

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM TUBULAÇÕES DE AR CONDICIONADO RESIDENCIAL
UTILIZANDO ANÁLISE MODAL E ELEMENTOS FINITOS

por

Henrique Griebeler Altenhofen

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, agosto de 2024

Altenhofen, Henrique
Análise de vibrações em tubulações de ar
condicionado residencial utilizando análise modal e
Elementos Finitos / Henrique Altenhofen. -- 2024.
15 f.
Orientador: Rafael Laranja.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2024.

1. Análise modal. 2. Vibrações. 3. Elementos
finitos. I. Laranja, Rafael, orient. II. Título.

Henrique Griebeler Altenhofen

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM TUBULAÇÕES DE AR CONDICIONADO RESIDENCIAL
UTILIZANDO ANÁLISE MODAL E ELEMENTOS FINITOS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Ignácio Iturrioz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. DANIEL MILBRATH DE LEON

Prof. FELIPE TEMPEL STUMPF

Prof. NEY FRANCISCO FERREIRA

Porto Alegre, agosto de 2024

Griebeler Altenhofen, Henrique. Análise de vibrações em tubulações de ar condicionado residencial utilizando análise modal e Elementos Finitos. 2024.21. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2024.

RESUMO

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de analisar problemas relacionados a vibrações presentes em tubulações de sistemas de ar condicionado, mais precisamente na unidade externa (ODU), com utilização de análise numérica computacional pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) e validações em ensaios de resposta em frequência e análise modal, com foco em reduzir a influência da excitação gerada pelo compressor nos tubos e demais componentes do sistema. Para esta análise de caso, foram realizados ensaios de resposta em frequência em amostras físicas dos produtos e verificados os modos de vibração apresentados para posteriormente ser realizada a calibração das simulações em modelo de elementos finitos. Com os parâmetros de modelagem já desenvolvidos foram realizadas simulações de novos *layouts* produzidos visando otimizar os modos de vibração e reduzir os efeitos de ressonância dentro da faixa de frequência abrangida durante o funcionamento do compressor rotativo de velocidade variável utilizado nos sistemas Inverter. A partir da correlação entre os resultados obtidos com a simulação numérica por Elementos Finitos e os ensaios de resposta em frequência em regime operacional, foram realizadas as considerações a respeito da acuracidade e plano de melhoria para implementação da modelagem numérica como ferramenta de projeto.

PALAVRAS-CHAVE: Otimização, vibração, ressonância, Método dos Elementos Finitos, análise modal.

Griebeler Altenhofen, Henrique. Vibration analysis in residential air conditioning pipes using modal analysis and Finite Elements. 2024.21. Monograph for the Conclusion of the Course in Mechanical Engineering – Mechanical Engineering Course, Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2024.

ABSTRACT

This work was developed with the aim of analyzing problems related to vibrations present in air conditioning system pipes, more precisely in the external unit (ODU), using computational numerical analysis using the Finite Element Method (FEM) and validations in frequency response tests and modal analysis, with a focus on reducing the influence of emissions generated by the compressor on tubes and other system components. For this case analysis, frequency response tests were carried out on physical samples of the products and the vibration modes presented were verified and the simulations were subsequently carried out using a finite element model. With the modeling parameters already developed, simulations of new layouts produced were carried out to optimize vibration modes and reduce resonance effects within the frequency range covered during the operation of the variable speed rotary compressor used in Inverter systems. Based on the correlation between the results obtained with the numerical simulation using Finite Elements and the frequency response tests under operational conditions, considerations were made regarding the accuracy and improvement plan for implementing numerical modeling as a design tool.

KEYWORDS: Optimization, vibration, resonance, Finite Element Method, modal analysis.

SUMÁRIO

Sumário

1.Introdução	1
1.1 Análise modal experimental	1
1.2 Análise de espectro de frequência em regime de operação	3
1.2 Análise pelo Método dos Elementos Finitos	4
2.Fundamentação do estudo	5
2.1 Análise do problema	5
1.2 Metodologia	7
3.Caso de estudo	7
3.1 Modelagem computacional	8
3.2 Ajuste de parâmetros.....	9
3.3 Análise de caso	10
4.Resultados	12
5.Conclusões	14

1. INTRODUÇÃO

No processo de desenvolvimento de condicionadores de ar, um dos fatores levados em consideração para validação dos produtos são as vibrações produzidas pelo compressor e pelo conjunto de ventilação e são distribuídas para todo o restante do equipamento. Nessas condições, segundo RAO (2009), a estrutura da máquina sujeita à vibração pode falhar devido à fadiga do material resultante da variação cíclica da tensão induzida. Esses efeitos de vibração se tornam mais críticos quando as frequências induzidas pelos compressores se aproximam ou se igualam às frequências naturais de vibração das tubulações. Ainda segundo RAO (2009), devido ao efeito devastador que as vibrações podem causar às máquinas e estruturas na ocorrência desse comportamento, os testes de vibrações tornaram-se um procedimento padrão no projeto e desenvolvimento da maioria dos sistemas de engenharia.

Há mais de 30 anos, estudos complexos de vibração eram feitos com a utilização de modelagens grosseiras, com apenas alguns graus de liberdade empregados. O desenvolvimento do método dos elementos finitos (FEA) habilitou os engenheiros a usar computadores para realizar estas análises detalhadas de vibrações em sistemas mecânicos complexos que apresentam milhares de graus de liberdade (RAO, 2010).

Os testes físicos necessários para qualificação dos produtos quanto às vibrações são feitos através de medições nas faixas de frequências operacionais do sistema durante seu funcionamento. Para realizar a medição, são instalados acelerômetros nos pontos que apresentam os maiores valores de amplitude de deslocamento. Para serem visualizados os pontos de maior criticidade das tubulações, é necessário obter previamente ao ensaio operacional a análise modal experimental com uso do martelo de impacto.

Assim, o projeto de tubulações, devido aos efeitos negativos para vida em fadiga nas proximidades dos modos naturais, torna-se uma atividade complexa, visto que para serem obtidos os comportamentos modais das estruturas é preciso antes fabricá-las. Por esse motivo, torna-se importante implementar uma forma de prever o comportamento das tubulações, quando excitadas em sua faixa de frequências operacionais, antes de serem fabricados os primeiros protótipos, sendo assim possível realizar o dimensionamento de um *layout* que otimize os efeitos de vibração dentro dessa faixa de operação. Surge então a motivação para este trabalho, de utilizar os recursos de engenharia computacional para realizar a simulação prévia das tubulações pelo Método Dos Elementos Finitos. Os conceitos teóricos que baseiam a metodologia descrita para realização do estudo de caso são abordados em sequência.

