

Autorização concedida ao Repositório Institucional da Universidade de Brasília (RIUnB) pela Professora Maria Alzira de Araújo Nunes, em 18 de outubro de 2018, para disponibilizar o trabalho, gratuitamente, para fins de leitura, impressão e/ou download, a título de divulgação da obra.

#### REFERÊNCIA

BAUTISTA ORDOÑEZ, Jose Manuel; NUNES, Maria Alzira de Araújo. Estudo do comportamento vibratório em tubos ressonantes utilizando síntese modal de componentes. In: ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA, 28., 2018, Porto Alegre.



## ESTUDO DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO EM TUBOS RESSONANTES UTILIZANDO SÍNTESE MODAL DE COMPONENTES

Ordonez, Jose M. B. <sup>1</sup>; Nunes, Maria Alzira de Araújo<sup>2</sup>;

(1) Programa de Pós-graduação em Integridade de Materiais da Engenharia, Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama, Brasília, Brasil, e-mail: josebautistaordonez@gmail.com.

(2) Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama, Brasil, e-mail: maanunes@unb.br

### RESUMO

As cavidades ressonantes acopladas em dutos (do tipo ramificação lateral), também conhecidos como “*Quarter-Wavelength Tube*”, funcionam como filtros acústicos capazes de atenuar significativamente o ruído em amplas faixas de frequência. Estes filtros podem ser empregados em diversas aplicações, principalmente nos sistemas tubulares presentes em indústrias, edifícios e veículos. Estas cavidades ressonantes tem como princípio de funcionamento a reflexão sonora devido à mudança de seção transversal entre as estruturas acopladas, neste caso, entre o duto principal e a ramificação lateral. Porém, ao introduzir um novo elemento estrutural no sistema original de dutos, a dinâmica vibratória do sistema resultante deverá ser analisada de modo a garantir a integridade estrutural e evitando assim, possíveis ressonâncias. Para isto, a análise modal é uma ferramenta clássica e eficiente para estimativa das frequências naturais e modos de vibração. No entanto, os sistemas tubulares aplicados para fins de aquecimento, ventilação e ar-condicionado, geralmente possuem grandes dimensões tanto em área transversal quanto em comprimento. Para realização da análise modal, metodologias experimentais e numéricas são as mais utilizadas. Mas diante da complexidade destes sistemas e principalmente das grandes dimensões geométricas, o método de Síntese Modal de Componentes (SMC) surge como uma alternativa às anteriores, principalmente em termos de redução de tempo e custo computacional. A SMC trabalha com modelos reduzidos de subestruturas do sistema original, e posteriormente, estas são sintetizadas de modo a obter a dinâmica do sistema completo. Diante deste contexto, o objetivo deste trabalho é implementar a técnica de SMC em um sistema duto-ressonador lateral utilizando modelagem em elementos finitos. A validação do modelo sintetizado foi feita através da modelagem do sistema completo (original) também em elementos finitos. Os resultados obtidos se mostraram satisfatórios, demonstrando eficiência e redução do tempo e do custo computacional quando é utilizado a SMC.

**Palavras-chave:** Ressonador, Dutos, Síntese Modal de Componentes, Análise Modal, Elementos Finitos.

### ABSTRACT

The resonant cavities coupled in ducts, also known as Quarter-Wavelength Tube, perform their function as acoustic filters capable of significantly attenuating noise over wide frequency ranges. These filters can be used in various applications, especially in industrial tubular systems, buildings and vehicles. These resonant cavities have as their operating principle the sound reflection due to the change of cross section between the coupled structures, in this case, between the main duct and the quarter-wavelength tube. However, when it is introduced a new structural element into the original duct system, the vibration dynamics of the resulting system should be analyzed in order to guarantee structural integrity and thus avoid possible resonances. For this, the modal analysis is a classic and efficient tool for estimating natural frequencies and mode shapes. Tubular systems applied for heating, ventilation and air-

conditioning (HVAC) purposes are generally large in both cross-sectional area and length. For modal analysis, experimental and numerical methodologies are the most used. Furthermore, in view of the complexity of these systems and especially of the large geometric dimensions, the Component Mode Synthesis (CMS) method appears as an alternative to the previous ones, mainly in terms of time reduction and computational effort. CMS works with reduced models of substructures from the original system, and later, these are synthesized in order to obtain the dynamics behavior of the complete system. In this context, the objective of this work is to implement the CMS technique in a quarter-wavelength tube silencer using finite element modeling. The validation of the synthesized model was done by modeling the complete system also in finite elements. The results obtained were satisfactory, demonstrating efficiency and reduction of time and computational effort using CMS.

