interação entre o fluido interno e a estrutura promove uma redução no valor da primeira frequência natural.

A configuração proposta para a estrutura do calibrador, com corpo cilíndrico terminado em flanges com as duas membranas fixadas nas suas extremidades, facilita o seu uso para diferentes fundos de escala desejados para a pressão estática, substituindo apenas as membranas.

## 6.2 O Projeto para Operação Dinâmica

O principal requisito de projeto é que a relação  $UY/P$ , entre o deslocamento do centro da membrana superior e a pressão, tenha valores em módulo e defasagem constantes na maior banda possível de frequência. Este fato simplifica a avaliação do comportamento dinâmico de um transdutor instalado no calibrador, pois suas características podem ser determinadas diretamente a partir do sinal de referência.

Os resultados das simulações computacionais do modelo de elementos finitos, com fluido interno, apresentados no Capítulo 4, mostraram que a pressão interna se distribui uniformemente no interior do calibrador para frequências de excitação bem menores que a primeira frequência natural.

Como o transdutor a ser calibrado não pode ser instalado no ponto central da membrana superior, poderá existir uma defasagem entre a pressão medida por ele e o deslocamento do centro da membrana superior, dependendo da frequência da excitação. Este fato pode ser observado qualitativamente na Figura 6.3, que mostra a distribuição do campo de pressões para diferentes frequências de excitação harmônica aplicadas no centro da membrana inferior.