1.1 Análise modal experimental

A análise modal experimental trata da determinação de frequências naturais, fatores de amortecimento e formas modais por meio de ensaios realizados fisicamente em amostras. Como descrito por Schwarz (1999), um componente ou sistema real possui um número infinito de graus de liberdade, e, conseqüentemente, um número infinito de modos de vibração. Para fins de medições práticas, o número de graus de liberdade é reduzido através de uma quantidade finita de pontos de medição. A quantidade de pontos de medição utilizados se torna suficiente à medida que o comportamento modal do sistema possa ser observado com clareza.

Conforme RAO (2010), a excitação de entrada para a obtenção das funções de resposta em frequência, FRFs, pode ser realizada por excitadores eletromagnéticos (*shakers*) ou por meio de um impacto produzido por martelo dinamométrico de ensaio, que nada mais é do que um martelo equipado com um transdutor de força acoplado ao seu cabeçote. Ambas as formas de excitação têm por objetivo produzir uma forma de deflexão aos componentes do sistema e,

assim, após processados os valores retornados pelos acelerômetros nos pontos de medição, ser possível obter os modos de vibração, seus comportamentos dinâmicos e amortecimentos.

Por ser utilizado apenas para causar impacto ao sistema ao atingir regiões específicas da estrutura, o problema de isolamento da massa do excitador para com o restante dos componentes passa a ser desconsiderado quando se utiliza o martelo de impacto, tornando este tipo de excitação ideal para componentes pequenos. O martelo utilizado para os ensaios presentes nesse trabalho é mostrado na Figura 1.



Figura 1: Martelo de impacto utilizado nos ensaios de análise modal experimental.

Fonte: Autor.

Como os resultados obtidos nos pontos de medição estão no domínio do tempo, Figura 2, é preciso realizar a mudança para o domínio da frequência.

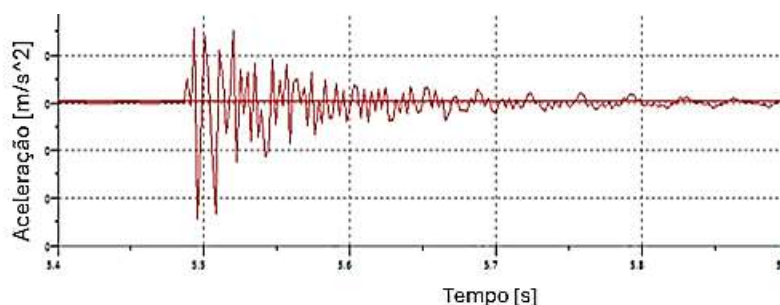


Figura 2: Resposta no domínio tempo obtida por acelerômetro a partir de impacto realizado em tubulação com utilização do martelo de ensaio.

Fonte: Autor.

O sinal no domínio da frequência, FRF, ou espectro de frequência, é uma representação gráfica da amplitude da resposta de vibração em função da frequência e é obtido com a aplicação da transformada rápida de Fourier (FFT) por meio de um analisador digital (RAO, 2010). Com a FRF é possível obter parâmetros importantes sobre a condição de uma máquina, como por exemplo, observar os pontos onde existem picos de aceleração, como destacado na Figura 3.

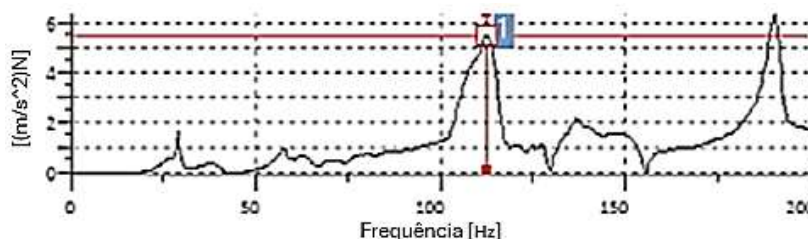


Figura 3: Resposta do sistema ao impacto do martelo apresentando resultado no domínio frequência após aplicação da FFT.

Fonte: Autor.

Schwarz (1999), apresenta um esquema contendo o resumo do processo de medição de modos de vibração e demais parâmetros modais com a utilização de excitação por impacto, conforme a Figura 4, adaptada da sua publicação, a qual mostra os passos tomados para obtenção dos dados de interesse.

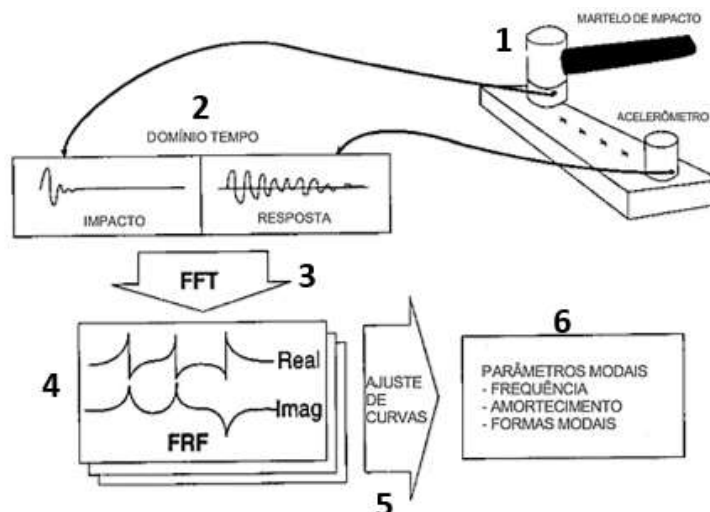


Figura 4: Esquema de processos envolvidos em análise modal experimental com uso do martelo de impacto.

Fonte: Adaptado de Schwarz (1999).

