



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

ANÁLISE ACÚSTICA POR ELEMENTOS FINITOS DE SISTEMA DE ADMISSÃO
PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Henrique Adolfo Monteiro Calil

Projeto de graduação apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr. –Ing.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2013



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



**ANÁLISE ACÚSTICA POR ELEMENTOS FINITOS DE SISTEMA DE ADMISSÃO
PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Henrique Adolfo Monteiro Calil

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr. –Ing.

Prof. Silvio Carlos Aníbal Almeida, D. Sc.

Prof. Hécio Rangel Barreto Orlande, Ph. D.

CALIL, Henrique Adolfo Monteiro

Análise Acústica por Elementos Finitos de Sistema de Admissão para Motores de Combustão Interna/ Henrique Adolfo Monteiro Calil. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

V, 40 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 40.

1. Acústica por Elementos Finitos 2. Sistema de Admissão 3. Ressonador de Helmholtz I. Pinto, Fernando Augusto de Noronha Castro II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente a minha mãe, Nazaré Calil, e a meu pai, Jorge Calil. Ele, por razões fora de nosso alcance, infelizmente não mais está presente, mas a saudade e minha gratidão permanecerão eternamente. Agradeço-lhes por todo o seu amor, apoio incondicional e pelo compromisso e dedicação para com minha educação. Agradeço por todas as oportunidades que me foram disponibilizadas, frutos de seu dedicado e exaustivo trabalho. Foram estas oportunidades que me possibilitam hoje alcançar o grau de Engenheiro Mecânico. Sou para sempre grato. Obrigado!

Agradeço aos meus irmãos, tios e tias – diretos e indiretos – e avós, pelos ensinamentos, pela paciência e principalmente pelo apoio e compreensão nos mais diversos momentos. Agradeço à Vera, e sua presença constante ao longo de toda essa jornada. Obrigado!

Agradeço a todos os meus amigos pelo apoio, compreensão e incentivo. Agradeço também aos colegas e amigos de UFRJ, pelos mesmos motivos e pela camaradagem durante este curso. Sou grato também a todas as pessoas queridas que possam sentir-se esquecidas. O apoio de vocês é fundamental, obrigado!

Quero agradecer à Universidade Federal do Rio de Janeiro, à Escola Politécnica e ao Departamento de Engenharia Mecânica e todo o seu corpo docente, em especial ao meu orientador, Prof. Dr. –Ing. Fernando Castro Pinto, pela dedicação e orientação prestada ante as minhas dificuldades neste projeto.

Dedico este trabalho a Equipe Ícarus UFRJ, berço deste projeto e de grandes amizades e noites de sono perdidas. Obrigado!

Finalmente, agradeço a todo o povo brasileiro pela oportunidade que me foi conferida de estudar nesta magnífica Escola Pública. Que este trabalho sirva como uma pequena retribuição ao custeio da minha educação, e que eu seja mais um de muitos outros que venham aqui se formar. Obrigado!

Conteúdo

1. Introdução	1
Motivação.....	1
Histórico	2
Objetivo	3
2. Fundamentação Térmica	3
Ciclo Otto 4 tempos.....	3
Sistema de admissão.....	8
3. Fundamentação Acústica	8
4. Proposições	13
Avaliação das frequências de ressonância.....	16
Simulação Transiente: Ensaio virtual para obtenção de função de resposta em frequência	16
5. Análise de Resultados	24
Frequências Naturais	24
Modelo simplificado com dois ressonadores associados em série:.....	25
Modelo de geometria complexa	27
Simulação Transiente: resultados do ensaio do pulso	33
6. Conclusão.....	37
7. Bibliografia	40

Índice de Figuras e Equações

Figura 1 - Componentes básicos do cilindro de um motor ciclo Otto 4 tempos	4
Figura 2 - Ciclo Otto 4 tempos	5
Figura 3 - Modelagem do motor no software de CFD 1D.....	8
Figura 4 – Analogia entre ressonador de Helmholtz e sistema massa-mola	10
Figura 5 - Esquemático coletor de admissão	11
Figura 6 – Ressonadores associados em série	11
Figura 7 - Protótipo do Formula SAE. Detalhe para as restrições geométricas impostas ao posicionamento do sistema de admissão	13
Figura 8 - Modelo simplificado de dois ressonadores associados em série	14
Figura 9 - Modelo completo do sistema de admissão	15
Figura 10 - Início da propagação através do sistema do pulso oriundo das portas de admissão. (cilindro #4)	18
Figura 11 – Pulso do cilindro #4 aproximadamente na metade do primeiro duto	19
Figura 12 – Comportamento semelhante para pulso cuja fonte é o cilindro #1	19
Figura 13 - Reflexão parcial na curvatura do duto (cilindro #4).....	20
Figura 14 - Pulso oriundo do cilindro #4 sendo refletido para a fonte pelo volume maior do coletor. Note o aumento da pressão relativa que inicia trajetória de volta à câmara.	21
Figura 15 - Pulso do cilindro #1 sendo refletido ao chegar ao pulmão. Podemos ver, neste caso, que as ondas se propagam de forma muito similar ao caso do pulso do cilindro #4.....	21
Figura 16 – Reflexão do pulso cumprindo trajetória de volta, próxima a metade do comprimento do duto.....	22
Figura 17 - Pulso do cilindro #1 retornando à válvula de admissão em forma de onda de compressão, “empurrando” ar para dentro da câmara	23
Figura 18 - 180,98 Hz - Primeira frequência natural do modelo de ressonadores em série	25
Figura 19 - 528,71 Hz - Segunda frequência natural do modelo de ressonadores em série	25
Figura 20 - 557,32 Hz - Terceira frequência natural do modelo de ressonadores em série	26
Figura 21 - 897,91 Hz - Quarta frequência de ressonância do modelo de ressonadores em série.....	26

Figura 22 – 155,58 Hz - Primeira frequência natural do sistema de geometria complexa	27
Figura 23 - 183,16 Hz - Segunda frequência natural do sistema de geometria complexa	28
Figura 24 - 187,29 Hz - Terceira frequência natural do sistema de geometria complexa.	28
Figura 25 - 222,61 Hz - Quarta frequência de ressonância do sistema de geometria complexa.....	29
Figura 26 - 339,97 Hz - Quinta frequência de ressonância do sistema de geometria complexa.....	30
Figura 27 - 451,67 Hz - Sexta frequência de ressonância do sistema de geometria complexa.....	30
Figura 28 – Variação da pressão em função do tempo, avaliado na superfície da extremidade aberta.....	33
Figura 29 – Visão geral da propagação do pulso no domínio da frequência.....	35
Figura 30 - Sobreposição da resposta em frequência do pulso no cilindro #4 (em verde) e cilindro #1 (em azul).....	35
Figura 31 – Detalhe da função de propagação do pulso no domínio da frequência.....	36
Figura 32 - Gráfico Torque x RPM comparativo para três comprimentos de dutos	38

1. Introdução

Este trabalho é um estudo inicial do projeto de dimensionamento de um coletor de admissão para um motor de combustão interna. A abordagem do problema será de natureza acústica, por método computacional de elementos finitos, que será posteriormente comparada à solução analítica aproximada do problema.

Motivação

Motores a combustão interna são máquinas empregadas em larga escala nas mais diversas aplicações ao redor do mundo. Aplicações estas que vão desde simples cortadores de grama a navios de grande capacidade de carga, passando, claro, pelos automóveis e ônibus, muito comuns no dia a dia.

É sabido que, cada vez mais, se faz necessário extrair a máxima a potência destas máquinas. Afinal, preocupados com efeitos ambientais, as agências reguladoras de transporte e meio-ambiente, estão apertando os níveis aceitáveis de emissões. Deste modo, só resta aos fabricantes de motores, a busca por formas de aumentar a eficiência de seus produtos.

Enquanto na Europa a maioria das montadoras está voltando suas soluções para motores de ciclo Diesel, no Brasil tal solução é de difícil adoção. Isto, pois a legislação brasileira, por motivos econômicos, restringe a aplicação deste tipo de motor a veículos utilitários. Explica-se então, por essas informações, por exemplo, o advento dos veículos “flex” no Brasil e o constante empenho das montadoras e desenvolvedores locais em aplicações voltadas para motores de ciclo Otto.

Neste projeto, o foco está em motores ciclo Otto 4 tempos empregados na propulsão de veículos. Nesta forma de aplicação, além da busca pelo maior rendimento térmico e menor consumo de combustível, é importante citar também a inconstância quanto ao regime de operação da máquina.

São muitos os sistemas periféricos dos quais depende o bom funcionamento do motor. Dentre eles, este estudo é voltado para o sistema de admissão, pelo qual circula todo o ar que será admitido pelos cilindros. A geometria deste componente, conforme será visto mais adiante, tem grande influência na operação da máquina.

Como um motor de propulsão trabalha em diferentes regimes, é preciso, como parâmetro de projeto, definir uma faixa de rotação ideal de trabalho. Para esta faixa então, deseja-se obter o maior desempenho do propulsor.

Quando tratamos de motores com mais de um cilindro, o sistema de admissão é, na grande maioria dos casos, composto de diversos dutos e câmaras, que tem por objetivo trabalhar a forma segundo a qual se propagam as ondas de flutuação de pressão do ar no sistema. A motivação de se controlar este fenômeno pode ser tanto para obter melhor desempenho como para atenuar os ruídos do motor, visando conforto dos ocupantes de um veículo, por exemplo.

Histórico

O dimensionamento do coletor de admissão tem grande papel no desempenho final do propulsor. São diversas as abordagens utilizadas para no projeto destes sistemas. Dentre elas, destaca-se a fundamentação acústica, tratando-o como uma coleção de ressonadores de Helmholtz. O que é proposto aqui é a combinação de métodos computacionais de elementos finitos com esta abordagem acústica, já utilizada no tratamento do problema.

De forma branda e introdutória, a abordagem do coletor de admissão como um ressonador de Helmholtz, tem como objetivo sintonizá-lo de forma que este entre em ressonância e reflita as ondas de variação de pressão do ar para a câmara de combustão imediatamente antes do fechamento da válvula de admissão. Sendo esta modelagem deveras aceita por muitos projetistas de propulsores, equações para o cálculo de frequências de ressonância desses sistemas são facilmente encontradas na bibliografia.

Entretanto, muitas aproximações estão implícitas neste modelo, conforme será visto mais adiante. Assim, o emprego destas equações demanda certo cuidado.

Ressonadores de Helmholtz são dispositivos reativos empregados em soluções de atenuação de ruído. Esses dispositivos consistem de uma cavidade com um determinado volume V de parede rígida com um pescoço de seção transversal A , e comprimento L .

Objetivo

No caso deste projeto, por se tratar de um motor instalado num veículo de competição, a meta é sintonizar o sistema de forma a obter maior desempenho, não tendo o problema da atenuação de ruído, grande relevância.

Será proposta aqui uma abordagem complementar a aproximação acústica que já vem sendo trabalhada. Buscamos, através de análise por elementos finitos, verificar se o comportamento do coletor de admissão de fato condiz com o esperado pelos cálculos de suas frequências de ressonância.

A ferramenta de elementos finitos a ser utilizada é o ABABUS. Nele, serão realizadas duas simulações: A primeira, para obtenção das frequências naturais do modelo. Já a segunda, uma simulação transiente, tem por objetivo obter o comportamento de uma perturbação qualquer no domínio da frequência e, com o espectro resultante, identificarmos a relação entre o modelo aproximado teórico e a solução por elementos finitos.

2. Fundamentação Térmica

Ciclo Otto 4 tempos

Com o intuito de facilitar a compreensão do trabalho proposto, introduz-se, ainda que muito rapidamente, o conceito do ciclo termodinâmico ao qual mais se assemelha a operação dos motores de ignição por centelha.