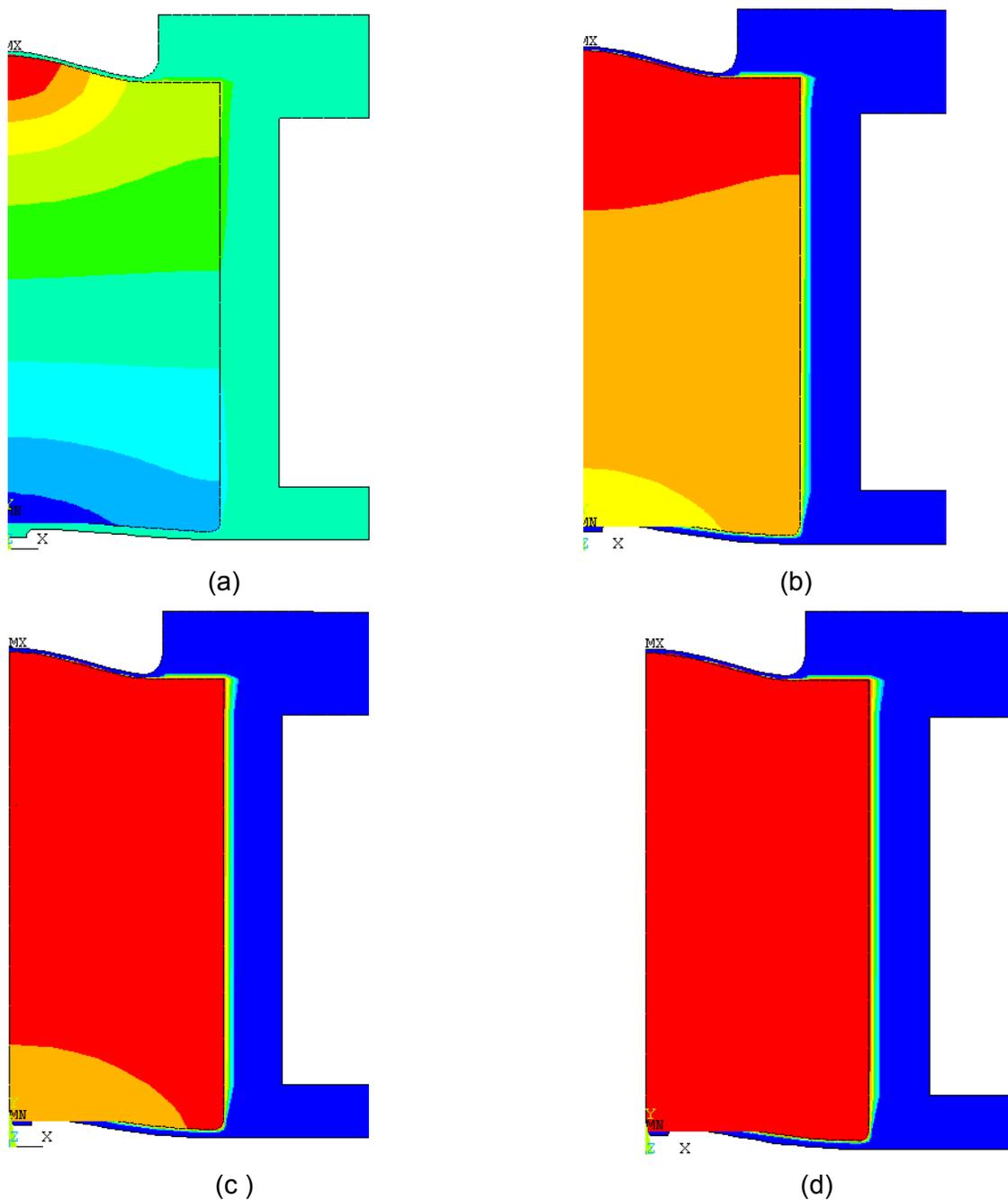


Figura 6.3 Distribuição do campo de pressão no protótipo em função da frequência de excitação: (a) 1064 Hz, (b) 400 Hz, (c) 320 Hz e (d) 290 Hz.

Na Figura 6.3 (a), para a frequência de 1064 Hz, que é a primeira frequência natural do modelo computacional, a distribuição de pressão não é uniforme no interior do calibrador. Lembrando que para o protótipo construído o transdutor de pressão é instalado no ponto C, localizado ao lado da membrana superior, pode-se verificar que existirá uma defasagem entre as pressões no centro da membrana e no transdutor. Para as frequências de excitação mais baixas, verifica-se que o campo de pressão tende a se tornar gradualmente uniforme. Na

freqüência de 290 Hz o campo de pressão é completamente uniforme no interior do calibrador, permitindo a instalação do transdutor a ser calibrado, em qualquer posição.

A faixa de freqüência de operação dinâmica do calibrador é determinada pelo valor da primeira freqüência natural do sistema com fluido interno. Neste caso, os parâmetros geométricos mais significativos são: HMS e RM, da membrana superior; HMI e RI, da membrana inferior; e H2, que representa o comprimento da parte tubular. Estes parâmetros geométricos têm efeitos acoplados sobre o valor da freqüência natural.

A função resposta em freqüência da relação UY/P, mostrada na Figura 5.24 do capítulo anterior, indica que a defasagem é praticamente constante até a primeira freqüência natural, porém o valor de |UY/P| pode ser considerado constante, até aproximadamente 400 Hz, para um desvio de linearidade máximo de 1%.

Para avaliar o efeito dos parâmetros geométricos serão apresentados resultados de simulações realizadas para um modelo de um calibrador projetado com fundo de escala de pressão estática igual a 1 Mpa e um material com limite de escoamento  $S_{lim} = 400$  Mpa.

Nas simulações foram mantidos inicialmente constantes os seguintes parâmetros geométricos da membrana inferior: RI = 50 mm, HMI = 2 mm, RCMI = 2 mm, RC = 5 mm. Também se manteve constante o valor do raio de concordância da membrana superior: RCMS = 5 mm.

Utilizando a Figura 6.1, que representa o modelo simplificado da membrana superior, para uma pressão de fundo de escala de 1 Mpa, resulta a relação RM/HMS = 28,65. Para esta relação, a Figura 6.2 indica uma sensibilidade estática  $Sens/HMS = 0,548$  Mpa<sup>-1</sup>.

Os resultados das simulações permitem avaliar a influência da geometria da membrana superior (HMS e de RM) para a relação RM/HMS= 28,65 mantida constante e também o efeito da altura (H2) do reservatório tubular, sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador e sobre o valor da sensibilidade estática.