1.2 Análise de espectro de frequência em regime de operação

Para a qualificação dos produtos é realizado, após a análise modal, o teste de vibração em regime de operação, ou seja, são medidas as acelerações impostas às tubulações do sistema de ar-condicionado a partir do funcionamento do compressor e sistema de ventilação. Acelerômetros piezoelétricos são utilizados para realizar as medições de resposta dos tubos, sendo os locais mais adequados para a instalação obtidos a partir da avaliação das animações geradas com o ensaio de análise modal experimental. A Figura 5 refere-se a um exemplo de animação obtida a partir do processo de análise modal, onde é possível visualizar as regiões de maior deslocamento e, conseqüentemente, maiores acelerações, sendo estas regiões as recomendadas para instalação dos acelerômetros.



Figura 5: Imagem de animação obtida a partir da análise modal experimental em tubulação.

Fonte: Autor.

Pelo fato de os produtos Inverter utilizarem compressores que operam em ampla faixa de rotação, o ensaio em regime de operação é de extrema importância para que seja averiguado o comportamento geral do sistema em todas as frequências de excitação impostas pelo desbalanceamento do rotor do compressor.

Como observado por RAO (2010), cada máquina possui sua própria FRF, que acaba sendo comparada com a impressão digital de cada produto. Por esse motivo, para a validação dos equipamentos no ensaio de vibração em regime de operação são ensaiadas 3 amostras de cada máquina, sendo a correspondência entre os resultados, analisada para garantir que apresentem uma proximidade entre os picos de aceleração que caracterizam as frequências de ressonância das tubulações.

Um exemplo do espectro adquiridos pela aplicação da análise em regime de operação para uma amostra de produto é mostrado na Figura 6, onde os acelerômetros foram posicionados conforme resultados obtidos pela análise modal previamente realizada, conforme exemplificado anteriormente na Figura 5. A linha horizontal tracejada em vermelho refere-se ao limite de amplitude de aceleração admitida para aprovação do produto, sendo esse limite resultado de estudos referentes à vida em fadiga dos componentes. As demais linhas de cores diferentes, são referentes às medições de cada acelerômetro posicionado nas tubulações.

Com a análise deste gráfico utilizado como exemplo, é possível verificar a presença de um modo natural de energia significativa próximo a 25Hz. A visualização desses picos de aceleração é necessária para que durante seu funcionamento, o produto não apresente excessos de vibração, ruído e ao longo do tempo apresente falhas de fadiga.

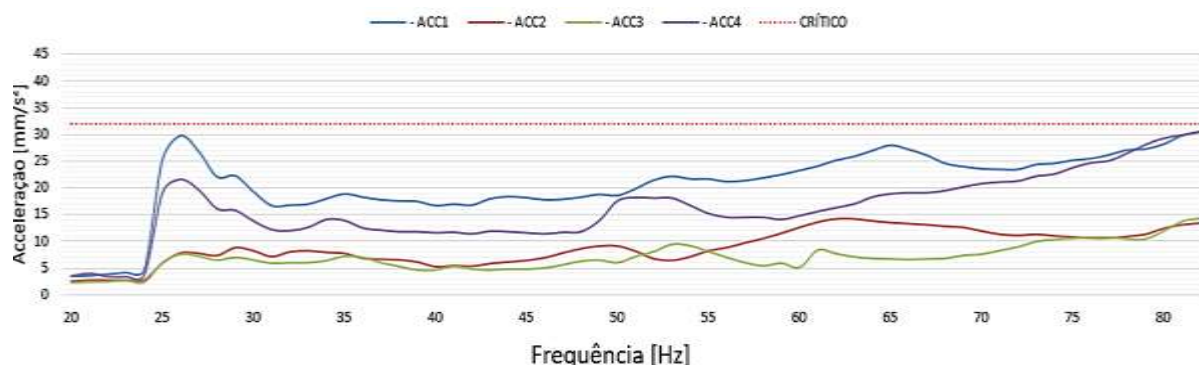


Figura 6: FRF de amostra de produto obtida a partir da análise de frequência em regime de operação. Cada curva representa a resposta obtida em um acelerômetro posicionado em diferentes pontos de medição na tubulação.

Fonte: Autor.

1.3 Análise pelo Método dos Elementos Finitos

Conforme Alvez Filho (2009), os métodos analíticos clássicos permitem que seja obtido o resultado exato dos deslocamentos, deformações e tensões em uma estrutura em todos os seus pontos, que por se tratar de um sistema contínuo, são infinitos. Essas soluções, porém, são somente aplicáveis para alguns casos simplificados que acabam se distanciando das aplicações práticas reais. Surge então, a partir dessa demanda, o desenvolvimento de procedimentos de cálculos aproximados que possam ser aplicados de forma geral às estruturas e componentes sem depender de condições específicas de carregamento, contorno e forma, apresentando precisão condizente com projetos de engenharia. Para isso, é então utilizado o Método dos Elementos Finitos, que se trata de um método de aproximação de cálculo de um sistema contínuo de forma que a estrutura geral, ou seja, o corpo-contínuo, seja subdividido em um número finito de elementos que são conectados entre si por pontos chamados de nós. O modelo matemático resultante dessa subdivisão é descrito por um número finito de parâmetros (Filho,2009). Dentre os modelos de elementos possíveis de serem utilizados para realizar a discretização do modelo contínuo, de forma resumida, tem-se a opção de empregar elementos

unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais. Independentemente do tipo de elemento utilizado para discretizar o modelo, o fluxo de etapas segue o mesmo raciocínio: obter a matriz de rigidez individual de cada elemento, integralizar as matrizes a fim de se obter a matriz de rigidez global do modelo, impor as restrições de funcionamento através das condições de contorno e carregamentos, realizar o cálculo dos deslocamentos e reações de apoio a partir da matriz de rigidez global e obter os esforços internos e externos de forma discretizada nos elementos.

O fluxo de trabalho descrito encontra-se representado de forma esquemática na Figura 7, desde a etapa de modelagem, processamento e resultados.