As quatro etapas (tempos) do ciclo se dividem ao longo de duas revoluções completas do eixo de manivelas do motor. Sendo assim, os tempos ocorrem a cada meia revolução, ou 180° da árvore de manivelas. Pela geometria do sistema, é possível notar que a cada 180° do eixo, o pistão percorre todo o seu curso, do ponto morto superior ao ponto inferior ou vice-versa.

Nas figuras a seguir, pode-se observar os componentes e a geometria básicos de um motor ciclo Otto de 4 tempos.

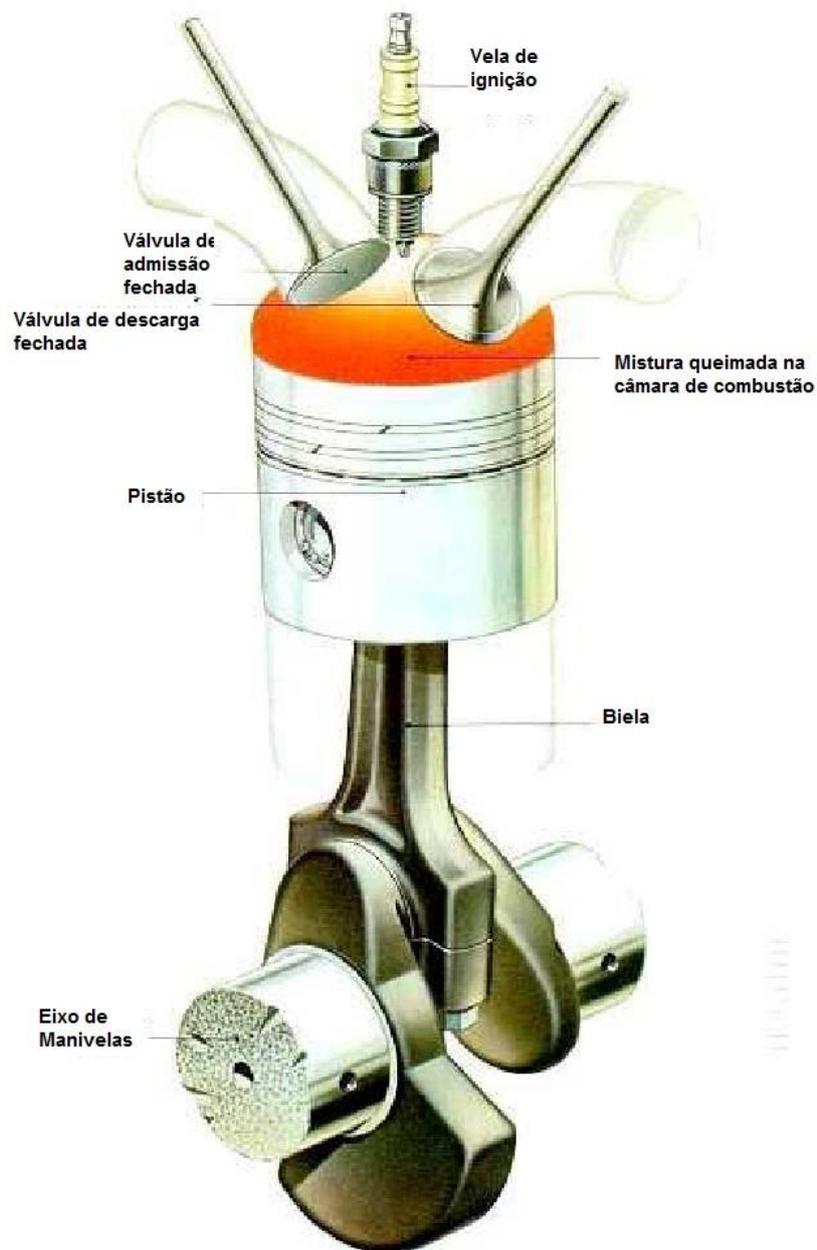


Figura 1 - Componentes básicos do cilindro de um motor ciclo Otto 4 tempos

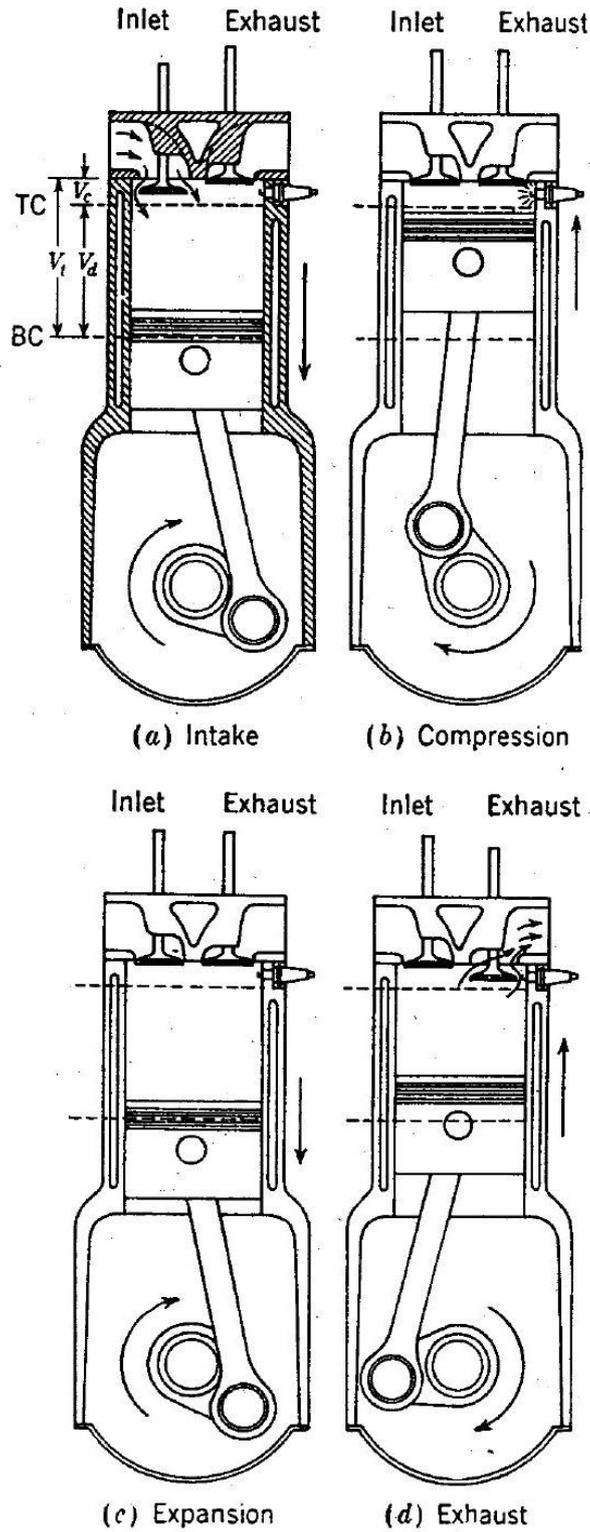


Figura 2 - Ciclo Otto 4 tempos

Na Figura 2, são ilustrados separadamente os 4 tempos do ciclo conforme abaixo:

- (a) Admissão: Durante esta etapa, o pistão se desloca do ponto morto superior ao ponto morto inferior. Com isso, aumenta o volume disponível dentro do cilindro. Com a válvula de admissão aberta, a mistura é aspirada para dentro do cilindro pela pressão negativa provocada pela variação do volume do recipiente.
- (b) Compressão: Neste momento, a mistura admitida – que inicialmente ocupava todo o volume do cilindro V_d – começa a ser comprimida pelo pistão. Este por sua vez, movimenta-se do ponto morto inferior para o ponto morto superior. Ao fim do tempo de compressão, a mistura ocupará apenas o volume da câmara de combustão, V_c . A relação entre estes dois volumes, $r = V_c/V_d$ é denominada a taxa de compressão do motor.
- (c) Expansão: O tempo de expansão é o único tempo no qual o motor entrega trabalho para o eixo. Isto é, é neste momento que a energia química presente na mistura é transformada em energia mecânica ao longo do processo de combustão, gera trabalho útil. A frente de chama, originada pela centelha da vela ao fim do tempo de compressão, se propaga pelo cilindro e exerce pressão sobre o pistão, que realiza trajetória descendente do ponto morto superior ao ponto morto inferior. Este por sua vez, transmite os esforços para o eixo de manivelas que, enfim, estará acoplado à máquina que se deseja mover.
- (d) Descarga: No tempo de descarga, os gases queimados resultantes do processo de combustão que ocorre no tempo de expansão, são expelidos do cilindro através da válvula de descarga. O movimento de subida do pistão força os gases contra a abertura da válvula e estes são, portanto, descarregados para o ambiente.

É importante observar, que toda a energia que será convertida em trabalho útil pelo motor, somente o será quando a massa de mistura admitida for submetida ao processo de combustão. Assim, para se obter maior desempenho, deve-se dispor de maior massa de mistura disponível para queima, ou, em outras palavras, colocar mais ar dentro da câmara de combustão.

Porém, de certa forma, a mistura é admitida apenas durante o tempo de admissão (na realidade, alguma fração ainda é admitida durante a compressão, uma vez que somente nesta etapa que as válvulas de admissão fecham-se completamente). Isto leva então a motivação inicial do problema, visto que agora está evidente a necessidade

de conseguir alocar quanto mais massa de ar possível dentro da câmara de combustão, com o intuito de fornecer mais energia para ser convertida em trabalho útil.

A forma mais comum de aumentar significativamente a massa de mistura ar/combustível admitida, muito embora não tão simples, é a adoção de algum dispositivo de sobrealimentação, tal como um compressor de acionamento mecânico (*supercharger*) ou um turbocompressor. Entretanto, o escopo deste trabalho é diferente.

Ainda que incomparáveis a sobrealimentadores, existem alternativas de projeto que são adotadas para os motores de aspiração natural. Uma delas é dimensionar o coletor de admissão de forma que, em certos regimes de operação – leia-se combinação rotação e carga – o sistema entrará em ressonância, fazendo com que as ondas de flutuação de pressão se sobreponham e, próximo do fim do tempo de admissão, “empurrem” maior massa ar para dentro da câmara.

A condição de ressonância implica em menor impedância acústica no sistema, justificando o comportamento de maior deslocamento de ar quando nesta condição.

A abordagem para dimensionamento de um coletor de admissão adotada neste trabalho é baseada em fenômenos da acústica, conforme supracitado, principalmente o efeito da ressonância de Helmholtz.

O coletor de admissão, válvulas e cilindros formam um sistema complexo. Existem cavidades ressonantes formadas pelos cilindros cujas válvulas estão abertas, e por ramificações do coletor que terminam em válvulas fechadas. Ocorrem mudanças na impedância do meio acústico quando há modificação na área de seção transversal de um duto qualquer.

Ondas de compressão e expansão se propagam pelo meio e são refletidas em extremidades abertas e fechadas. Essa natureza de propagação afeta diretamente a quantidade de massa que é admitida pelo cilindro em cada ciclo e é sobre este ponto que será desenvolvido o trabalho.

Sistema de admissão

Em um motor moderno, com injeção eletrônica e que opera no ciclo Otto, o sistema de admissão é composto basicamente de: filtro de ar, válvula de controle da passagem de ar – em geral, uma válvula tipo borboleta –, válvulas injetoras de combustível e o coletor de admissão propriamente dito, composto por seus diversos volumes, dutos e cavidades.

O caso estudado é o de um motor originalmente empregado em uma motocicleta, com 4 cilindros e volume deslocado total de 600cm³.

A seguir, é exibido o modelo desenvolvido no software de fluidodinâmica computacional unidimensional Ricardo WAVE. Neste modelo, é possível configurar todos os dutos e cavidades dos sistemas de ar do propulsor. Serão coletados resultados de simulações realizadas com este modelo para comparação com os resultados da análise por elementos finitos.