Para estimar a banda de freqüências de operação do calibrador adotou-se um limite para o desvio de linearidade igual a 1% do valor da sensibilidade estática. Desta forma, pode-se utilizar a sensibilidade como um fator constante na conversão entre o deslocamento do centro da membrana superior e a pressão interna, na banda definida por  $D_1$ ,

Tabela 6.1 Influência do parâmetro HMS, para  $RM/HMS = 28,65$ ,  $HMI=2$  mm e pressão de fundo de escala igual a 1 Mpa.

Dimensões [mm]	H2 = 80			H2 = 40			H2 = 20		
	HMS=0,9 RM=25,8	HMS=1,0 RM=28,7	HMS=1,4 RM=40,1	HMS=0,9 RM=25,8	HMS=1,0 RM=28,7	HMS=1,4 RM=40,1	HMS=0,9 RM=25,8	HMS=1,0 RM=28,7	HMS=1,4 RM=40,1
$f_n$ [Hz]	1924,6	1778,9	1344,8	2262,9	2042,6	1512,9	2472,9	2208,8	1630,8
Sens [mm/Mpa]	0,438	0,547	0,766	0,438	0,547	0,766	0,438	0,547	0,766
Banda $D_1$ [Hz]	290	250	180	310	250	180	360	240	208
Fase $D_1$ [graus]	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Pode-se observar que a defasagem entre o deslocamento UY, do centro da membrana superior, e a pressão P, medida no ponto C, não é afetada pelas variações impostas aos parâmetros H2, HMS e RM.

Como a relação  $RM/HMS$  foi mantida constante e igual a 28,65, para cada valor de HMS resulta o correspondente valor de RM, indicado na segunda linha da Tabela 6.1.

O aumento do valor de HMS provoca redução da primeira frequência natural do calibrador. Este resultado não é contraditório porque RM aumenta proporcionalmente com HMS, de modo que a tensão limite de escoamento do material não seja ultrapassada para o fundo de escala da pressão estática, adotado igual a 1 MPa.

A Figura 6.4 e a Figura 6.5 sintetizam os resultados da Tabela 6.1 e permitem visualizar o comportamento da primeira frequência natural em função de HMS e de H2.

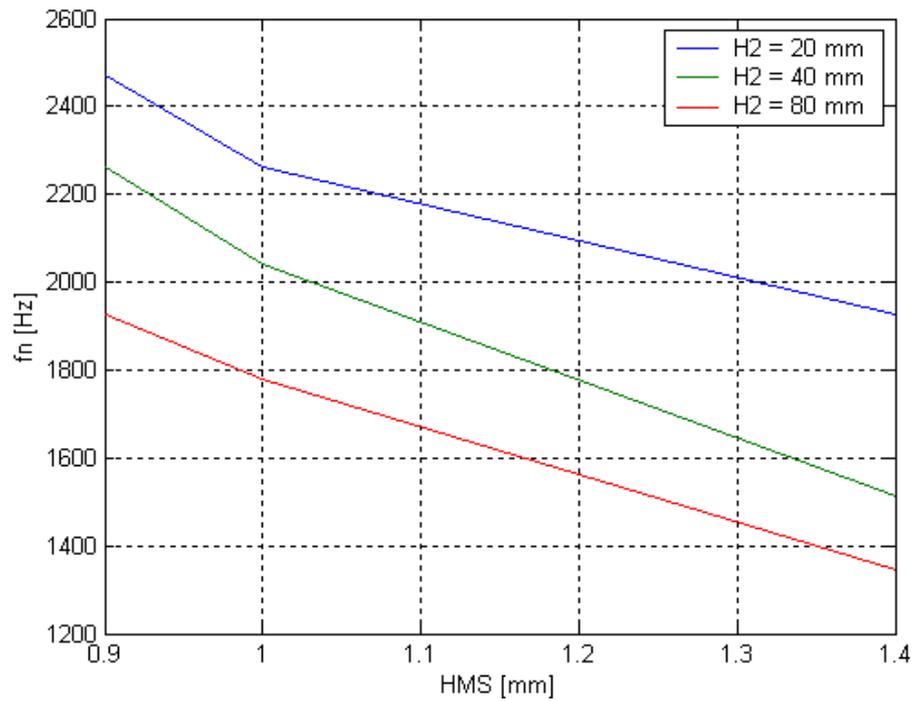


Figura 6.4 Influência de HMS sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador, para diferentes valores de H2 com HMI = 2 mm.