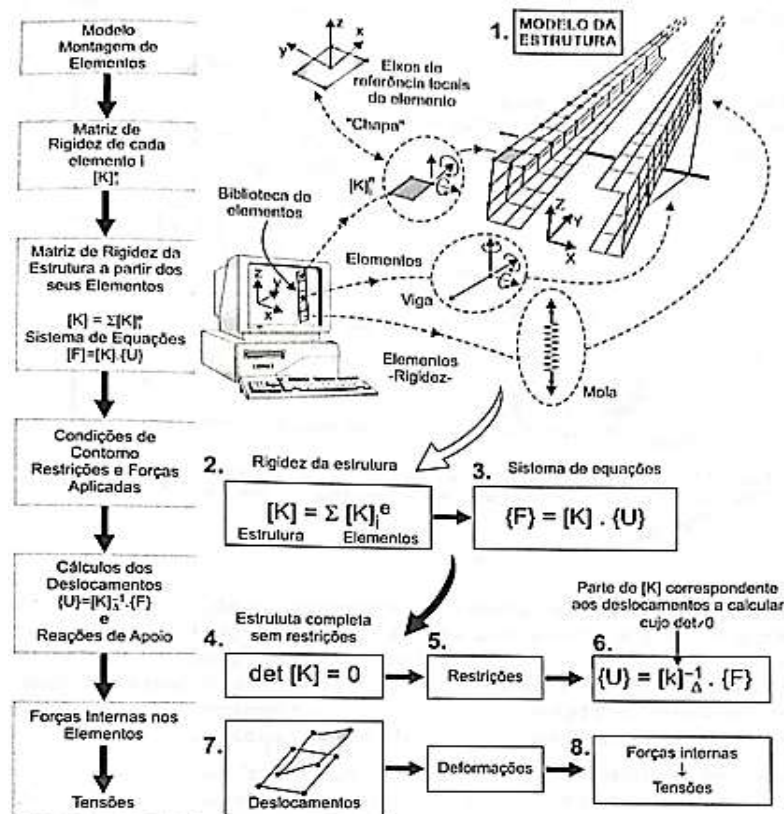


Figura 7: Esquema de etapas e procedimentos de cálculo dos parâmetros de interesse a partir do Método dos Elementos Finitos.

Fonte: Filho, 2009.

2. FUNDAMENTAÇÃO DO ESTUDO

2.1 Análise do problema

As tubulações que compõem o sistema de condicionadores de ar, mais especificamente as tubulações que estão ligadas ao compressor, são estruturas que trabalham durante todo o regime de operação sob excitações cíclicas impostas pelo compressor e o fluxo de fluido refrigerante. Por estarem sujeitos a esforços repetitivos, a principal causa de falhas desses componentes é devido ao efeito de fadiga, que ocorre por conta dos picos de aceleração gerados quando a frequência de vibração do compressor se aproxima dos modos naturais das tubulações. Para que esses picos de aceleração sejam evitados, são constantemente utilizados atenuadores de vibração acoplados aos tubos. Tais atenuadores são corpos de borracha com abertura lateral para serem fixados à tubulação, conforme mostrado na Figura 8, item 3.



Figura 8: Conjunto de compressor e tubulações de sucção (1) e descarga (2) juntamente com atenuadores de vibração (3).

Fonte: Autor

Os modos naturais de vibração dos componentes do sistema são obtidos analiticamente através da equação

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

onde ω representa os valores das frequências naturais dos componentes, k a rigidez equivalente de cada corpo, e m a massa.

Observa-se, pelo equacionamento, que, ao introduzir massa ao sistema, os valores obtidos para as frequências naturais são reduzidos. A partir desse princípio, as massas são utilizadas para retirar os primeiros modos do espectro de frequências induzidas pelo compressor, visto que são esses modos os que apresentam maiores energias. A utilização desses componentes, porém, acaba gerando dificuldades de fabricação para a linha de produção devido ao seu tempo de instalação e garantia de correto posicionamento.

Para tentar reduzir a utilização de massas, é então realizado o estudo presente nesse trabalho. Objetiva-se conseguir entender o comportamento modal das tubulações de forma prévia à sua fabricação, podendo intervir nos seus parâmetros durante a etapa de projeto em CAD.

Por conta da dificuldade de prever o comportamento dinâmico dos componentes em resposta à excitação do compressor, o processo de projeto das tubulações atualmente implementado é feito com a solicitação de mais de um formato para que sejam realizados os ensaios de validação, visto que dificilmente o primeiro protótipo de *layout* é aprovado por conta do não entendimento do comportamento dos tubos previamente.

Com a utilização das análises realizadas nesse trabalho, deseja-se introduzir a etapa de simulação numérica durante o projeto das tubulações, reduzindo o tempo gasto com correções de projeto devido a não aprovação nos ensaios e otimizando a quantidade de atenuadores de vibração utilizados para as validações. O fluxograma de trabalho visado a partir da implementação de análises numéricas é mostrado na Figura 9.



Figura 9: Esquema idealizado de etapas para desenvolvimento de novo *layout* de tubulação a partir da utilização de simulação numérica.

Fonte: Autor

Para realizar a modelagem das tubulações e serem feitas as análises em Elementos Finitos, é necessário o entendimento das condições de contorno existentes fisicamente e a simplificação para o modelo, além do conhecimento das propriedades dos materiais envolvidos. Para a modelagem, as propriedades mecânicas das tubulações de cobre foram obtidas a partir de informações de fornecedores. Como as condições reais de funcionamento do equipamento não podem ser totalmente incorporadas ao modelo em CAD, tanto as propriedades mecânicas quanto as condições de contorno foram recalibradas de forma iterativa para aproximar os resultados o máximo possível com o fenômeno físico de interesse observado e reduzir os erros devido às simplificações impostas ao modelo.

2.2 Metodologia

A metodologia adotada para o modelamento numérico e análise crítica dos resultados foi embasada na comparação entre os resultados dos ensaios em amostras físicas e os resultados de simulação numérica computacional.

A partir do problema físico, sendo neste caso os modos de vibração das tubulações, é então modelada a primeira simplificação dos fenômenos envolvidos, sendo em seguida realizadas as primeiras simulações numéricas e analisada a precisão dos resultados em comparação com ensaios realizados em amostras físicas dos produtos em laboratório. Comprovando-se a correlação entre os resultados físicos e computacionais inicia-se o processo de ajuste de parâmetros das condições de contorno e propriedades dos materiais, a fim de obter a melhor relação entre modelagem e resultado real observado.

Para a realização da análise comparativa entre ensaios físicos e simulação numérica, foram dimensionados dois sistemas de tubulações, sendo um sistema mais flexível e outro mais rígido.