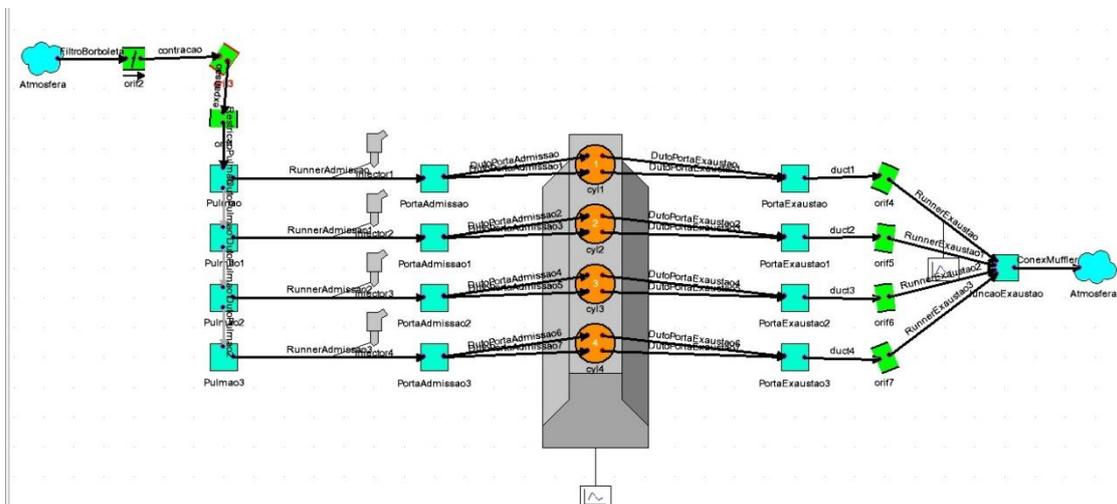


Figura 3 - Modelagem do motor no software Ricardo WAVE

3. Fundamentação Acústica

O fenômeno da ressonância num volume ou cavidade é conhecido como ressonância de Helmholtz. Considerando o coletor e o cilindro que está no tempo de admissão como esses volumes finitos, é preciso dimensionar este arranjo de dois ressonadores de forma que se atinja uma determinada frequência de ressonância no cilindro.

Um ressonador é basicamente um recipiente de volume finito ligado a um volume infinito por um duto. A ressonância ocorre quando uma parcela da massa do ar contido no duto (pescoço do ressonador) é solicitada, e seu deslocamento causa uma flutuação da pressão do sistema em determinada frequência. Ressonadores se comportam como um sistema mecânico massa-mola, no qual a pequena massa de ar respectiva ao volume do fluido no pescoço tem o papel da massa enquanto o volume do ar no recipiente atua como uma mola, absorvendo e liberando energia mecânica conforme é excitado.

A frequência de ressonância para um ressonador simples é dada pela seguinte equação:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}}$$

Equação 1 - Frequência de ressonância para ressonador simples

Sendo c a velocidade de propagação do som no ar e A a área da seção transversal do pescoço, L o comprimento do pescoço e V o volume da cavidade, como indicado na ilustração.

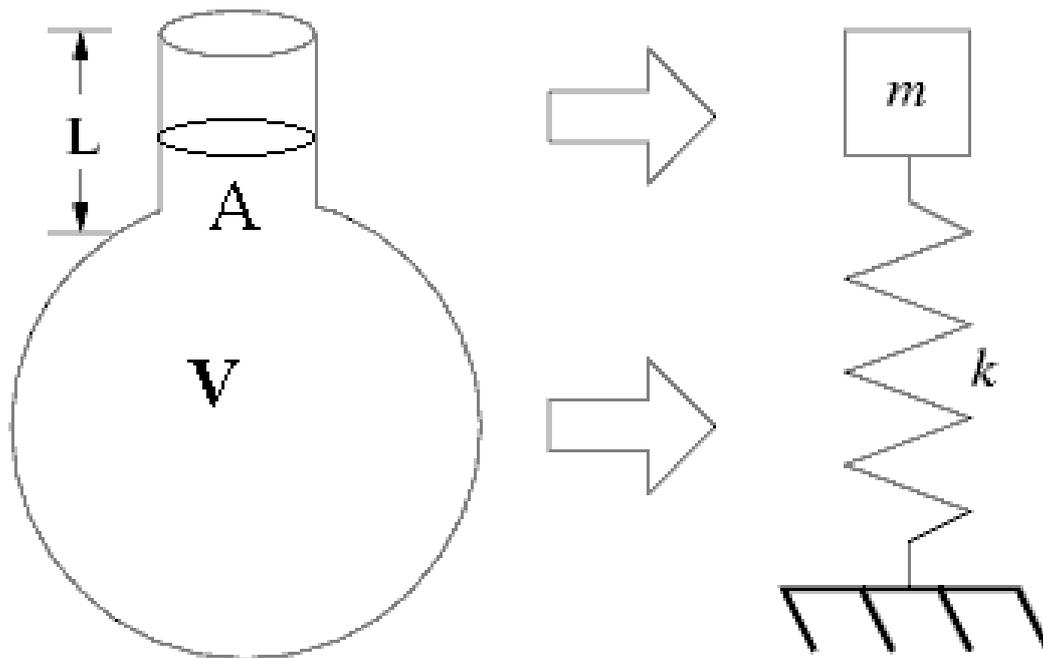


Figura 4 – Analogia entre ressonador de Helmholtz e sistema massa-mola

Este modelo seria suficiente para um motor monocilíndrico ou multicilíndrico com sistemas independentes de admissão. Neste caso, o recipiente de volume finito seria o próprio cilindro.

No caso de motores multicilíndricos que compartilham do mesmo coletor de admissão, a modelagem é um pouco mais complexa.

Seja agora o sistema composto das seguintes partes:

- Quatro cilindros de volume finito cuja abertura é controlada por uma válvula.
- Um duto conectando cada cilindro com os outros três dutos de mesma função (*runners*).
- Outro duto ligando o volume finito comum ao ar atmosférico (volume infinito).

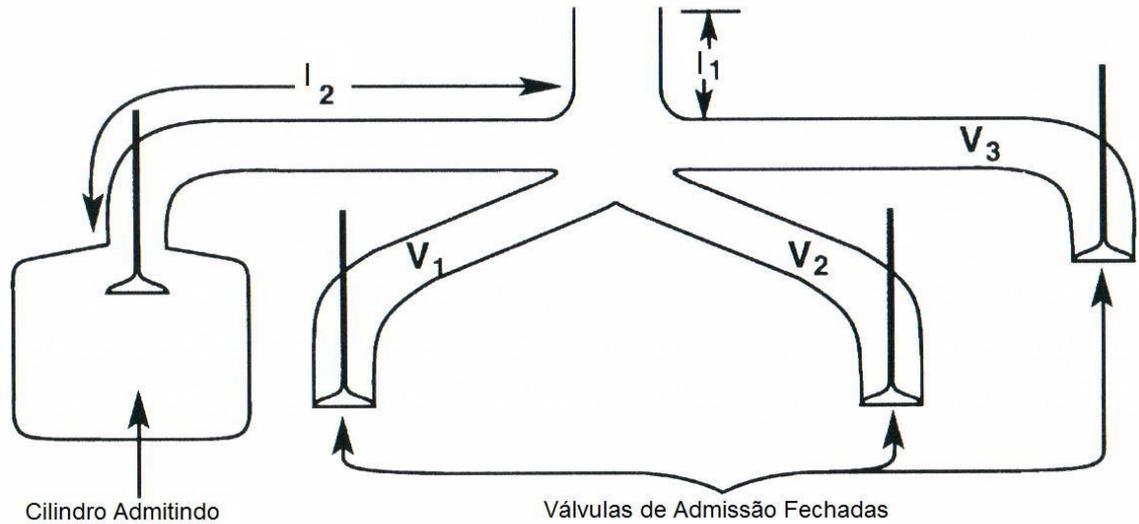


Figura 5 - Esquemático coletor de admissão

Estando apenas um cilindro com sua válvula de admissão aberta, podemos reduzir este sistema a um arranjo de dois ressonadores, um sendo o próprio cilindro aberto e o outro composto das partes restantes do sistema, exceto os cilindros vedados e o duto de comprimento l_2 . Estes ressonadores são interligados pelo duto de comprimento l_2 e o novo volume é conectado ao ar atmosférico pelo duto l_1 .

É razoável dizer que se tem um modelo similar ao anterior de um único cilindro, mas desta vez com um ressonador inserido em série.

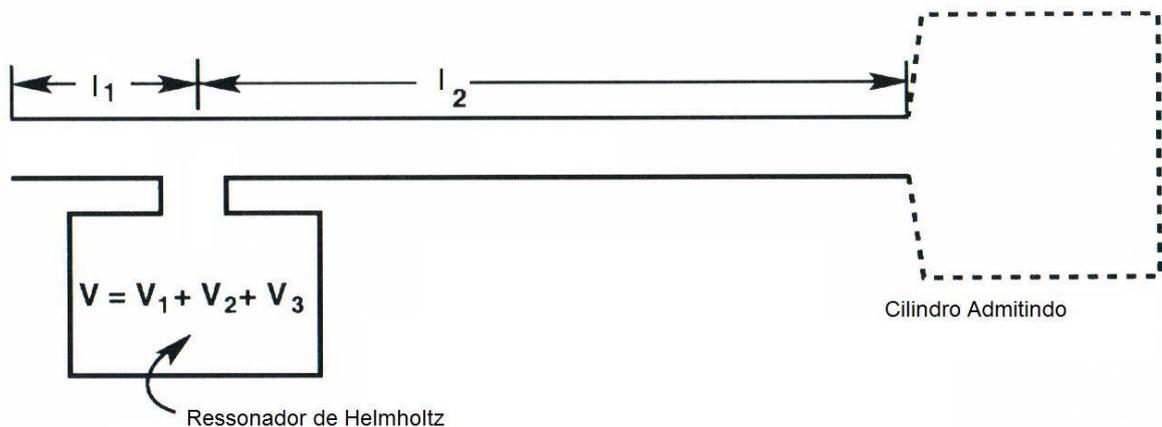


Figura 6 – Ressonadores associados em série

As equações das duas primeiras frequências de ressonância deste modelo seguem abaixo:

$$f_1^2 = \frac{1}{8\pi^2} \frac{c^2}{V} \left(\frac{1}{L_1} + \frac{R_V}{L_2} + \frac{R_V}{L_1} - \sqrt{\left(\frac{1}{L_1} + \frac{R_V}{L_2} + \frac{R_V}{L_1} \right)^2 - 4 \frac{R_V}{L_1 L_2}} \right)$$

$$f_2^2 = \frac{1}{8\pi^2} \frac{c^2}{V} \left(\frac{1}{L_1} + \frac{R_V}{L_2} + \frac{R_V}{L_1} + \sqrt{\left(\frac{1}{L_1} + \frac{R_V}{L_2} + \frac{R_V}{L_1} \right)^2 - 4 \frac{R_V}{L_1 L_2}} \right)$$

Equação 2 - Primeira e segunda frequências de ressonância para ressonadores em série

Sendo R_V a taxa entre Volume efetivo da câmara e o volume do ressonador e L_1 e L_2 a taxa entre comprimento e área de seção transversal dos dutos 1 e 2 respectivamente.

De acordo com [1], a relação entre as frequências de ressonância do sistema e a rotação do motor é de aproximadamente 2:1. Como neste estudo busca-se uma frequência natural no sistema de admissão em torno de 7500 rpm do motor, o sistema deve estar sintonizado para entrar em ressonância se excitado a uma frequência por volta de 240 Hz.