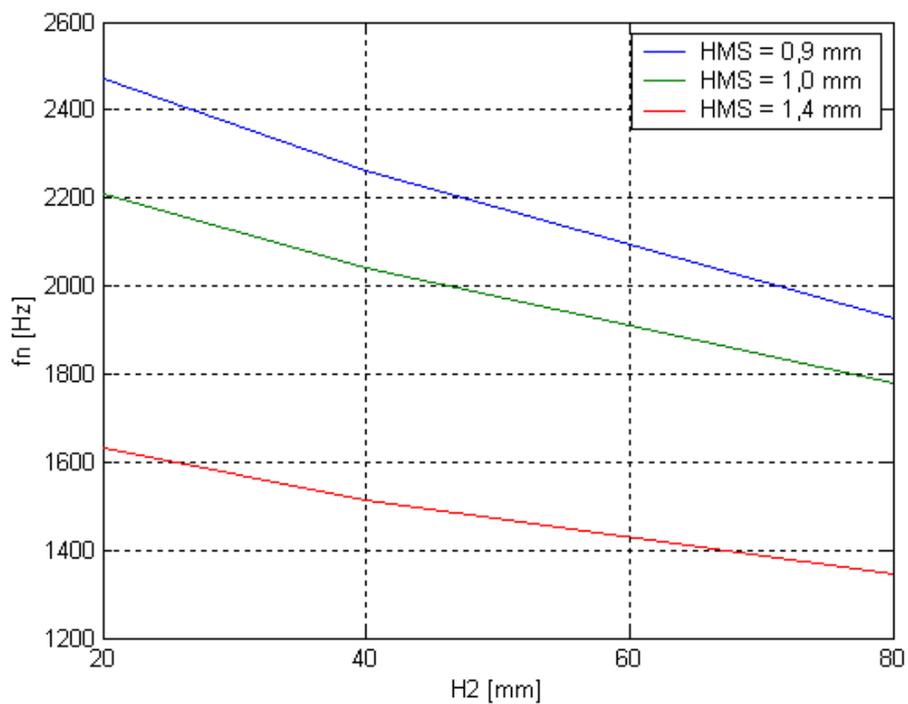


Figura 6.5 Influência de H2 sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador, para diferentes valores de HMS, com HMI = 2 mm.

O parâmetro H2 não altera o valor da sensibilidade estática, porém, reduzindo seu valor promove-se uma elevação dos valores das freqüências naturais, e conseqüentemente da banda  $D_1$ , para todos os valores de HMS. Adicionalmente, reduzindo o valor de H2, ocorre uma distribuição uniforme do campo de pressão no interior do calibrador para freqüências de excitação limitadas pela banda  $D_1$ . Este fato permite flexibilizar a escolha do ponto de instalação do transdutor a ser calibrado.

A seguir será apresentada a influência da espessura da membrana inferior, definida pelo parâmetro HMI, sobre o valor da primeira freqüência natural. Deve-se observar que a sensibilidade estática do calibrador é independente deste parâmetro.

Nas simulações computacionais foram mantidos constantes os valores dos seguintes parâmetros: H2 = 20 mm, RCMS = 5 mm, RM = 25,8 mm, RI=50 mm, RCMI = 2 mm, e RC = 5 mm. Os resultados são apresentados na Figura 6.6.