**Keywords:** Resonator Silencer, Component Mode Synthesis, Modal Analysis, Finite Element Method, Ducts.

## 1. INTRODUÇÃO

Um dos principais desafios para a indústria é eliminar ou reduzir a um nível aceitável a vibração em sistemas mecânicos, que pelas suas próprias características de trabalho apresentam frequências que podem afetar a integridade do sistema. Na maioria das situações a vibração apresenta-se junto com ruído, gerando contaminação auditiva afetando o ambiente de conforto. O ruído tem uma grande variedade de consequências para os seres humanos, desde perturbação geral, reduzindo o conforto pessoal (como falta de privacidade ou dificuldade em falar) e até mesmo levando a graves problemas de saúde, como insuficiência cardíaca, dificuldades auditivas, estresse, etc. [1]

O projeto de sistemas HVAC (no português AVAC) cujos principais objetivos são aquecimento, ventilação e ar condicionado (em inglês “*heating, ventilating and air conditioning*”) tem como função principal controlar e manter condições de temperatura, humidade e limpeza desejáveis para pessoas ou organismos dentro de um ambiente fechado, vide exemplo na **Figura 1**. Os sistemas HVAC é uma subdisciplina da engenharia mecânica, com base nos princípios da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Este tipo de sistema é aplicável a uma grande variedade de casos e situações que visam o transporte de fluxo de ar para controle de temperatura. Esses projetos podem apresentar diferenças estruturais como materiais, tamanhos e secções transversais [2].



**Figura 1:** Sistema de dutos HVAC aplicado na indústria (adaptado de ISOVER [3]).

Ao longo deste artigo é usada a metodologia de Síntese Modal de Componentes (SMC) implementando o método de interface livre com flexibilidade residual, para a estimativa das frequências naturais e modos de vibrar de um modelo de viga simples com geometria de silenciador com ramificação lateral ou pelo seu nome no inglês “*Quarter-wavelength Tube*” (QWT). O sistema é dividido em duas vigas com diferente geometria, como foi modelado por

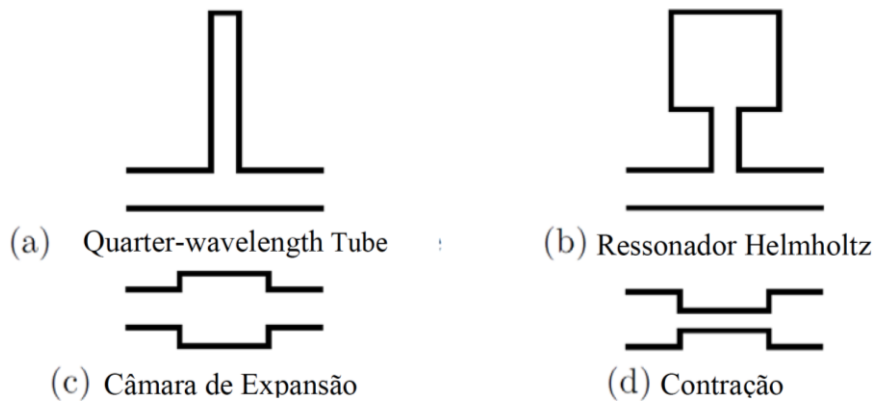
Howard e Cazzolato [1]. O sistema completo e as subestruturas foram calculadas através do método dos elementos finitos (MEF) por meio do programa ANSYS® – APDL usando o elemento de viga BEAM3 programado no mesmo software. Para validar os resultados, o sistema completo é programado no mesmo software ANSYS® com a mesma distribuição de elementos, de forma que facilite a comparação dos resultados e por meio dos resultados obtidos do trabalho de Ordoñez [4].