Na Figura 10, é exemplificado o fluxograma realizado para serem contrapostos os resultados reais e simulados.

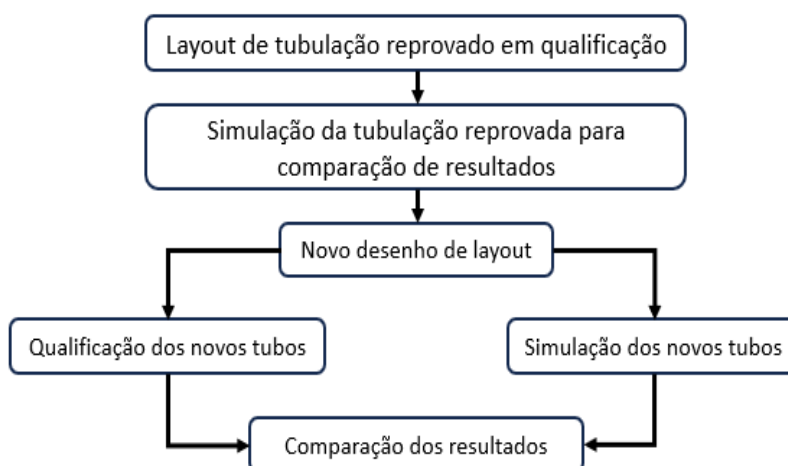


Figura 10: Fluxograma de etapas de trabalho para realização de comparativo entre simulação numérica e análise em amostra física.

Fonte: Autor.

3. CASO DE ESTUDO

O caso de estudo é dividido em 3 etapas para o correto entendimento das considerações adotadas acerca dos fenômenos físicos abordados na análise do problema. A modelagem

computacional do problema é tratada inicialmente, como forma introdutória ao processo de ajuste dos parâmetros adotados e seguida posteriormente pela análise do caso de interesse.

3.1 Modelagem computacional

Os projetos dos dois conjuntos de tubulação foram baseados em *layouts* com comportamentos mais previsíveis, visando obter correlação com o fenômeno físico para um caso mais simplificado. Os conjuntos de tubulações estudados são exemplificados abaixo na Figura 11, onde é visível a diferença de rigidez empregada para as duas condições devido ao ângulo imposto à uma das tubulações de sucção.

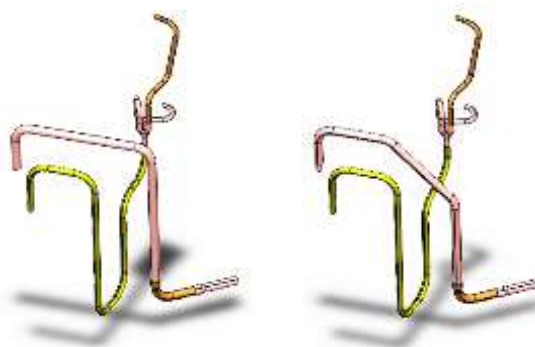


Figura 11: Primeiro e segundo modelo de tubulação, à esquerda e direita, respectivamente.
Fonte: Autor.

Como condição para a modelagem dos conjuntos de interesse em *software* de análise numérica, é preciso antes conhecer as restrições de funcionamento do sistema.

Pelo fato de o comportamento das tubulações estar interligado, sendo o compressor o ponto de união, optou-se por realizar a modelagem das tubulações de descarga e sucção juntas, conforme condição de montagem do equipamento, ao invés de partir para uma abordagem individual dos componentes.

Para a tubulação de descarga, foram considerados os pontos de conexão entre os tubos representado na modelagem como uma união rígida, representada fisicamente pela brasagem. Os pontos de conexão com o trocador de calor são engastados para a simulação, sendo considerado o erro devido a pequeno deslocamento permitido para o aletado em condição real. Tal diferença acarreta um pequeno deslocamento das frequências naturais de vibração obtidas, sendo calculados modos com valores um pouco mais elevados que os que ocorrem na prática, onde a condição de contorno para este ponto da tubulação admite pequenos deslocamentos.

Para a tubulação de sucção, foi incorporada a conexão existente com a válvula de sucção, sendo esta última fixada à carcaça da máquina. O mesmo raciocínio de fixação foi admitido para a união entre essa conexão e a sucção, sendo também realizada a mesma restrição fixa para a face da tubulação que estaria fixada à carcaça do equipamento.

Avaliando as extremidades das tubulações soldadas aos terminais do compressor, foi modelado o efeito causado pelos calços de borracha como uma fixação por mola, sendo o coeficiente de rigidez para essa simplificação obtido por meio da análise de deflexão e força aplicada aos calços.

Todas as considerações acerca da modelagem citada estão condensadas e representadas na Figura 12.

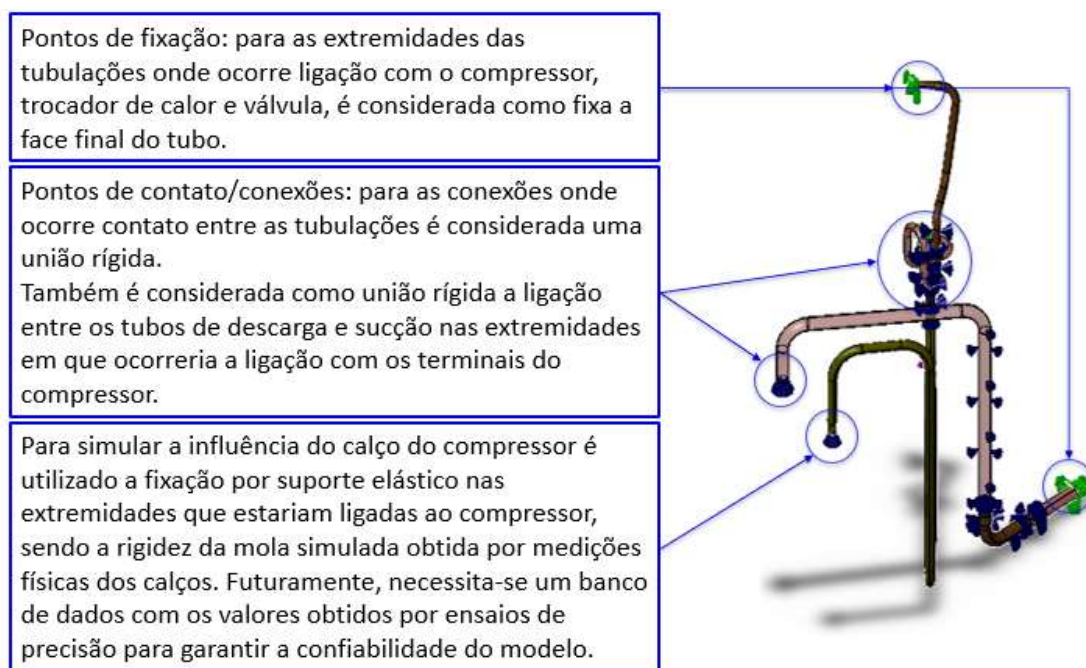


Figura 12: Conjunto de compressor e tubulações de sucção e descarga com as restrições para as condições de contorno demonstradas.