Existem limitações no método de cálculo de frequências desenvolvido nas Equação 1 e Equação 2. Para se trabalhar com estas equações em sistemas mais complexos, muitas correções e aproximações devem ser feitas. Isto será discutido mais adiante, embasado nos resultados obtidos.

4. Proposições

O projeto do coletor aqui estudado é aplicado no veículo de competição da Equipe Ícarus de Formula SAE. Sendo assim, não só parâmetros de desempenho tiveram influencia durante o desenvolvimento da geometria do modelo, mas também restrições espaciais impostas pela concepção do veículo.



Figura 7 - Protótipo do Formula SAE. Detalhe para as restrições geométricas impostas ao posicionamento do sistema de admissão

Embora o enfoque do projeto não seja a análise fluidodinâmica do problema, vale ressaltar que a geometria adotada visa também diminuir a formação de vórtices devido ao escoamento do ar no interior de suas cavidades.

Voltando à concepção do objeto de estudo e considerando todas as imposições e diretrizes de projeto, tem-se finalmente definida a geometria final do sistema. Novamente, este é composto por:

- a. Um duto de ligação entre o pulmão e a atmosfera. ($D_{med} = 30 \text{ mm}$; $L = 150 \text{ mm}$).
- b. Um volume comum aos quatro cilindros, ou Pulmão do sistema. ($V = 2355 \text{ cm}^3$).

- c. Quatro dutos de alimentação, ligando o pulmão à câmara de combustão, incluindo as portas de admissão, sendo um para cada cilindro do motor. ($D = 35 \text{ mm}$; $L = 490 \text{ mm}$).
- d. O volume que representa o cilindro no tempo de admissão. ($V_{\text{eff}} = 88.64 \text{ cm}^3$).

Cabe ressaltar que, por imposição do projeto do veículo, o duto de ligação a. é um tubo de Venturi, sendo composto de uma contração gradual de diâmetro, seguido da expansão gradual do mesmo. Daí a necessidade de, no modelo acústico simplificado, trabalhar com o diâmetro médio do tubo.

Com o uso de um software CAD (SolidWorks), são elaborados os modelos tridimensionais para análise. Para este estudo inicial, foram utilizados dois modelos: O primeiro, mais próximo da versão real, é gerado a partir do modelo utilizado para fabricar o coletor de admissão. Já com o segundo, busca-se avaliar a equivalência entre o sistema real e um arranjo de dois ressonadores em série, tal como explicado anteriormente e esquematizado abaixo.

Representando esquematicamente o modelo acústico simplificado:

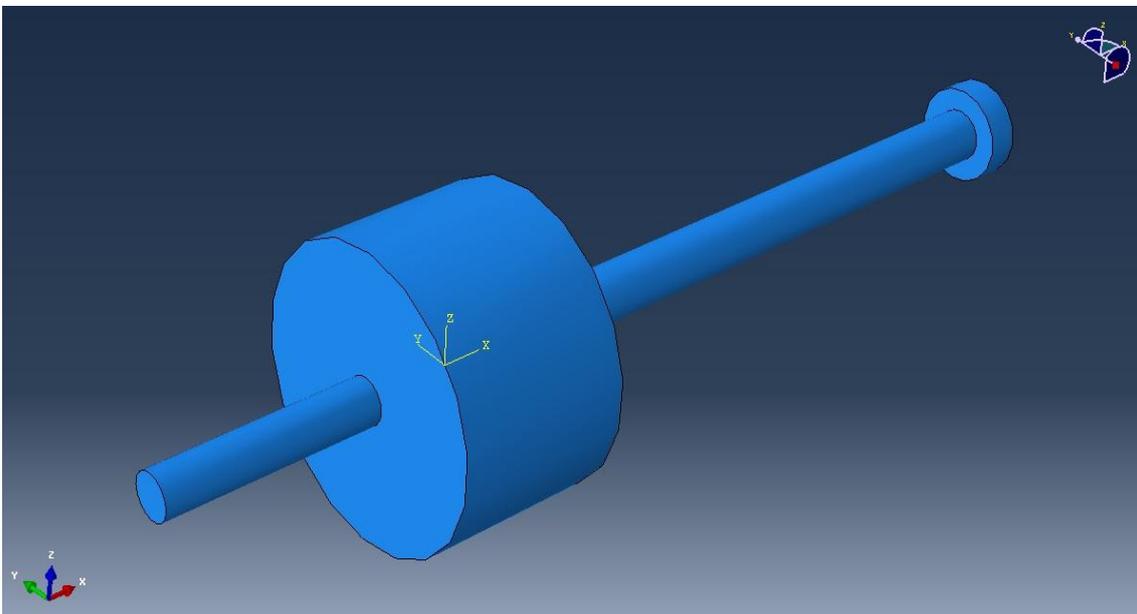


Figura 8 - Modelo simplificado de dois ressonadores associados em série

E, enfim, a versão utilizada para fabricação do coletor:

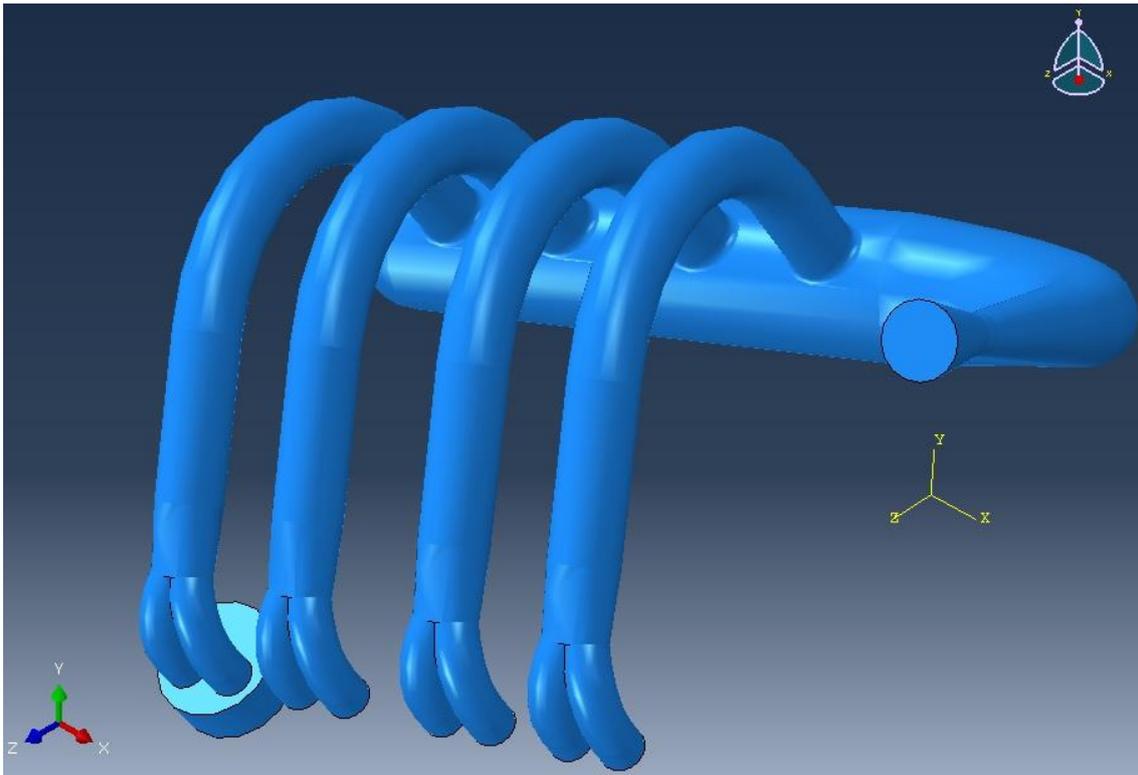


Figura 9 - Modelo completo do sistema de admissão

Algumas características são comuns aos dois modelos. Dentre elas, deve-se citar, principalmente, a forma como está definido o material solicitado e o controle e tamanho dos elementos de malha.

Conforme já mencionado, o material estudado é o ar atmosférico. Para o software, em análises de acústica, é preciso definir apenas a massa específica e o módulo de compressibilidade.

Seja, portanto,

Massa específica, $\rho = 1,184 \text{ kg/m}^3$

e, o módulo de compressibilidade adiabático, $K = 1,42 \times 10^5 \text{ Pa}$.

No que concerne os elementos da malha, estes foram definidos como elementos acústicos tetragonais, conforme indicado nos manuais do software. Quanto ao tamanho dos elementos, a definição se deu em função do comprimento mínimo de onda esperado. Deseja-se que a menor onda que se propaga, seja discretizada por pelo menos seis elementos.

Assim, sendo a velocidade do som no ar $c = 343$ m/s e a maior frequência de interesse 500 Hz, o menor comprimento de onda será de 686 mm. Portanto, foi definida a malha a trabalhar com elementos cujas dimensões não ultrapassam 114,33 mm.

Outra característica comum a ambos os modelos é que quaisquer fenômenos de natureza térmica relacionados à movimentação do ar estão sendo desprezados.

Avaliação das frequências de ressonância

Uma primeira simulação por elementos finitos foi executada para obtenção das frequências naturais do sistema. Além do coletor de admissão em si, é também adicionado ao modelo, o volume correspondente ao cilindro que está admitindo o ar naquele instante, conforme esquematizado na Figura 5

Simulação Transiente: Ensaio virtual para obtenção de função de resposta em frequência

Neste estudo, busca-se representar no software de elementos finitos, o que seria a medição mais adequada para o protótipo real.

Excitando o sistema com um pulso, torna-se possível a análise da propagação do mesmo pela massa de ar. Assim, é possível observar o comportamento da onda gerada quanto a reflexões e absorções, devido às variações de impedância acústica provocadas pela geometria do sistema, em especial às variações de área de seção transversal.

Como condição de contorno, é imposta impedância zero no que representa a extremidade aberta do sistema. Desta forma, não há reflexão das ondas nesta superfície.

Ademais, com os dados da variação de pressão em função do tempo causada pelo pulso na extremidade aberta do sistema, tem-se a possibilidade de elaborar o espectro de frequências do conjunto. Com o espectro, é possível, após o devido

tratamento dos dados, verificar quais são as frequências em que o sistema entra em ressonância.

Uma grande vantagem deste método é que, com apenas uma simulação, é possível compreender toda a faixa de frequências de interesse. Além disso, diferentemente de situações em que se busca exclusivamente a função de resposta em frequência, não é preciso se preocupar com a intensidade do pulso ou da função de resposta, uma vez que o “ambiente” é totalmente controlado e o objetivo está apenas no domínio da frequência.

Ainda para esta simulação, definiu-se um intervalo de amostragem Δt , que, analogamente a uma medição real, seu inverso representa a frequência de aquisição de dados do experimento.

No estudo realizado, definiu-se um pulso negativo cujo módulo de intensidade é igual a 1000 Pa. A opção por um pulso negativo se dá pela maior proximidade deste caráter de solicitação com a natureza do problema. Afinal, quando as válvulas de admissão estão abertas, o coletor de admissão é solicitado por uma depressão provocada pelo movimento de descida do pistão.

A seguir, são exibidas ilustrações da propagação do pulso pelo coletor de admissão. São apresentadas imagens referentes à simulação em que o pulso origina-se no cilindro #4 e em que o pulso provém do cilindro #1, para efeitos de comparação. Cabe antecipar que o comportamento de ambos é muito semelhante.

Note que a escala apresentada nas figuras é dinâmica, para facilitar a visualização quadro a quadro do problema.