## 2. ANÁLISE MEF E MÉTODO DE SÍNTESE MODAL DE COMPONENTES

### 2.1 Ressonador do tipo QWT (“Quarter-wavelength Tube”)

Os ressonadores funcionam fornecendo uma alta impedância reativa causando que a onda acústica incidente seja refletida. Geralmente os silenciadores reativos possuem pouco ou não possuem material de absorção acústica dentro do dispositivo. Isso contrasta com os silenciadores absorventes que dependem do uso de material absorvente acústico para atenuar as ondas acústicas incidentes.

As geometrias comuns dos silenciadores do tipo ressonador são mostrados na **Figura 2** e incluem (a) “Quarter-wavelength Tube”, (b) ressonador Helmholtz, (c) câmara de expansão e (d) contração.

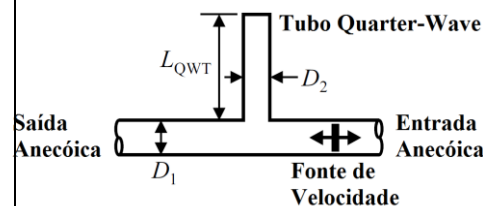


**Figura 2:** Geometrias de Silenciadores de Tipo Ressonador (adaptado de Howard et al. [1]).

A Tabela 1 mostra um esquema de um silenciador de “Quarter-wavelength Tube” (QWT) ligado a um canal de escape principal circular e os parâmetros relevantes utilizados no exemplo de Howard e Cazzolato [1].

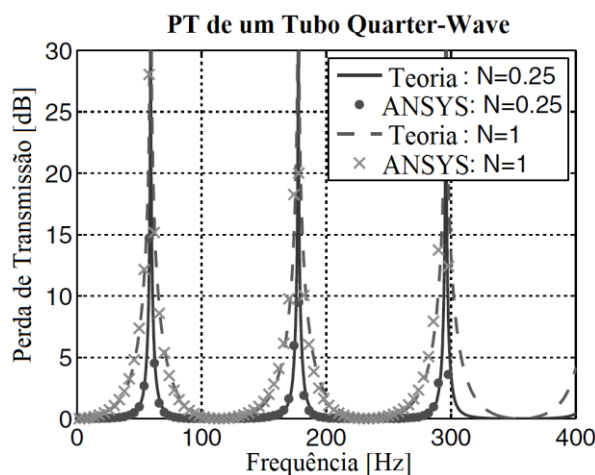
**Tabela 1:** Parâmetros usados na análise de um duto circular com “Quarter-wavelength Tube” [1].

Descrição	Parâmetro	Valor	Unidades
Diâmetro do Duto Principal	$D_1$	0,1	m
Diâmetro QWT	$D_2$	0,05	m
Comprimento QWT	$L_{QWT}$	1,5	m
Velocidade do Som	$c_0$	343,24	m/s
Densidade	$\rho_0$	1,2041	kg/m <sup>3</sup>
Velocidade na entrada	$u_1$	0,001	m/s



Fonte: Howard et al., 2015.

Usando esses parâmetros obteve-se uma comparação dos resultados da perda de transmissão acústica calculados usando a análise no MATLAB® e ANSYS® Workbench. A análise foi repetida para calcular a perda de transmissão acústica (PT) ajustando valores diferentes para o parâmetro  $D_2$  em 0,1, de modo que a relação entre a área do “Quarter-wavelength Tube” e o canal de escape principal foi  $N=1$  ( $N$  é uma gama de razões de área do “Quarter-wavelength Tube” para duto principal). A **Figura 3** mostra que os resultados do ANSYS® superam a previsão teórica [1].



**Figura 3:** Perda de transmissão de um “Quarter-wavelength Tube” calculado teoricamente e usando ANSYS® Workbench, para proporções de áreas entre o “Quarter-wavelength Tube” e o canal de escape principal de  $N=0,25$  e  $N=1,0$  (adaptado de Howard et al. [1]).

## 2.2 Síntese Modal de Componentes – ANSYS® - APDL

A síntese modal de componentes (SMC) é uma forma de análise de acoplamento de subestruturas frequentemente usado em dinâmica estrutural. A SMC permite derivar o comportamento de um sistema completo em seus componentes constituintes. Primeiramente, O comportamento dinâmico de cada subestrutura é formulado. Em seguida, reforçando o equilíbrio e a compatibilidade das interfaces das subestruturas, o software ANSYS® - APDL forma as características dinâmicas do modelo de sistema completo [5].