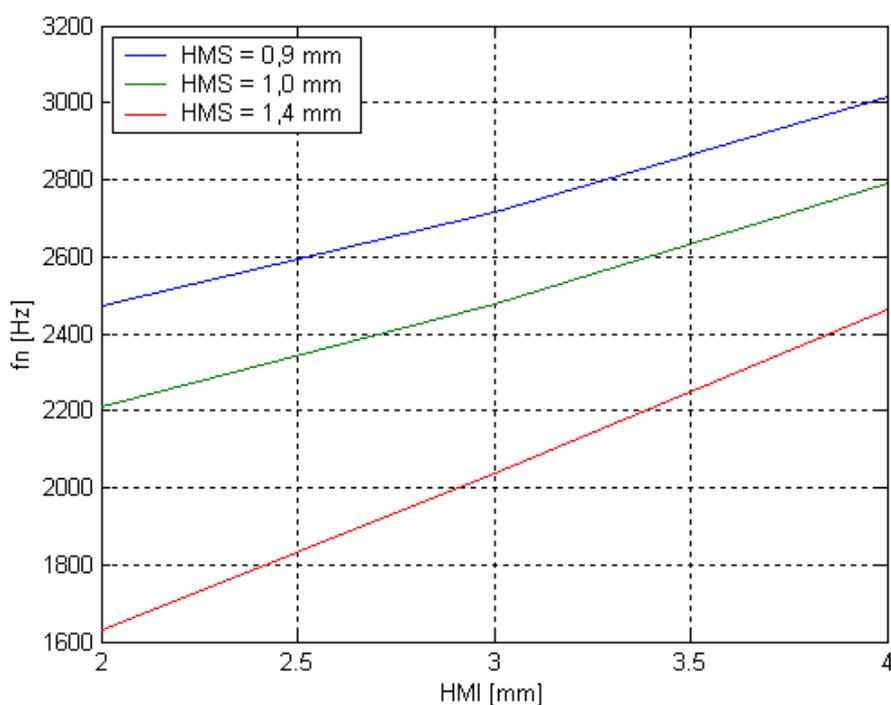


Figura 6.6 Influência de HMI sobre o valor da primeira freqüência natural do calibrador, para diferentes valores de HMS.

Pode-se constatar que o valor da primeira freqüência natural do calibrador é praticamente proporcional à espessura da membrana inferior. Entretanto deve-se destacar que, aumentando HMI, cresce o valor da força necessária para produzir um mesmo valor da pressão estática, pois a rigidez desta membrana resulta maior. Do ponto de vista de um ensaio dinâmico, o

instrumento de excitação utilizado para forçar a membrana inferior também deve ter maior capacidade de carga.

Em resumo, o projeto dinâmico pode ser melhorado reduzindo o valor da altura do reservatório do calibrador e aumentando a espessura da membrana inferior, pois o valor da primeira frequência natural irá aumentar quase linearmente.

O efeito dos parâmetros geométricos da membrana superior é mais complexo, pois um aumento na frequência natural ó pode ser obtido com a conseqüente redução da sensibilidade estática do calibrador.

Sugere-se desenvolver uma rotina de otimização para maximizar simultaneamente a sensibilidade estática e a primeira frequência natural, usando como variáveis de projeto os parâmetros HMS, RM e RCMS, todos referentes à geometria da membrana superior.

As técnicas de modelagem e de análise de sensibilidade aos parâmetros geométricos do calibrador, aqui apresentadas, podem ser aplicadas para o projeto de transdutores de pressão que utilizam membranas flexíveis com o elemento sensor.

Um aspecto importante para o desempenho estático do calibrador é a escolha do fluido interno. Considerando o efeito da temperatura sobre a expansão da estrutura e do fluido, deve-se utilizar um fluido que apresente comportamento térmico semelhante, ou então manter o calibrador em um banho de temperatura constante e independente do ambiente.

Um efeito difícil de corrigir está relacionado à variação da pressão atmosférica, que pode ocorrer no caso de ensaios de longa duração.

# Capítulo 7

## Conclusões

A configuração proposta para o calibrador de pressão representa uma alternativa interessante para os sistemas de calibração descritos na literatura, considerando sua simplicidade construtiva e principalmente de operação. A capacidade de realizar, no mesmo sistema, tanto a calibração estática como a dinâmica constituem uma vantagem significativa. A possibilidade de alterar o fundo de escala de operação pela mudança da geometria das membranas inferior e superior indicam a flexibilidade de uso do calibrador. O procedimento de calibração é feito pelo método de comparação. Desta forma a membrana superior, que é o sensor de referência, tem grande linearidade e baixíssima histerese, principalmente quando se usa como saída o deslocamento, ou a velocidade do seu centro.