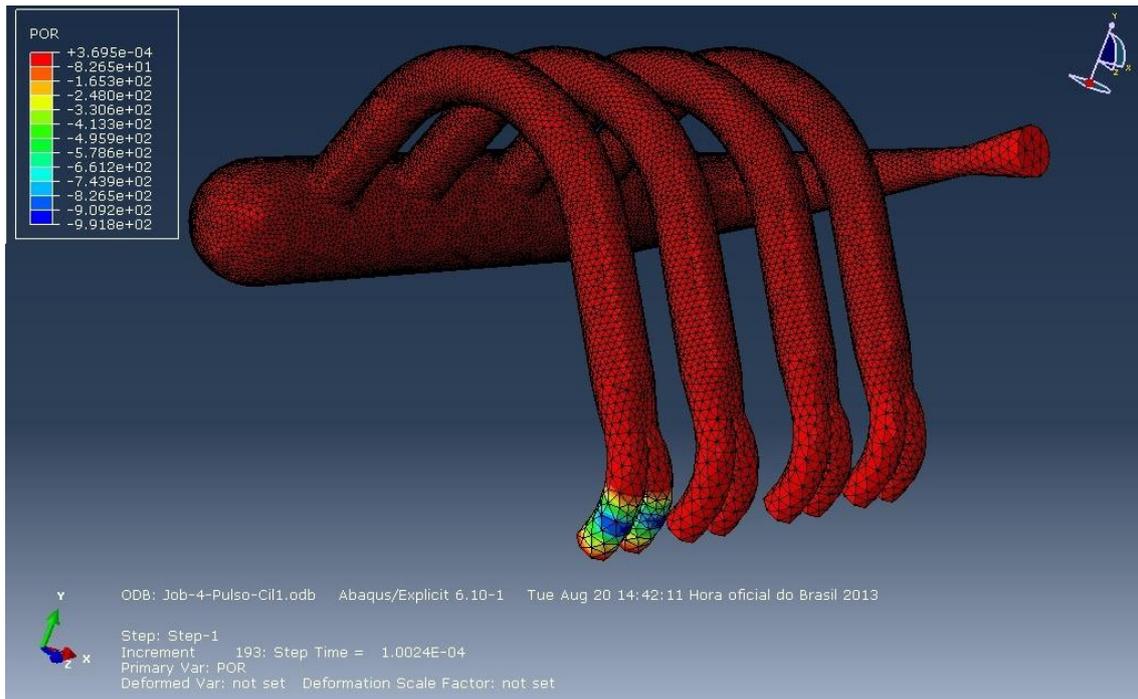


Figura 10 - Início da propagação através do sistema do pulso oriundo das portas de admissão. (cilindro #4)

Na Figura 10, pode-se visualizar o instante em que o pulso começa a descrever sua trajetória à extremidade aberta do sistema. Conforme mencionado, o pulso é na realidade uma aproximação da depressão provocada pelo aumento do volume na câmara de combustão. Daí a pressão em todo o resto do coletor ser máxima – embora ainda negativa e menor que a pressão de referência. E observa-se portanto, a propagação de uma onda de expansão.

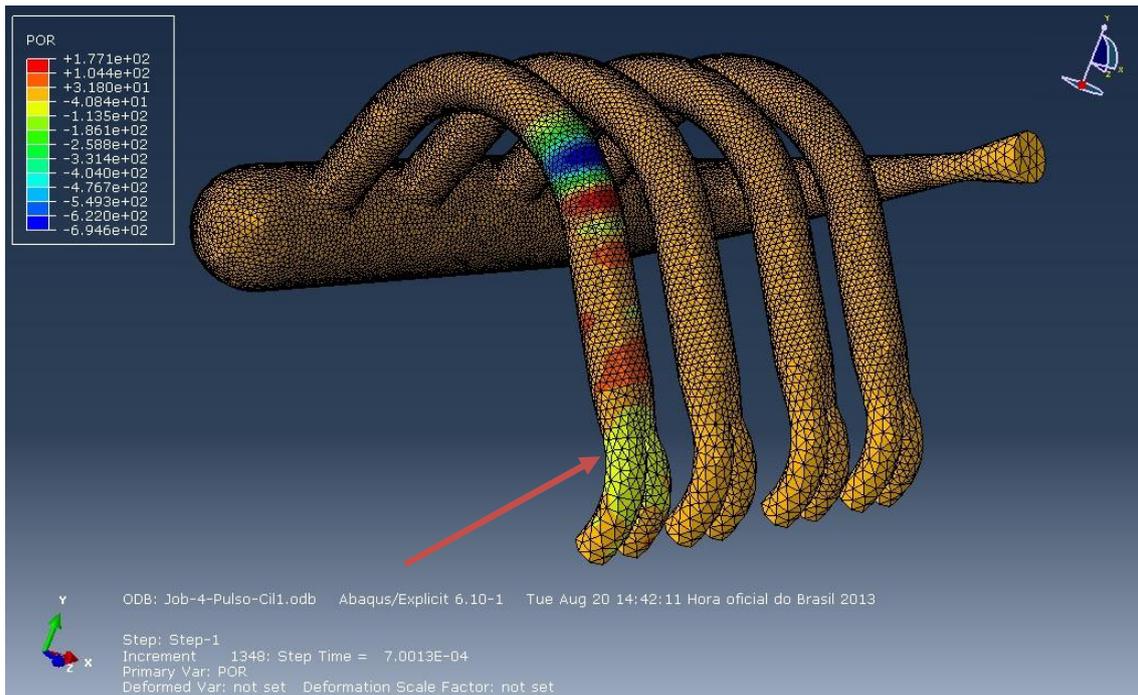


Figura 11 – Pulso do cilindro #4 aproximadamente na metade do primeiro duto

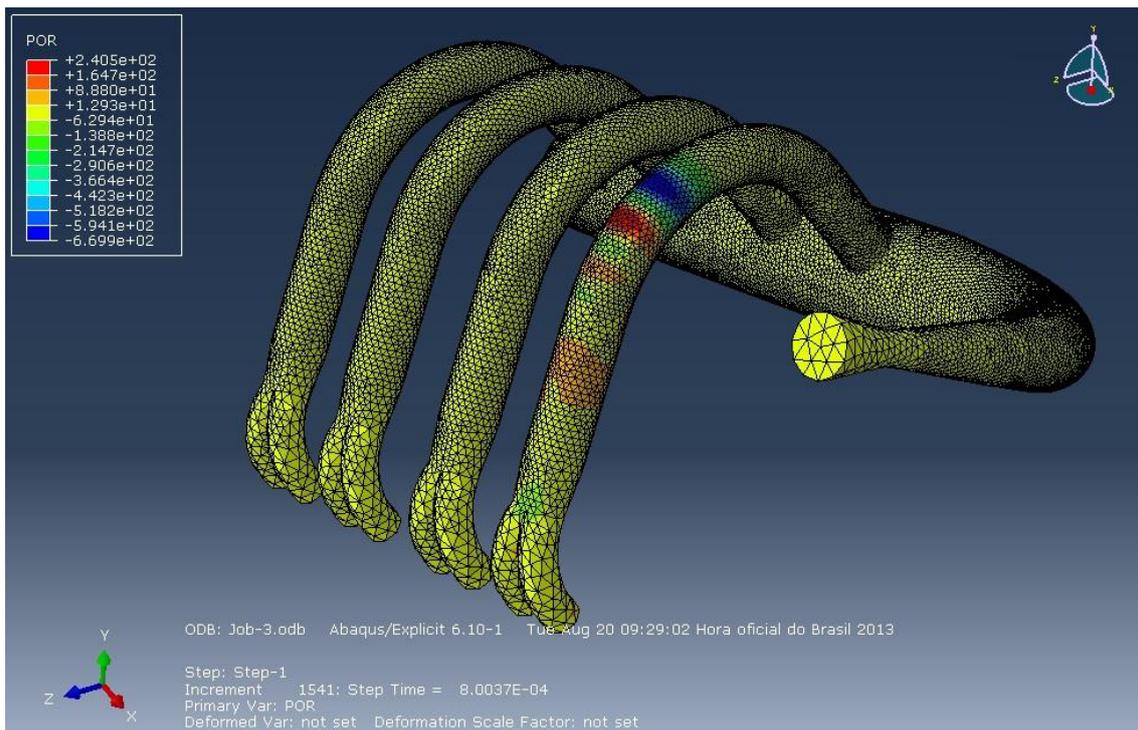


Figura 12 – Comportamento semelhante para pulso cuja fonte é o cilindro #1

Agora, pode-se observar com um pouco mais de clareza alterações no caráter de propagação da onda provocadas pela geometria do sistema. No detalhe da Figura 11 e também na Figura 12, observamos um leve aumento de pressão na região próxima à

curvatura da porta de admissão, indicando uma primeira, embora fraca, reflexão do pulso.

Na Figura 13, comportamento semelhante está sendo representado. Neste caso, o indício de reflexão é mais acentuado devido à maior alteração na pressão relativa das regiões afetadas, conforme indicado no detalhe.

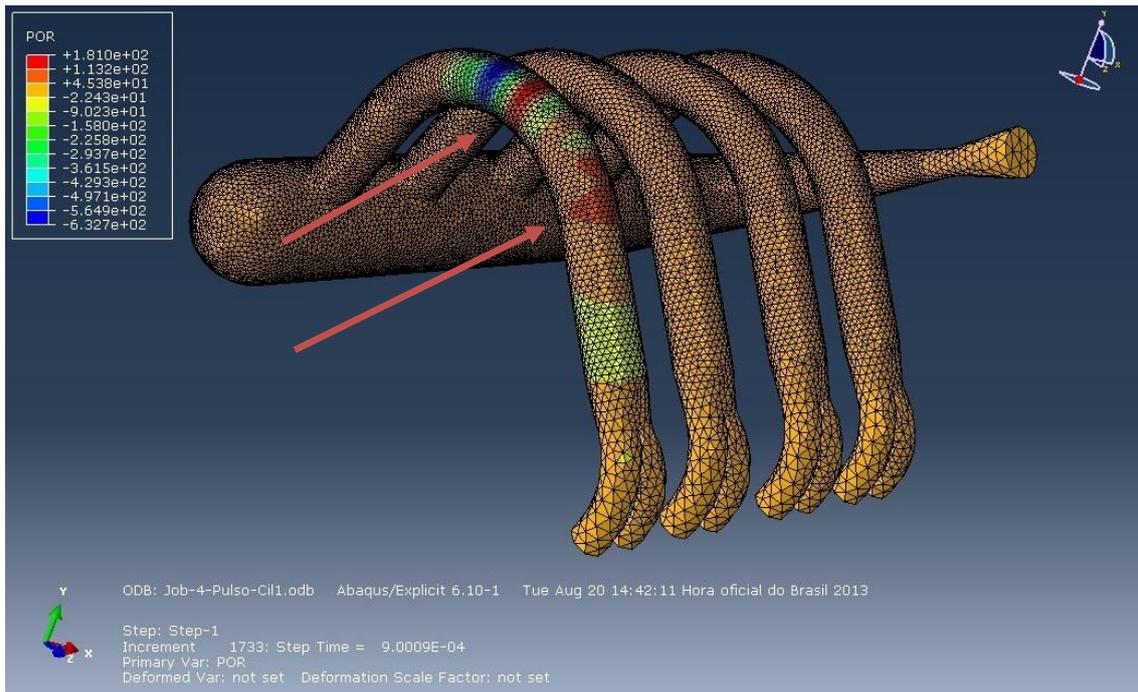


Figura 13 - Reflexão parcial na curvatura do duto (cilindro #4)