Embora dividir um único sistema completo em vários problemas de ordem reduzida por meio da subestruturação economize tempo e recursos de processamento, a síntese modal de componentes (SMC) pode ser uma melhor alternativa porque é mais precisa para análise modal do que uma redução de Guyan [5], também, tem a capacidade de incluir resultados experimentais, como os modelos das subestruturas não precisam ser puramente matemático.

Um uso típico do SMC envolve uma análise modal de uma estrutura grande e complexa (como uma aeronave ou reator nuclear) em que várias equipes projetam um componente individual da estrutura. Com o SMC, as alterações de design em um único componente afetam apenas esse componente; portanto, cálculos adicionais são necessários apenas para a subestrutura modificada [6].

O ANSYS® - APDL dispõe dos seguintes métodos de síntese modal de componentes e suas características, mostrados na Tabela 2.

**Tabela 2:** Principais características de cada método de interface [6].

<b>Métodos de Síntese Modal de Componentes</b>		
<b>Interface Fixa</b>	<b>Interface Livre</b>	<b>Interface Livre com Flexibilidade Residual</b>
Os nós de interface são restritos durante o passo de geração do superelemento do SMC.	Os nós de interface permanecem livres durante o passo de geração do superelemento do SMC.	Os nós de interface permanecem livres durante o passo de geração do superelemento do SMC.
Nenhum requisito para especificar modos de corpo rígido.	Você deve especificar o número de modos de corpo rígido (CMSOPT).	Se existe movimento de corpo rígido, você deve especificar pseudo-restrições (D).
Geralmente recomendado quando a precisão apenas nos modos inferiores da estrutura montada é necessária.	Geralmente recomendado quando é necessária a precisão nos modos inferiores e superiores da estrutura montada.	Geralmente recomendado quando é necessária a precisão nos modos inferiores e superiores da estrutura montada.

Fonte: Mechanical APDL Theory Reference, 2018.

Ao longo deste trabalho foi utilizada o método de interface livre com flexibilidade residual que tem o benefício de ter um baixo custo computacional, devido a que as proporções da base modal final dependem somente da quantidade de graus de liberdade dos componentes

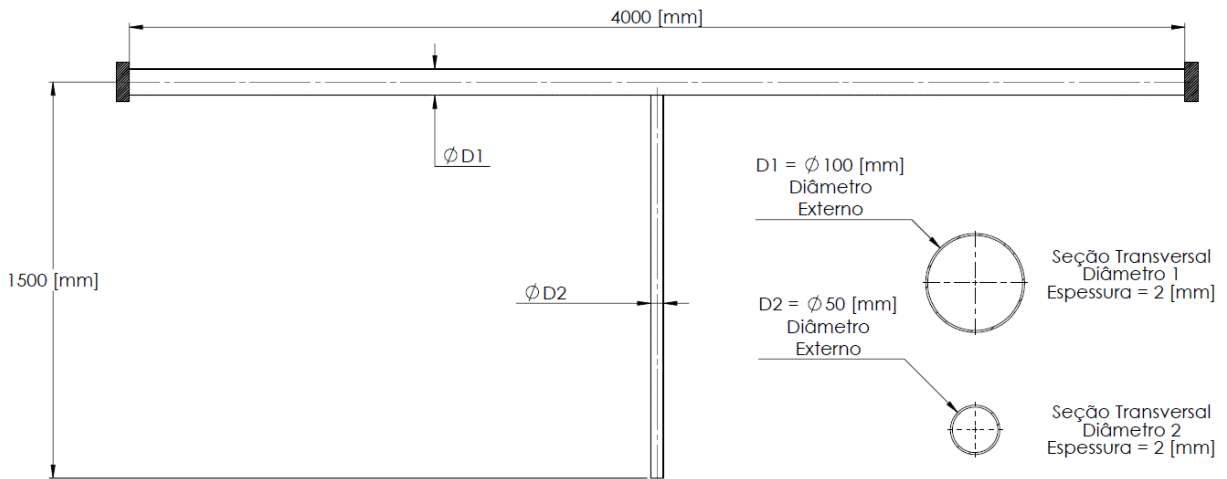
### 2.3 Metodologia

A síntese foi feita através do método de síntese modal com flexibilidade residual do software ANSYS® - APDL. Usando as propriedades do aço SAE 1010 [8]:

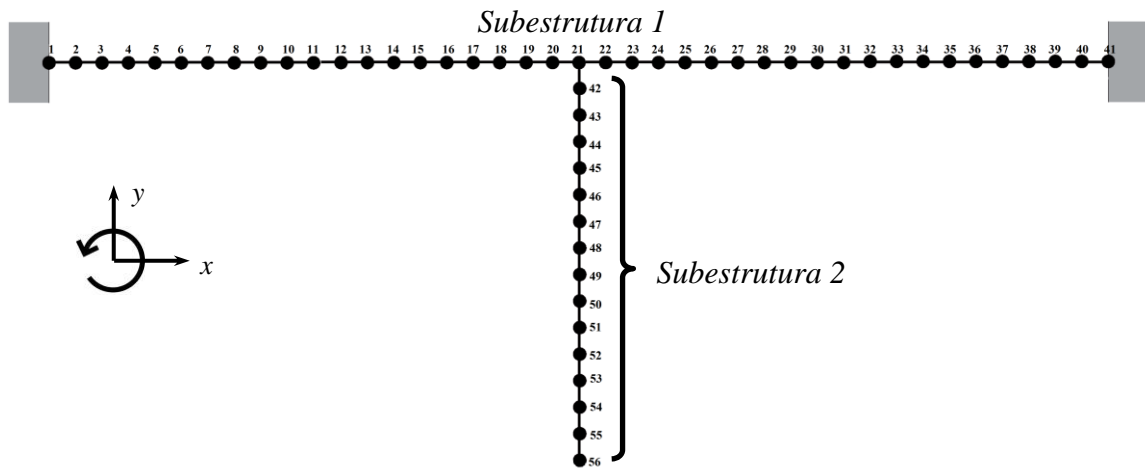
- Densidade: 7870 [Kg/m<sup>3</sup>]
- Modulo de Elasticidade: 200 [GPa]
- Coeficiente de Poisson: 0,3

A **Figura 4** mostra as dimensões e a geometria do “*Quarter-wavelength Tube*” usado por Howard e Cazzolato [1], que é composto por duas vigas, constituído com uma viga maior com 40 elementos e 41 nós e uma viga menor com 15 elementos e 16 nós, isso significa que o sistema

completo é composto por 55 elementos e 56 nós, a **Figura 5** mostra como foram distribuídos os elementos ao longo do sistema.



**Figura 4:** Modelo do duto com silenciador “*Quarter-wavelength Tube*” (adaptado de Ordoñez et al. [4]).



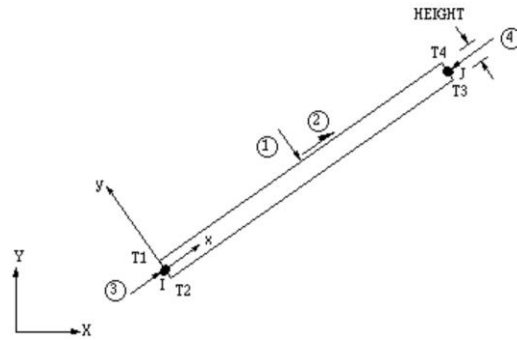
**Figura 5:** Modelo MEF do silenciador de tipo “*Quarter-wavelength Tube*” (adaptado de Ordoñez et al. [4]).

Como se pode ver na **Figura 5**, as condições de contorno da primeira subestrutura são engastada-engastada, o que significa que os nós 1 e 41 estão restringidos em seus três graus de liberdade, enquanto que as condições de contorno da segunda subestrutura são livres.

### 2.3.1 Elemento BEAM3

Ao longo deste trabalho foi utilizado o tipo de elemento BEAM3, para a solução do sistema completo e suas subestruturas. Neste caso, foi escolhido esse tipo de elemento por ser tratar de um sistema de vigas em um plano em 2D, ou seja, três graus de liberdade (deslocamento em x, y e rotação no eixo z) [7].

O BEAM3 é um elemento uniaxial com capacidades de tensão, compressão e flexão. O elemento tem três graus de liberdade em cada nó: deslocamento em direção x e y, e rotação no eixo z. A sua geometria, como mostrado na **Figura 6**, é um elemento de viga planar em 2D.