Destaca-se que o fluido interno utilizado no protótipo apresenta significativa expansão térmica, provocando uma deriva da pressão interna e no deslocamento da membrana superior. Sugere-se escolher um fluido que apresente pequena variação volumétrica relativa ao material da estrutura do calibrador, ou então utilizar um banho térmico de temperatura constante, para realizar os ensaios de calibração estática.

A principal dificuldade na preparação do calibrador foi a remoção completa de bolhas de ar ou mesmo de gases dissolvidos no fluido interno. Sua presença afeta a velocidade de propagação do som e a densidade do fluido interno, provocando uma alteração na sua compressibilidade (definida pelo módulo de Bulk). Este fato produz resultados de simulação discordantes dos obtidos pela simulação computacional. Não foi possível quantificar este efeito pela impossibilidade de medir diretamente a quantidade de bolhas e gases presentes no fluido.

As técnicas de modelagem por elementos finitos e os resultados obtidos nas simulações computacionais compõem uma metodologia adequada para o projeto e para a avaliação do comportamento dinâmico da interação entre uma estrutura flexível e fluido confinado internamente. A redução do número de graus de liberdade dos nós do domínio fluido (apenas a pressão) com a adição dos deslocamentos na interface fluido-estrutura são hipótese aceitáveis para a solução do problema.

Apesar da simplificação do modelo, principalmente na junção entre as abas das membranas e os flanges da estrutura tubular, houve boa concordância das simulações com os resultados das frequências naturais experimentais, nos casos com e sem fluido interno. O uso de um modelo axisimétrico, com as condições de contorno adotadas, e o grau de refinamento

do modelo computacional se mostrou adequado, fornecendo soluções precisas, com reduzido custo computacional.

A análise modal feita com o sistema sem fluido interno foi uma etapa importante para sintonizar os parâmetros geométricos da estrutura e suas propriedades mecânicas e também para a interpretação dos fenômenos físicos do sistema. As frequências e modos de vibrar da estrutura sem fluido podem ser utilizados como base de comparação para os resultados obtidos após a inclusão do fluido interno. Desta forma, as alterações nas frequências naturais e o acoplamento do fluido com a estrutura podem ser melhor interpretados.

De acordo com os resultados obtidos na análise modal e no cálculo das funções resposta em frequência, pode-se determinar a faixa de frequências de operação do protótipo, na qual ele opere como um instrumento de ordem zero, ou seja, com sensibilidade constante e defasagem nula.

O uso de um martelo de impacto para excitar o centro da membrana inferior foi adequado para obter os resultados experimentais, porém sua amplitude máxima é pequena, impedindo que o fundo de escala de pressão estática seja alcançado no ensaio dinâmico. Este fato não invalida a comparação dos resultados experimentais com os de simulação, pois são sempre avaliadas as funções de transferência, representadas por relações entre entrada e saída.

No projeto de um novo calibrador de pressão dinâmica pode-se aumentar a banda de frequência reduzindo o valor da altura do reservatório do calibrador e aumentando a espessura da membrana inferior, pois o valor da primeira frequência natural irá aumentar quase linearmente.

Pode-se concluir que o gerador de pressão dinâmica proposto, com a membrana superior atuando como sensor de referência é um dispositivo eficiente para a identificação dos parâmetros estáticos e dinâmicos de um transdutor de pressão.

Os resultados apresentados permitem concluir que o modelo computacional de elementos finitos representa adequadamente o comportamento estático e dinâmico do protótipo do calibrador de pressão.

O modelo computacional desenvolvido pode também ser utilizado para realizar um projeto ótimo de um transdutor dinâmico de pressão, que opere com membrana sensora, para diferentes faixas de operação, tendo em vista sua semelhança construtiva com o calibrador proposto.

Em trabalhos futuros neste tema sugere-se:

- Incluir no modelo a possibilidade de simular excitações do tipo transitória, de modo que seja possível comparar diretamente no domínio do tempo, a resposta  $U_{Y_B}(t)$  com a força  $F_A(t)$ , aplicada na membrana inferior. Nesta abordagem deve ser escolhido um novo tipo de elemento para representar o domínio fluido e o método de

solução envolve integração simultânea no espaço e no tempo, implicando em maior custo computacional.