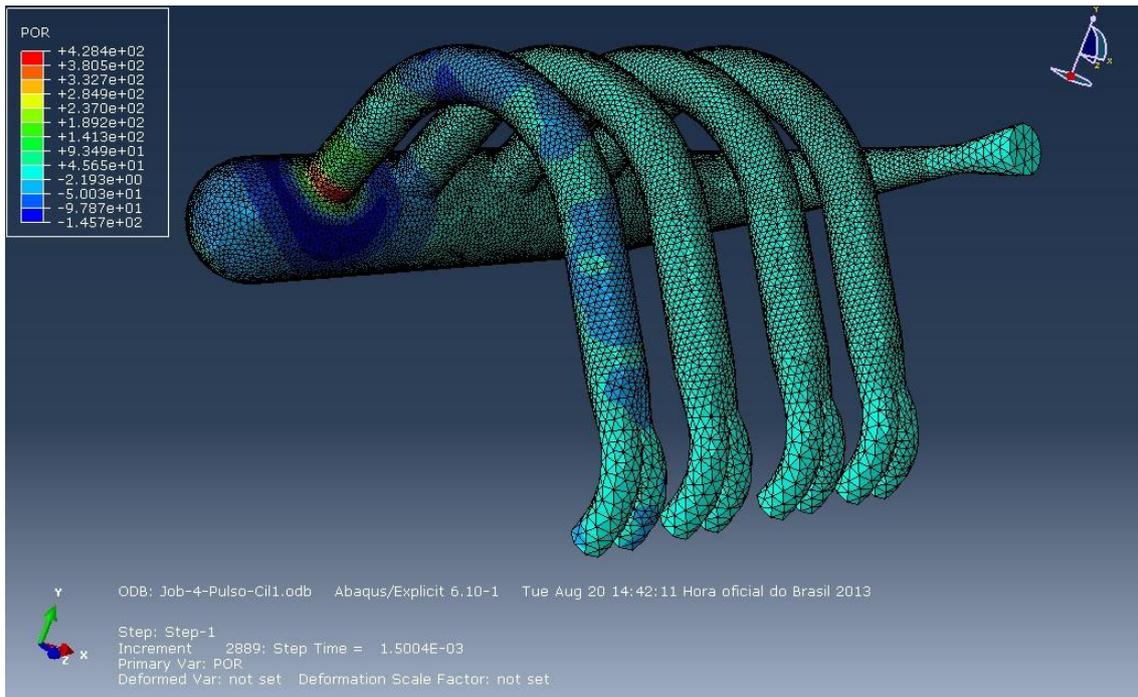


Figura 14 - Pulso oriundo do cilindro #4 sendo refletido para a fonte pelo volume maior do coletor. Note o aumento da pressão relativa que inicia trajetória de volta à câmara.

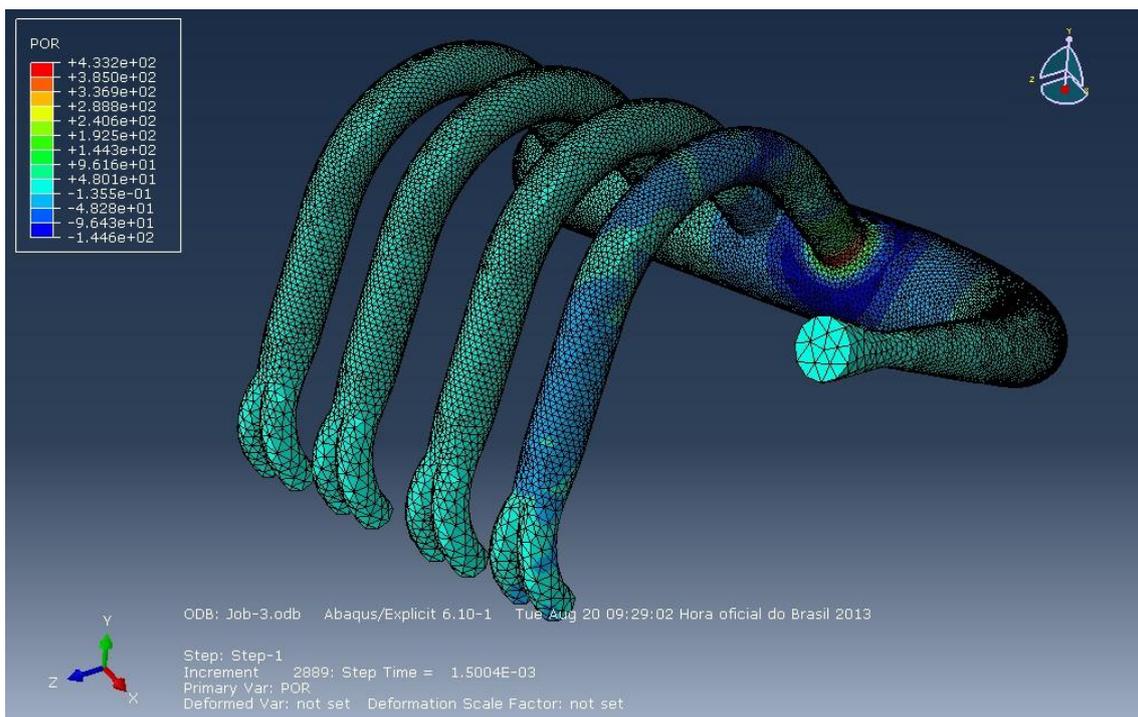


Figura 15 - Pulso do cilindro #1 sendo refletido ao chegar ao pulmão. Podemos ver, neste caso, que as ondas se propagam de forma muito similar ao caso do pulso do cilindro #4.

Conforme esperado, o pulso é refletido ao chegar ao pulmão. Novamente, este fenômeno ocorre devido a alteração brusca na impedância acústica entre o duto e o pulmão. As Figura 14 e Figura 15 demonstram claramente este comportamento.

Nestas mesmas ilustrações, é possível visualizar – conforme indicado no detalhe –, que enquanto parte da onda é refletida, outra é absorvida e propagada através do pulmão.

Note que a parte refletida está em fase oposta ao pulso inicial, propagando-se como uma onda de pressão positiva, a parte absorvida está em fase com o primeiro. Consequentemente, a figura ilustra a diminuição da pressão relativa em todo o restante do coletor.

Adicionalmente, podemos observar pequenas variações de pressão ao longo do duto, provavelmente ainda resquícios daquelas primeiras reflexões devido à curvatura do mesmo.

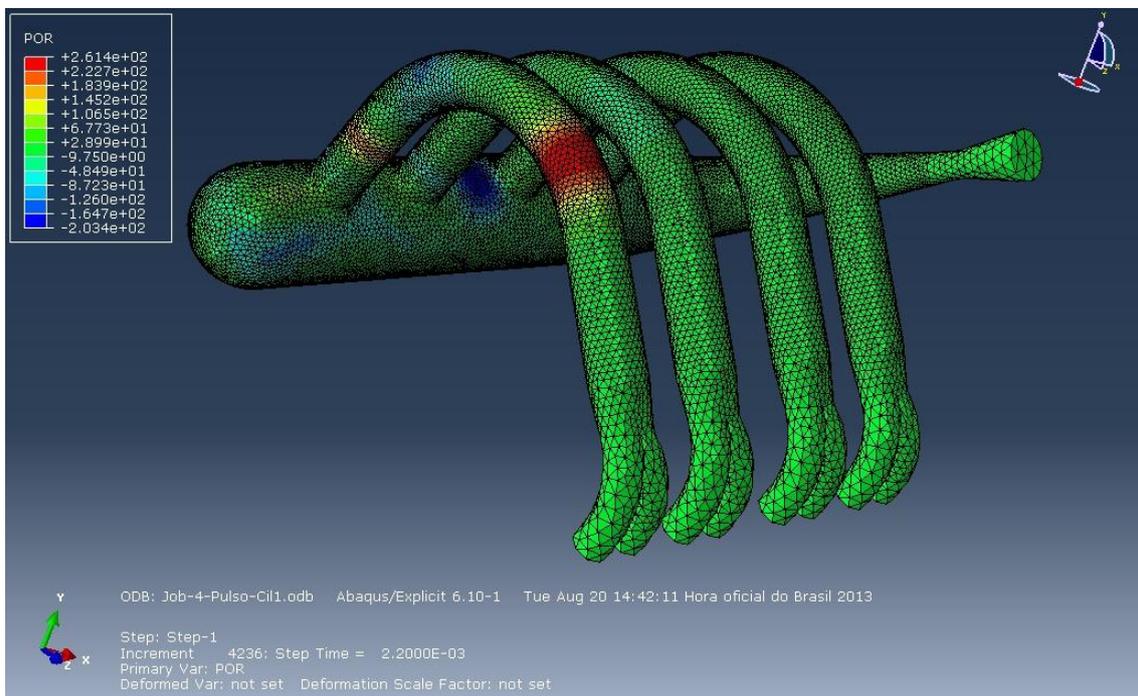


Figura 16 – Reflexão do pulso cumprindo trajetória de volta, próxima a metade do comprimento do duto

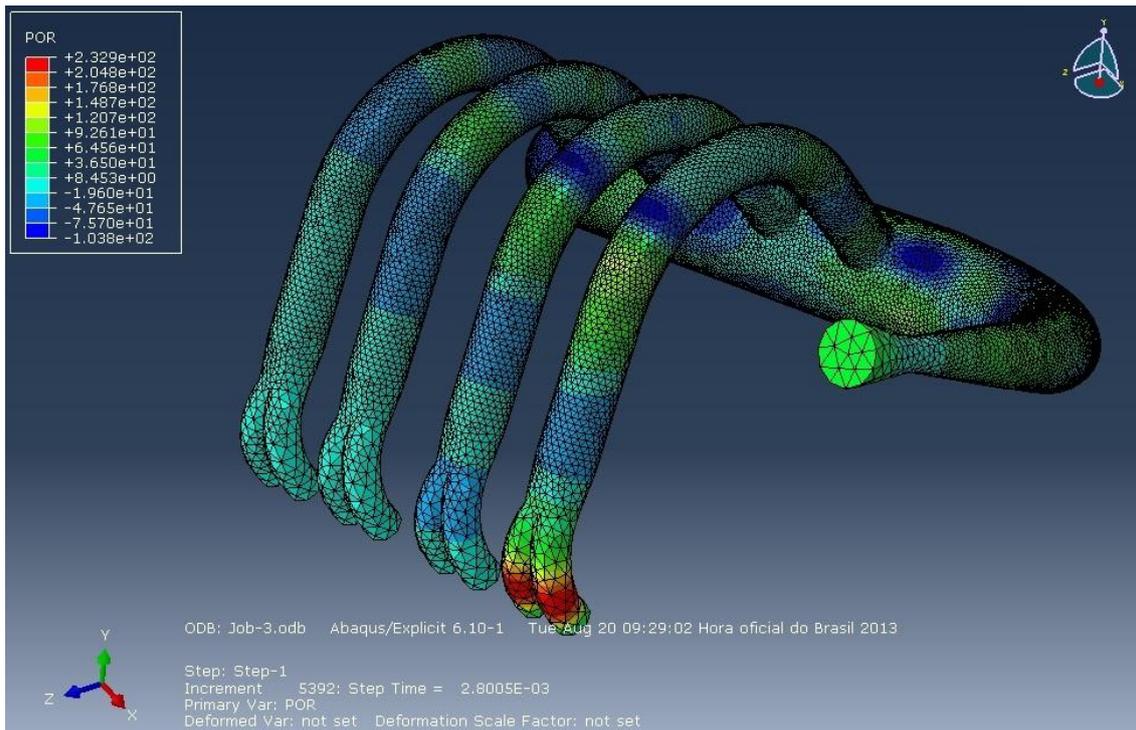


Figura 17 - Pulso do cilindro #1 retornando à válvula de admissão em forma de onda de compressão, “empurrando” ar para dentro da câmara

Na Figura 16 observa-se o pulso refletido em onda de pressão positiva, bem definida na visualização, deslocando-se para a sua fonte. As ondas de expansão (pressão negativa) continuam sua trajetória pelo coletor. Assim, o sistema como um todo prossegue neste comportamento de reflexão/absorção parcial ao longo de todas as seções em que há variação de impedância, até o instante em que a energia transferida pelas ondas torna-se tão pequena que a consideramos aproximadamente nula.