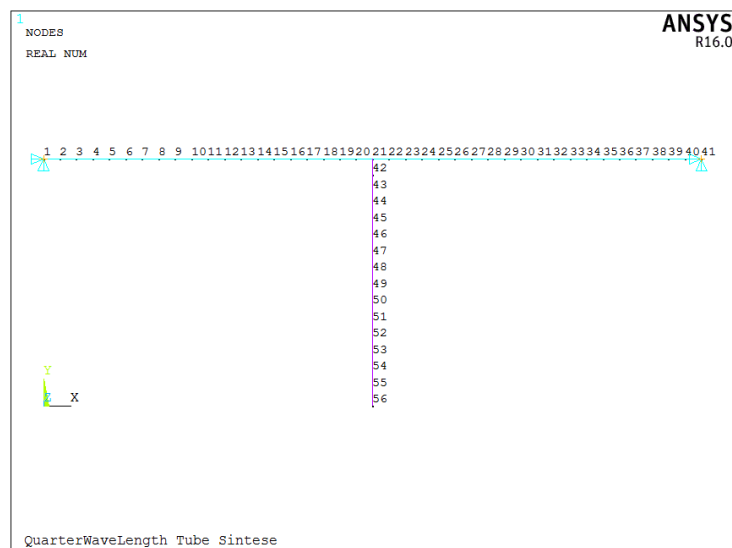


**Figura 6:** Geometria do elemento BEAM3 (adaptado de Mechanical APDL Theory Reference [6]).

O BEAM3 é definido por dois nós e pode ter qualquer forma de seção transversal para cada momento de inércia calculado.

## 2.4 Procedimento

Todas as simulações foram realizadas em um mesmo computador com 4 GB de RAM. Foram calculadas as 20 primeiras frequências naturais restringindo a faixa de frequências no ANSYS® entre 0 a 10.000 Hz. Essa faixa foi em relação aos resultados obtidos do trabalho de Ordoñez [4], dessa forma, é conhecido que as frequências naturais do sistema e as subestruturas se encontram dentro de essa faixa. A **Figura 7** mostra a distribuição de elementos no software ANSYS®.



**Figura 7:** Detalhes da metodologia numérica via ANSYS®.

Finalmente solucionando o problema para as subestruturas, o sistema completo e a síntese entre as duas subestruturas, se obteve as primeiras 20 frequências naturais para cada sistema. De forma que seja possível comparar os resultados das simulações, foram utilizadas as respostas obtidas por Ordoñez [4], que implementou a mesma geometria no software MATLAB®. Também foi implementado o índice MAC para conferir a assertividade do software entre o sistema completo e a síntese modal desenvolvidas pelo mesmo.



### 3. RESULTADOS

Solucionando as subestruturas se obteve as respostas da Tabela 3. Para as respostas obtidas com o MATLAB® foi utilizado o código implementado por Ordoñez [4], que utiliza um cálculo rápido de frequências naturais e modos de vibrar através de eigenvalores e eigenvetores.

**Tabela 3:** Valores de Frequências naturais para cada subestrutura, obtidos com ANSYS® e MATLAB®.

Nº de modo	Subestrutura I			Subestrutura II			
	Freq. ANSYS® [Hz]	Freq. MATLAB® [Hz] [4]	Erro Relativo [%]	Freq. ANSYS® [Hz]	Freq. MATLAB® [Hz] [4]	Erro Relativo [%]	
1	38,862	38,880	0,0459	0,000	0,000	0,0000	
2	106,991	107,175	0,1724	0,000	0,000	0,0000	
3	209,332	210,107	0,3702	0,000	0,000	0,0000	
4	345,105	347,319	0,6417	135,083	135,510	0,3160	
5	513,777	518,842	0,9857	370,975	373,555	0,6955	
6	630,303	630,303	0,0000	723,799	732,420	1,1910	
7	714,662	724,680	1,4017	1189,586	1211,118	1,8101	
8	946,960	964,845	1,8887	1683,449	1683,449	0,0000	
9	1209,769	1239,356	2,4457	1765,288	1810,305	2,5501	
10	1261,578	1261,578	0,0000	2447,566	2531,012	3,4094	
Valor Médio			<b>0,795</b>	Valor Médio			<b>0,992</b>

Fonte: Valores do MATLAB® tomados de Ordoñez et al., 2017.