Fonte: Autor.

Montado o modelo com suas condições de contorno, a verificação de convergência de malha foi realizada utilizando a diferença de volume medido a partir das propriedades de massa inseridas para o material, e o somatório dos volumes dos elementos finitos. Durante as iterações de calibração, foi verificado que a diferença entre os volumes se torna irrelevante para a precisão do estudo quando abaixo de 0,5%, sendo esse parâmetro utilizado nas simulações.

Por apresentar regiões de elevada variação de curvatura, optou-se pela utilização de malha com base em curvatura, que cria automaticamente um melhor refinamento de malha em regiões de maiores inflexões, sendo empregados elementos tridimensionais tetraédricos para a discretização dos modelos.

3.2 Ajuste de parâmetros

Aplicando a metodologia anteriormente mostrada, foram realizadas repetidas iterações modificando os parâmetros de propriedade dos materiais, até que fosse obtida a precisão de simulação julgada satisfatória. Foi utilizado o resultado de ensaio de resposta em frequência operacional de um produto que já havia passado pelo processo de validação para realizar a calibração dos parâmetros. Foram analisadas as diferenças entre os valores de frequência obtidos pela modelagem numérica e os medidos fisicamente pela FRF operacional.

A modelagem do sistema foi realizada conforme considerações mostradas anteriormente, na Figura 12.

O resultado do ensaio de resposta em frequência em regime operacional que foi utilizado para a calibração dos parâmetros relacionados às condições de contorno e propriedades dos materiais é mostrado na Figura 13, onde é notável a presença de 3 modos de vibração, sendo as amplitudes de aceleração aumentadas em suas frequências de ressonância.

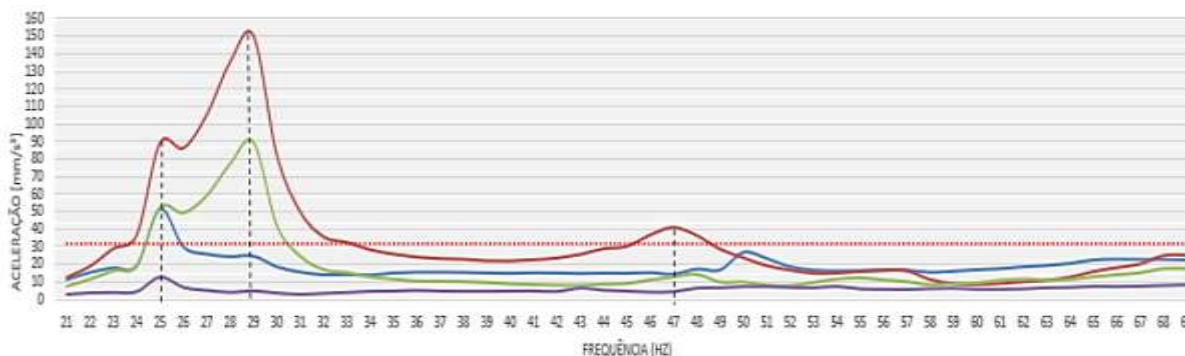


Figura 13: Gráfico FRF para tubulação de amostra física, destacando-se as frequências apresentadas aproximadamente em 25, 29 e 47Hz.

Fonte: Autor

A partir da modelagem em MEF, foi realizada a simulação de modos de vibração para o mesmo sistema de tubulações cujos resultados em ensaio físico foi utilizado para calibração, sendo obtidos valores próximos dos visualizados fisicamente na amostra, conforme mostrado na Tabela 1.

Modo	Frequência (Hz)
1	26,94
2	29,56
3	36,03
4	46,08
5	85,46

Tabela 1: Listagem das frequências naturais obtidas para o conjunto utilizando simulação numérica pelo MEF, apresentando cerca de 2 Hz de erro para os resultados físicos utilizados para calibração.

Fonte: Autor.

Nota-se que alguns valores de modos calculados pela simulação numérica não possuem correlação com o observável nas amostras físicas, sendo tais resultados considerados como erros devido à modelagem simplificada das condições de contorno. Como o foco de interesse principal para o projeto das tubulações está em conhecer os primeiros modos de vibração do sistema, visto que esses apresentam a maior energia, não foi considerado como um grande problema a presença de modos intermediários de menor energia sem correspondência com os obtidos fisicamente.

3.3 Análise de caso

Partindo dos dois projetos de *layouts* mostrados anteriormente na Figura 11, foram fabricadas duas amostras e realizados ensaios de análise modal experimental em ambas as tubulações com a utilização do martelo de impacto, conforme exemplificado na Figura 14.

Para a obtenção dos resultados, foram utilizados como transdutores de medição acelerômetros piezoelétricos PCB modelo M352C68, e filtro de linha LMS SIEMENS modelo SCM201.

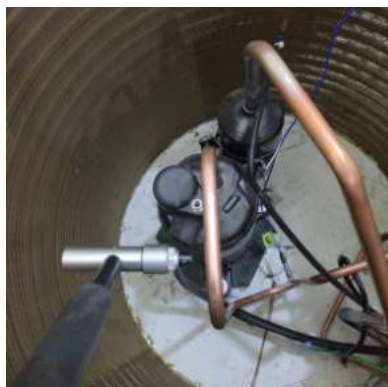


Figura 14: Exemplicação do ensaio de análise modal experimental.