Finalmente, a Figura 17 ilustra o objetivo da sintonização na frequência de ressonância: o pulso, refletido no pulmão e em outras seções do sistema, retorna a sua fonte em forma de onda de compressão, causando deslocamento de massa de ar para o interior do cilindro.

Na próxima seção, são analisados os resultados numéricos da simulação.

5. Análise de Resultados

Frequências Naturais

Foram realizados dois estudos para extração de frequências naturais. O primeiro, sobre o modelo simplificado de dois ressonadores em série, e o segundo sobre o modelo geometricamente real.

Com a ferramenta de elementos finitos, é possível extrair as cinco primeiras frequências naturais dos modelos. O procedimento de extração das frequências naturais consiste de causar uma pequena perturbação linear no sistema. A partir desta perturbação, o *solver* consegue calcular os autovalores do sistema linear e, enfim, obter as frequências naturais. É primordial, neste tipo de simulação, que a única solicitação do sistema seja aquela imposta pelo *solver*.

A seguir, tem-se ilustrações do comportamento dos dois modelos quando excitados a tais frequências.

Importante destacar também que, naturalmente, a frequência nula é considerada natural e não faz sentido neste momento, ilustrar o comportamento da massa de ar quando solicitada desta forma.

Modelo simplificado com dois ressonadores associados em série:

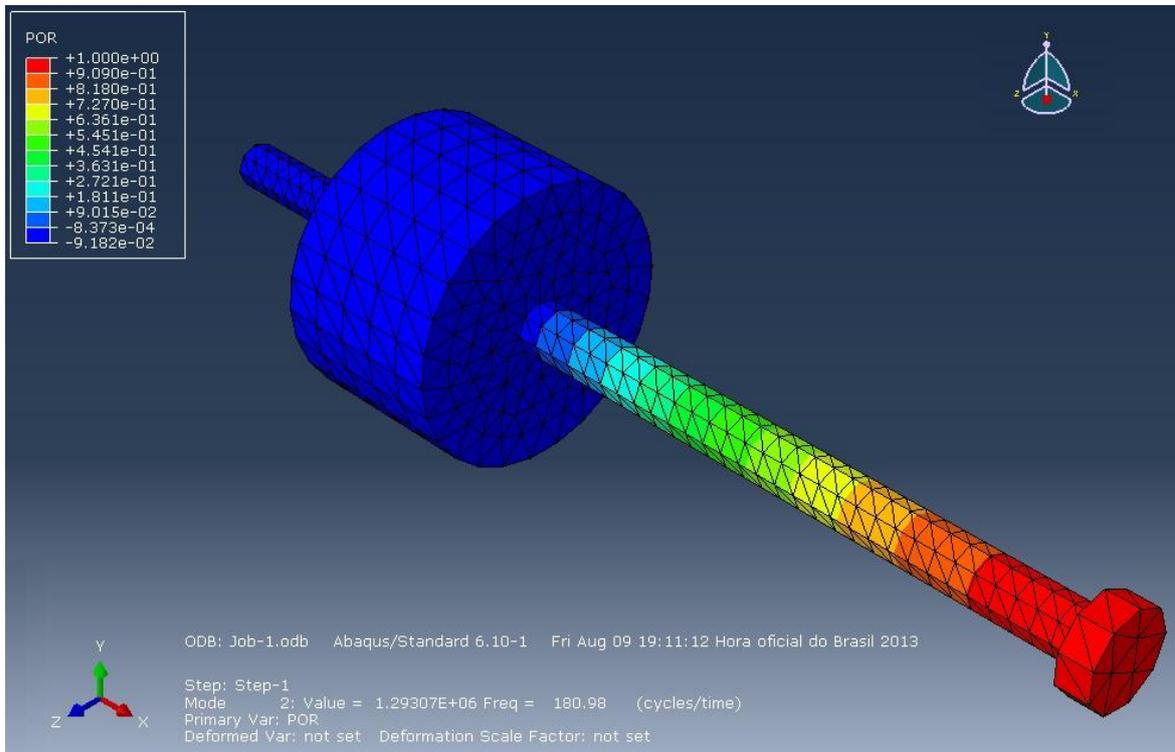


Figura 18 - 180,98 Hz - Primeira frequência natural do modelo de ressonadores em série

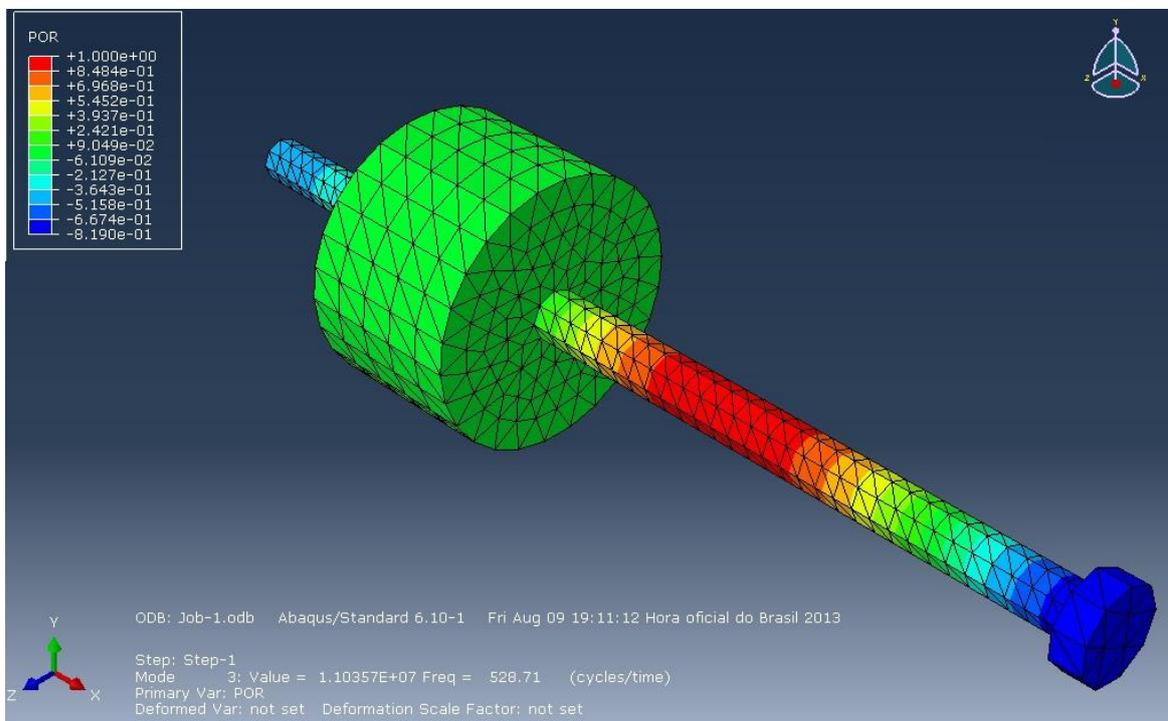


Figura 19 - 528,71 Hz - Segunda frequência natural do modelo de ressonadores em série

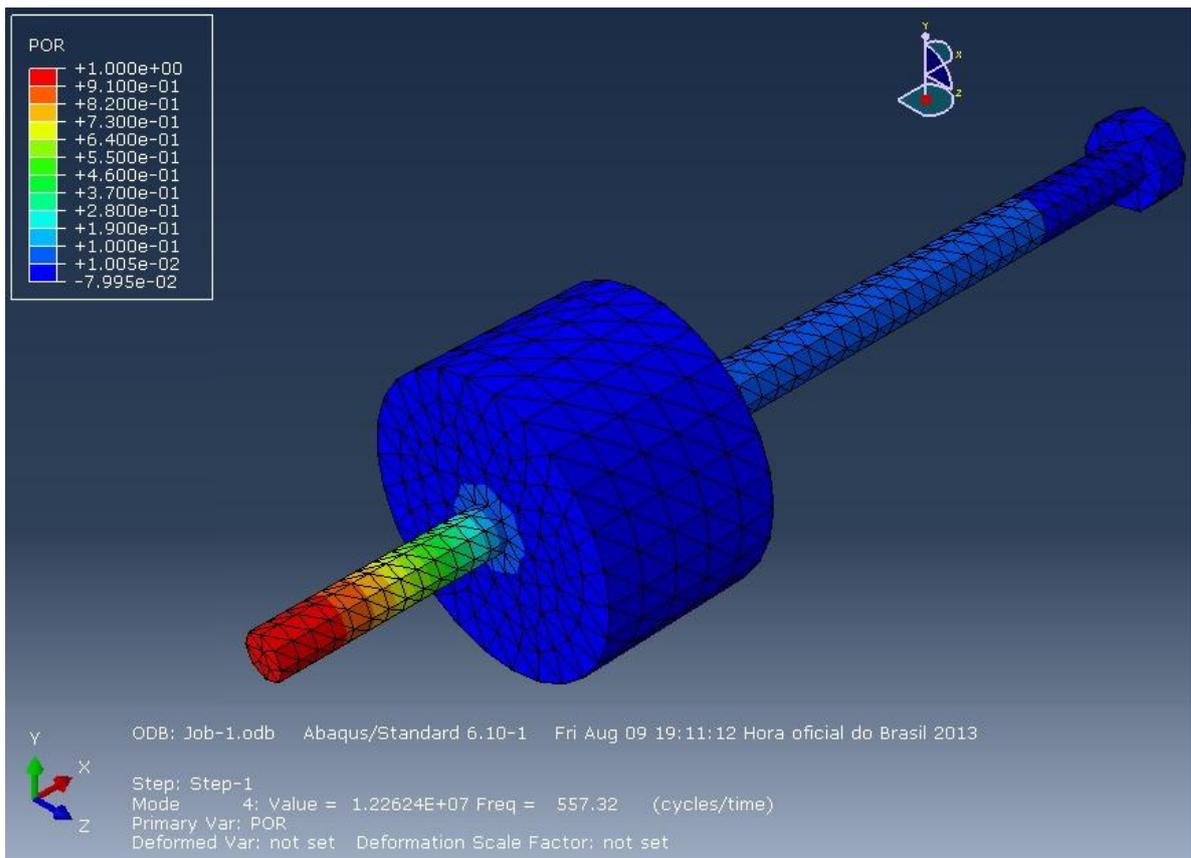


Figura 20 - 557,32 Hz - Terceira frequência natural do modelo de ressonadores em série