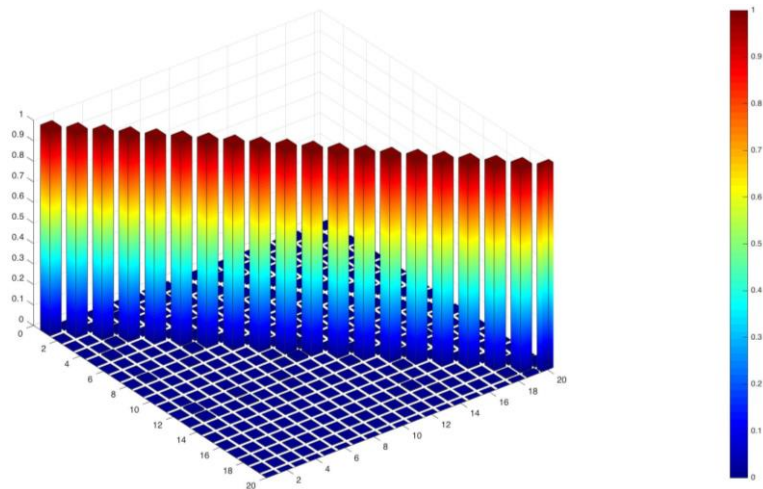
O erro relativo da Tabela 3 foi significativamente baixo para as subestruturas do sistema. A Tabela 4 mostra o erro relativo em relação as simulações no ANSYS® e MATLAB® entre as dez primeiras frequências naturais do sistema calculado de forma completa e a síntese. Da mesma forma, para os resultados no MATLAB® foi implementada a rotina de síntese de Ordoñez [4], utilizando a síntese modal com flexibilidade residual para os dois software.

**Tabela 4:** Valores de Frequências naturais do sistema completo e a síntese, obtidos com ANSYS® e MATLAB®.

Nº de modo	Sistema Completo			Síntese			
	Freq. ANSYS® [Hz]	Freq. MATLAB® [Hz] [4]	Erro Relativo [%]	Freq. ANSYS® [Hz]	Freq. MATLAB® [Hz] [4]	Erro Relativo [%]	
1	20,480	20,486	0,0283	20,481	20,486	0,0242	
2	32,070	32,080	0,0314	32,070	32,080	0,0314	
3	105,204	105,387	0,1740	105,205	105,389	0,1750	
4	135,287	135,562	0,2027	135,287	135,578	0,2149	
5	186,184	186,702	0,2780	186,184	186,702	0,2780	
6	337,554	339,516	0,5812	337,561	339,538	0,5856	
7	377,468	379,508	0,5405	377,476	379,532	0,5447	
8	460,666	464,153	0,7569	460,666	464,153	0,7569	
9	610,109	610,774	0,1089	610,147	610,856	0,1162	
10	701,680	709,693	1,1421	701,707	709,768	1,1488	
Valor Médio			<b>0,3844</b>	Valor Médio			<b>0,3876</b>

Fonte: Valores do MATLAB® tomados de Ordoñez et al., 2017.

A **Figura 8** mostra o índice MAC entre as 20 primeiras frequências naturais do sistema calculado de forma completa e a síntese entre as simulações só no software ANSYS®.



**Figura 8:** Valores do índice MAC.

Observa-se na **Figura 8** que para as vinte primeiras frequências naturais do sistema completo e sintetizado o valor do índice MAC é muito próximo à unidade, isso representa um ótimo resultado [9]. A Tabela 5 mostra o índice MAC das soluções emparelhadas e o erro relativo entre as vinte primeiras frequências naturais do sistema calculado de forma completa e a síntese entre as simulações no ANSYS®.