Fonte: autor

Como resultado do ensaio de análise modal experimental, obteve-se as animações de deslocamento para as tubulações utilizadas na análise. A partir destas animações, são escolhidos os pontos de maior criticidade das tubulações, sendo inseridos os acelerômetros para o ensaio de resposta em frequência em regime de operação nessas regiões. Na Figura 15 são mostradas imagens referentes às animações obtidas.

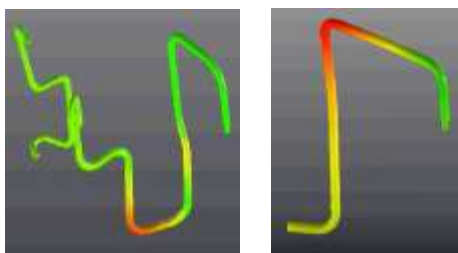


Figura 15: Imagens de animações obtidas com análise modal experimental. Regiões em vermelho referem-se aos maiores deslocamentos.

Fonte: autor

A partir dessas animações, foram colados os acelerômetros para realização dos ensaios de FRF operacional. Tais posições são demonstradas nas Figuras 16 e 17, representando o primeiro e o segundo *layout* projetado, respectivamente. Tal procedimento é realizado para ambas as amostras, sendo os resultados destes ensaios discutidos no próximo tópico.

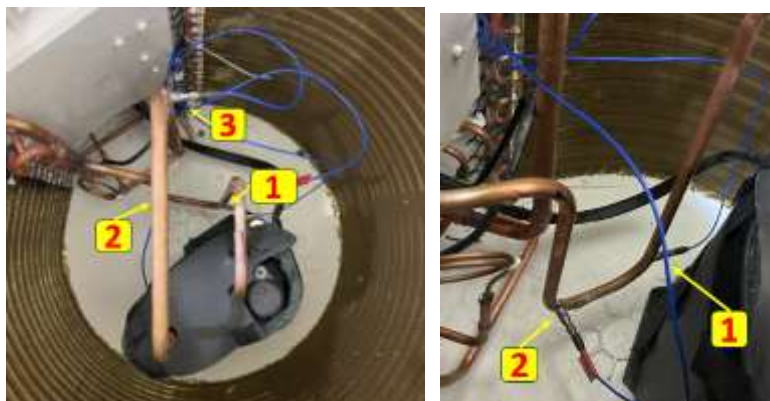


Figura 16: Posicionamento dos acelerômetros durante medições de FRF da primeira amostra de tubulação.

Fonte: autor



Figura 17: Posicionamento dos acelerômetros durante medições de FRF da segunda amostra de tubulação.

Fonte: Autor.

4. RESULTADOS

A Figura 18 mostra o resultado do ensaio de resposta em frequência operacional para a primeira amostra, sendo visível a presença de dois modos de vibração importantes em aproximadamente 31 e 86 Hz.

A linha de coloração verde no gráfico refere-se ao acelerômetro colado na tubulação de sucção. As duas demais linhas se referem aos acelerômetros que estão posicionados na tubulação de descarga. Ambos posicionamentos são mostrados na Figura 16, apresentada anteriormente

O fato de o primeiro modo de vibração não ser o de maior energia é devido à frequência de 31Hz ser o primeiro modo da tubulação de descarga e o pico de aceleração existente em 86Hz ser o primeiro modo de vibração da sucção, que por apresentar a primeira frequência de ressonância mais elevada, acaba tendo uma energia muito superior ao modo de 31Hz.

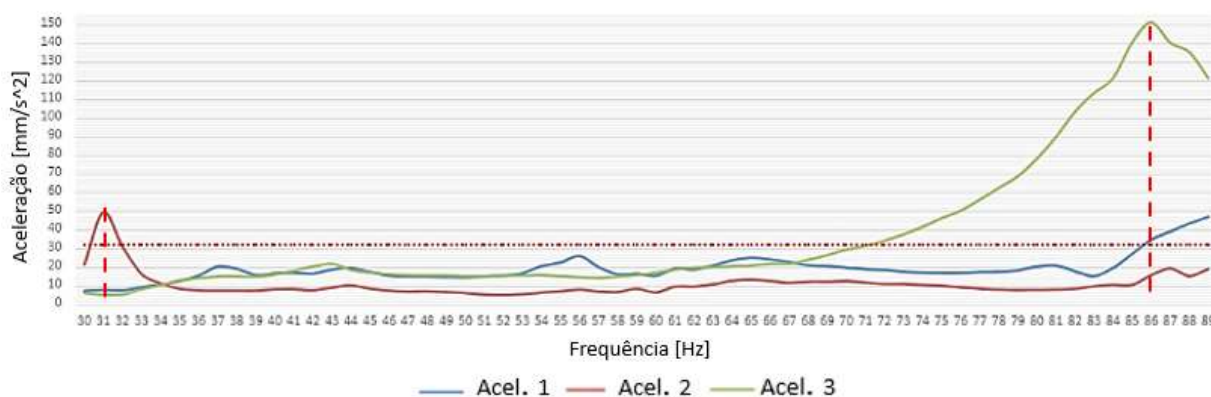


Figura 18: FRF obtida em ensaio operacional para a primeira amostra de tubulações.

Fonte: Autor.

Com a calibração da modelagem em Elementos Finitos conforme citado no tópico de modelagem computacional, a tubulação cujo FRF foi apresentado na Figura 18 foi simulada e os resultados dos modos de vibração obtidos são listados na Tabela 2, onde fica visível a

obtenção de valores muito próximos aos picos importantes observados na FRF do sistema e os resultados da análise modal.

Nº do modo	Frequência (Hz)
1	26,96
2	30,32
3	34,41
4	45,76
5	87,96

Tabela 2: Listagem das frequências naturais obtidas para o conjunto utilizando MEF.

Fonte: Autor.

Em paralelo, o segundo *design* também foi ensaiado e, nota-se no ensaio da segunda amostra, conforme mostrado na Figura 19, a presença de dois modos de vibração importantes nas frequências de 30Hz e 88Hz sendo novamente o modo mais acima da faixa de frequência referente ao primeiro modo de vibração da tubulação de sucção do compressor

Assim como para a primeira amostra, foram simuladas as tubulações e verificados os resultados em comparação com os resultados obtidos em FRF.