- Incluir no modelo estrutural do calibrador os elementos de ligação (parafusos e anel de borracha) entre as abas das membranas e os flanges do reservatório tubular, de modo que haja maior concordância entre a primeira frequência natural experimental e simulada.
- Incluir no modelo das membranas a possibilidade de considerar as variações de sua espessura ao longo do raio, para melhor ajustar os valores das frequências naturais simuladas e experimentais.
- Desenvolver uma rotina computacional de otimização para determinar os valores dos parâmetros geométricos da membrana inferior (RI, RCMI, RC, HMI) e da membrana superior (RM e HMS) para atender aos requisitos de máxima sensibilidade estática aliada à mais ampla faixa de frequências de operação, para um dado fundo de escala do calibrador.
- Alterar a construção do ressalto que existe no centro da membrana inferior, incluindo um furo com rosca para instalação de uma célula de carga piezo-elétrica e de um excitador eletrodinâmico. Desta forma será possível realizar ensaios com forças de excitação de diferentes formas de onda, como por exemplo, a harmônica. Esta modificação permitirá explorar as características não lineares da interação fluido-estrutura, pela aplicação de forças com amplitude variável, e, ou, com maior valor que o obtido com os impactos usados nos ensaios experimentais.



## **Referências Bibliográficas**

Ansys User's Manual, Revision 5.0, Swanson Analysis Inc, Houston, USA.

Bean, V. E., 1993/94 "Dynamic Pressure Metrology", Metrologia, Vol. 30, pp. 737-741.

Bendat J.S., Piersol A.G., 1986 "Random Data – Analysis and Measurement Procedures" second edition, Wiley-Interscience, New York.

Damion J.P., 1993 "Etalonnage en dynamique des capteurs de pression dans le domaine des basses pressions", Métrologie 93, 19-20-21 Octobre 1993.

Damion J.P. 1995 "Capteur de pression de référence pour l'étalonnage dynamique " 7ième congrès international de métrologie, Octobre 1995.

Doebelin E. O. 1983 "Measurement Systems – Application and Design" Third Edition, McGraw-Hill.

Huebner, K.H., Thornton E.A., 1982 "The Finite Element Method For Engineers" second edition, Wiley-interscience.

Huebner, K.H., 1982, "The Finite Element Method for Engineers" second edition, John Wiley, New York.

Jan Hjelmgren; 2002 "Dynamic Measurement of Pressure - A Literature Survey" SP Swedish National Testing and Research Institute; SP Report 2002-34.

Kevin, J.K., 1997 “Semi-Active Damping of Heavy Vehicles” PhD Thesis by Cambridge University Engineering Department, March 1997, Cambridge UK.

Kobota, T. and Ooiwa, A., 2000 “Method of evaluating frequency characteristics of pressure transducers using a newly developed dynamic pressure generator”, *Sensors and Actuators*, Vol. 79, pp. 97-101.

Lally, J. F., 1991 “Dynamic Step-Pressure Calibration”, proceedings from the NIST Workshop on the Measurement of Transient Pressure And Temperature, Gaithersburg, Maryland, USA, April 23<sup>rd</sup> - 24<sup>th</sup> , pp. 104 – 119.

Marand., H. J. P., Ohayon, R., 1995, “Fluid-Structure Interaction”, second edition, John Wiley, New York.

Minhang Bao , Yuancheng Sun, Heng Yang , Jinsuo Wang; 2003 “A fast and accurate calibration method for high sensitivity pressure transducers” *Sensors and Actuators A* 108, pp 218–223.

Press., H.W., Teukolsky, S.A., Vetterling W. T., Flannery, B.P., 1997, “Numerical Recipes in C” second edition, Cambridge.

Shigley, J.E. and Mische, C.R., 2001 “Mechanical Engineering Design” 6<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill, New-York USA.

Zienkiewicz, O.C., 1977 “The Finite Element Method” third Edition, McGraw-Hill, London.

<sup>1</sup>[www.dhstruments.com](http://www.dhstruments.com).

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)