**Tabela 5:** Soluções emparelhadas do índice MAC no ANSYS®.

Nº de Modo	Índice MAC	Diferença das frequências naturais [Hz]	Erro Relativo [%]
1	1,0000	-0,0008	0,0041
2	1,0000	0,0000	0,0000
3	1,0000	-0,0003	0,0003
4	1,0000	0,0000	0,0000
5	1,0000	0,0000	0,0000
6	1,0000	-0,0070	0,0021
7	1,0000	-0,0076	0,0020
8	1,0000	0,0000	0,0000
9	1,0000	-0,0380	0,0062
10	1,0000	-0,0270	0,0038
11	1,0000	-0,0300	0,0040
12	1,0000	-0,0002	0,0000
13	1,0000	-0,0020	0,0002
14	1,0000	-0,2400	0,0207
15	1,0000	-0,0640	0,0052
16	1,0000	0,0000	0,0000
17	1,0000	-0,0004	0,0000
18	1,0000	-0,8000	0,0466
19	1,0000	-0,0560	0,0030
20	1,0000	-0,0060	0,0003
Valor Médio			0,0049

Pode-se concluir rapidamente que os resultados obtidos da síntese foram ótimos, comparando os resultados do mesmo ANSYS® e com os resultados obtidos no MATLAB®, com um erro relativo meio baixo de 0,0049% e um índice MAC de unidade.

#### 4. CONCLUSÕES

O ANSYS® - APDL demonstrou a viabilidade para desenvolver a síntese modal de componentes com flexibilidade residual, mostrando a possibilidade de ser usado para análise de estruturas com maior complexidade. Desenvolvendo análise rápida e de baixo custo computacional, obtendo erros perto do 0% e um índice MAC da unidade.

Comparando a **Figura 3** com a Tabela 4 mostra que as frequências de ressonância acústica são de aproximadamente 58 Hz, 177 Hz e 290 Hz, o que significa que se as frequências naturais estruturais estiverem próximas a esses valores, aparecerá ruído devido à vibração da parte estrutural. O valor mais próximo é a quinta frequência natural estrutural (186,18 Hz) em relação à segunda frequência de ressonância acústica (177 Hz), uma forma de evitar esse fenômeno será apenas alterar o comprimento do tubo maior (subestrutura 1) ou modificar a posição da restrição.

#### REFERÊNCIAS

- [1] Howard, C. Q. e Cazzolato, B. S. *Acoustic Analyses Using MATLAB® and ANSYS®*. 1ª ed. Taylor & Francis Group, LLC. CRC Press, 2015.
- [2] MARDIANA, A.; RIFFAT, S. B. Building Energy Consumption and Carbon Dioxide Emissions: Threat to Climate Change. *Journal of Earth Science & Climatic Change*, 12 January 2015
- [3] ISOVER, 2015. “HVAC Ducts Handbook” ISOVER Technical Insulation. Disponível em: <http://www.isoverttechnical-insulation.com/documentation/hvac-ducts-handbook>. Acesso em 15 Ago. 2017.
- [4] Ordoñez, J.M.B. and Nunes, M.A.A., 2017. *HVAC Duct System Modeling Through The Component Mode Synthesis For Structural Vibration Analysis*. In Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering – COBEM2017. Curitiba, Brazil.
- [5] Mechanical APDL Theory Reference. *ANSYS® Online Manuals*. 1.3. Component Mode Synthesis. 1.3.1. Understanding Component Mode Synthesis. Disponível em: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans\\_substr/advcms.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_substr/advcms.html). Acesso em 8 Mai. 2018.
- [6] Mechanical APDL Theory Reference. *ANSYS® Online Manuals*. 15. Analysis Procedures. 15.6. Substructuring Analysis. 15.6.5. Component Mode Synthesis (CMS). Disponível em: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans\\_substr/advcms.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_substr/advcms.html). Acesso em 8 Mai. 2018.
- [7] Martinez, D. R.; Carne, T. G.; Gregory, D. L. and Miller, A. K. *Combined experimental/ analytical modeling using component mode synthesis*. AIAA/ASME/ASCE/AHS 25th Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, Palm Springs, AIAA Paper 8-0941. 140-152. 1984.
- [8] Materials, E. K. S. O. Carbon Steel SAE 1010. Disponível em: [http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=carbon\\_steel\\_sae\\_1010](http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=carbon_steel_sae_1010). Acesso em 22 Mai. 2017.
- [9] PIANA, G. et al. Experimental modal analysis of straight and curved slender beams by piezoelectric transducers. *CrossMark. Meccanica* 51:2797-2811, 6 July 2016. 1-15