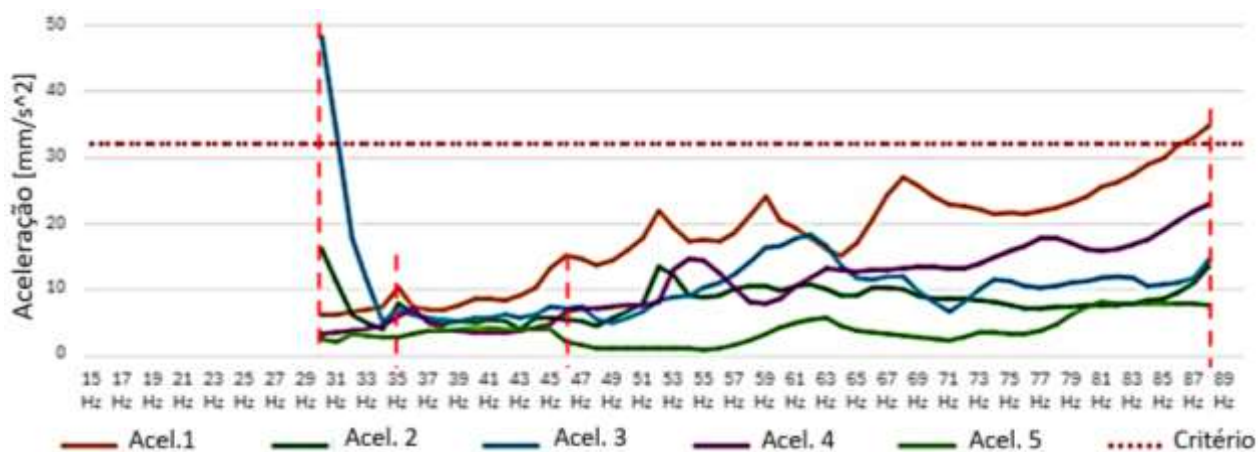


Figura 19: FRF obtida em ensaio operacional de segundo *layout* desenhado.

Fonte: Autor.

Os resultados dos modos de vibração encontrados pela simulação são mostrados na Tabela 3, onde, assim como nos outros casos, alguns modos encontrados pela simulação numérica não correspondem diretamente ao observado em amostra física, porém os mais importantes foram mostrados com precisão satisfatória.

Nº do modo	Frequência (Hz)
1	27,48
2	30,74
3	34,63
4	49,73
5	88,67

Tabela 3: Listagem das frequências naturais obtidas para o conjunto utilizando MEF.

Fonte: Autor.

A partir da análise comparativa entre os valores aproximados obtidos nos pontos de pico da FRF da segunda tentativa de aprovação de amostras é possível observar uma correlação entre alguns dos picos aparentes no ensaio, sendo as medições realizadas dentro da faixa de frequência operacional para a máquina em questão: 29 Hz até 87 Hz.

5. CONCLUSÕES

Com os resultados obtidos para a primeira tentativa de correlação prática entre a simulação numérica realizada utilizando análise em Elementos Finitos e os ensaios de FRF operacional nas amostras, foi possível observar a existência de coerência para os modos mais importantes das tubulações. Com relação aos modos de menor importância, ou seja, os modos que apresentam menor amplitude máxima de aceleração, utilizando os parâmetros atuais para as condições de contorno ainda não foi possível observar sensibilidade suficiente para a obtenção dos valores por parte das simulações. Tal resultado era esperado, visto que se trata da primeira etapa de testes do algoritmo de análise de tubulações proposto, além de terem sido feitas considerações simplificadas para a obtenção do modelo em Elementos Finitos, como por exemplo, o aspecto relacionado à fixação das extremidade do tubo de descarga com o trocador de calor, que para a primeira calibração do método foi realizada para um modelo de condensadora de carcaça metálica e descarga horizontal, e para o primeiro caso de teste de correspondência foram ensaiadas condensadoras do tipo descarga vertical, popularmente conhecida como “barril”. Por apresentarem diferentes flexibilidades em seus trocadores de calor, foi razoável supor que seja preciso realizar dois conjuntos de condições de contorno, um para as máquinas de descarga vertical e um para as máquinas de descarga horizontal, admitindo assim na modelagem a diferença de flexibilidade de engaste em suas extremidades. Tais aperfeiçoamentos levam tempo para serem estabelecidos e analisados criticamente, sendo o processo de implementação visado para médio e longo prazo.

Outra possibilidade a ser considerada para dar continuidade ao modelamento, é analisar as tubulações isoladamente, visto que os modos mais energéticos são os primeiros, podendo retirar esses valores da faixa de funcionamento do compressor. Assim como discutido anteriormente, apesar de não ser a primeira frequência natural do sistema, o primeiro modo da tubulação de sucção apresenta grandes amplitudes de aceleração, sendo preciso retirar este primeiro valor de frequência natural da faixa de operação também. Para isso, devido aos maiores valores de frequências naturais estarem relacionados às tubulações de sucção por conta da sua elevada rigidez, considera-se uma boa metodologia aumentar essa frequência, retirando-a do alcance de funcionamento do compressor. Para isso, é necessário aumentar a rigidez da tubulação de sucção.

Como próximas etapas, para continuidade de implementação das análises numéricas no processo de fabricação de tubulações, é necessário refinar os parâmetros relacionados às condições de contorno, que segundo observado durante realização do trabalho, são o ponto de maior impacto aos resultados. Para a primeira etapa de refinamento, sugere-se a realização de ensaios nos coxins dos compressores visando obter o correto dimensionamento da fixação elástica modelada na análise numérica. Tais ensaios podem fornecer os corretos valores de rigidez axial e radial para os componentes, podendo assim serem aplicados ao modelo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BATHE, K. J., Finite Element Procedures in Engineering Analysis. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1982

D. C. Miller, Anecdotal history of the science of sound, Nova York; Macmillan, 1935.

RAO, S.; The finite element method in engineering, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2010.

RAO, S.; Vibrações Mecânicas. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2009.

Schwarz, B.J.; Richardson, M.H.; Experimental modal analysis, CSI Reliability Week, Orlando, FL, 1999.

Alves Filho, A.; Elementos Finitos – A base da tecnologia CAE, 6ª edição, Ed. Érica, São Paulo, 2009.