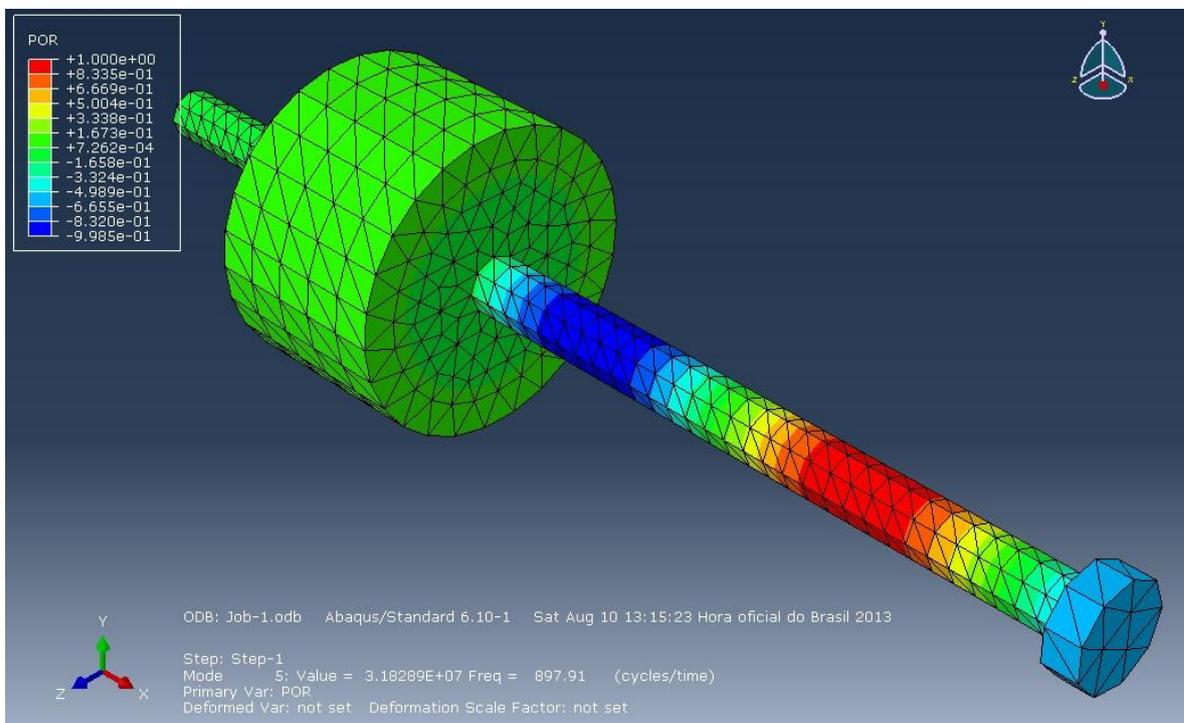


Figura 21 - 897,91 Hz - Quarta frequência de ressonância do modelo de ressonadores em série

Percebe-se que a terceira frequência já começa a sair do escopo de trabalho, sendo a quarta demasiadamente alta. De qualquer forma, elas serão, a seguir, comparadas aos resultados obtidos das outras simulações.

Modelo de geometria complexa

A seguir, são exibidas ilustrações as frequências obtidas pelo mesmo método de simulação de perturbação linear. Porém, desta vez, a solicitação é aplicada ao modelo de geometria não trivial.

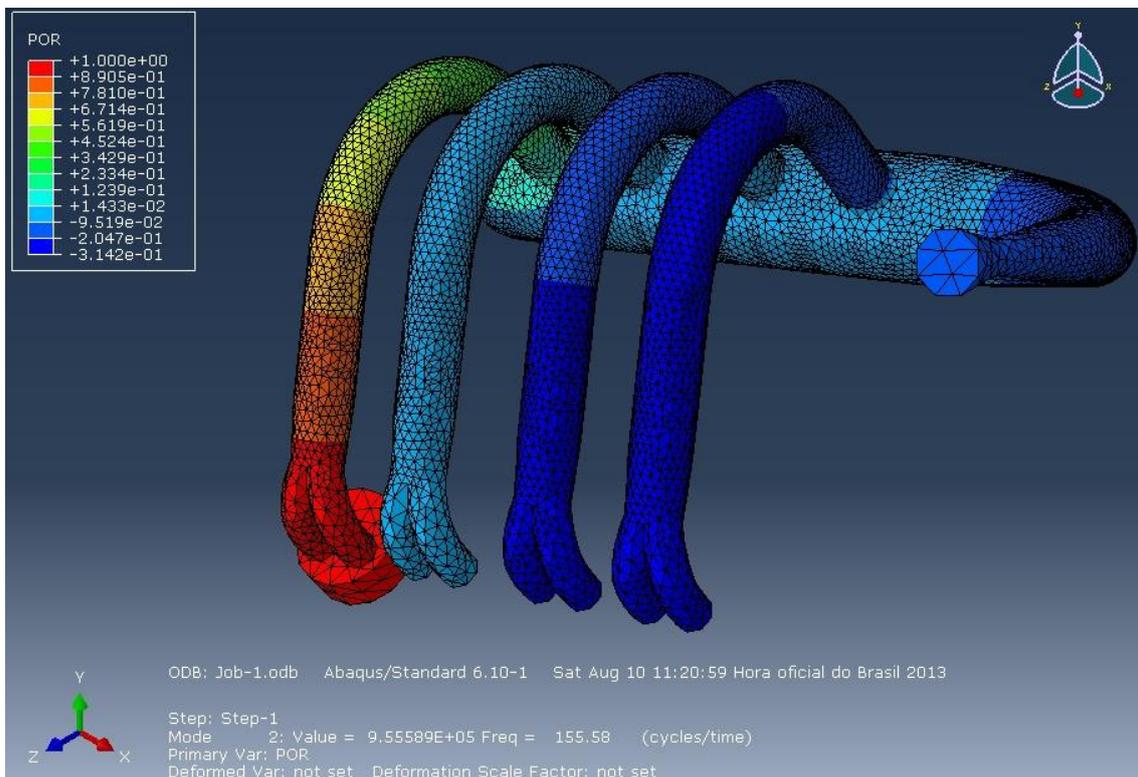


Figura 22 – 155,58 Hz - Primeira frequência natural do sistema de geometria complexa

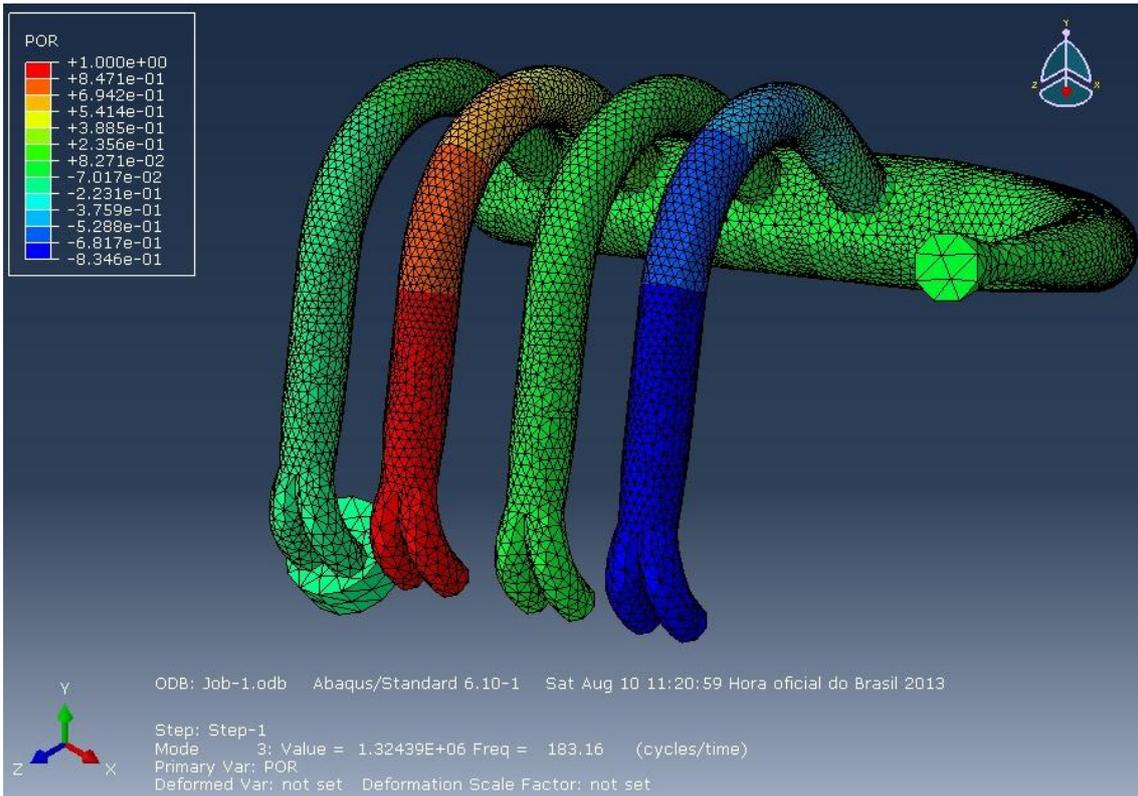


Figura 23 - 183,16 Hz - Segunda frequência natural do sistema de geometria complexa

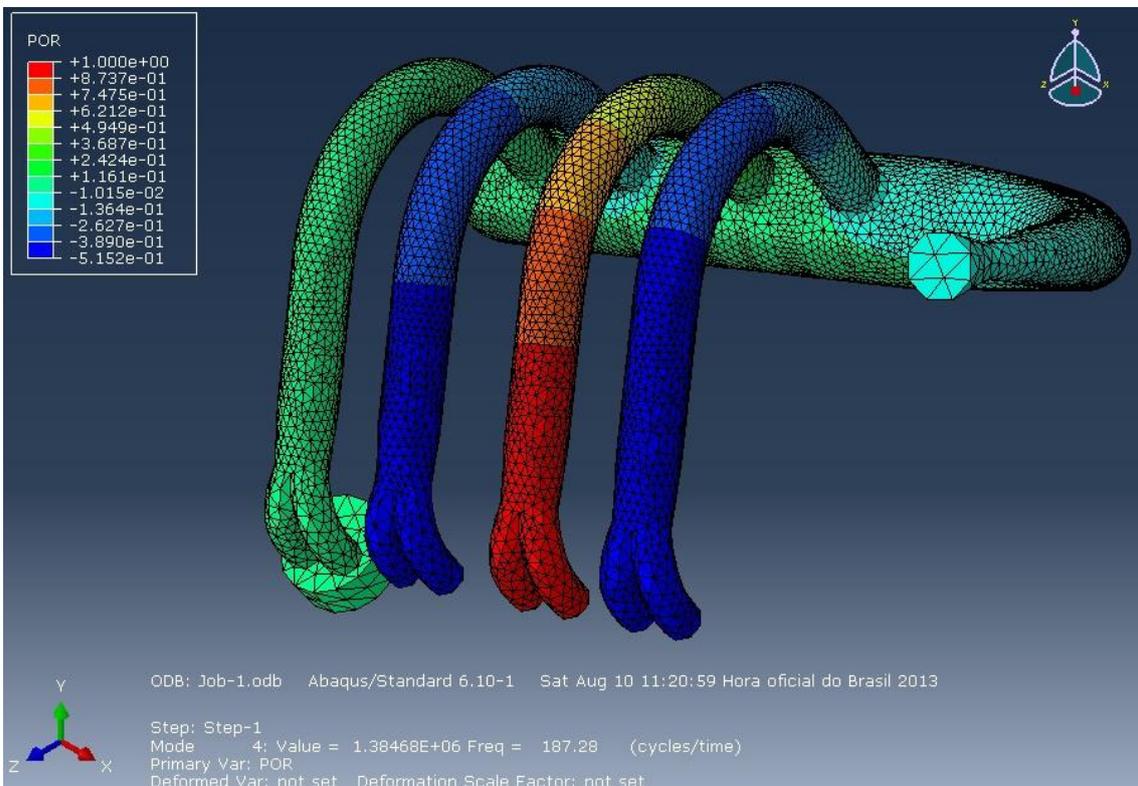


Figura 24 - 187,29 Hz - Terceira frequência natural do sistema de geometria complexa.

Note que, nesta faixa de 180 Hz existem frequências de ressonância muito próximas, conforme sugerem as Figura 23 Figura 24. Estas são frequências ressonância para os dutos que conectam o pulmão às câmaras de combustão. A primeira hipótese que surge é que a pequena diferença entre ambas seja devido a distorções menores entre a geometria de cada duto e sua distância em um caminho imaginário até a extremidade aberta. Não seria tão absurdo também, incluir neste rol a primeira frequência obtida, em 156 Hz.

É razoável, portanto, considerar simplesmente que o sistema entra em ressonância se excitado a 170-190 Hz, independentemente de qual fonte (leia-se cilindro admitindo) o excita, sejam os cilindros #1, #2, #3 ou #4.

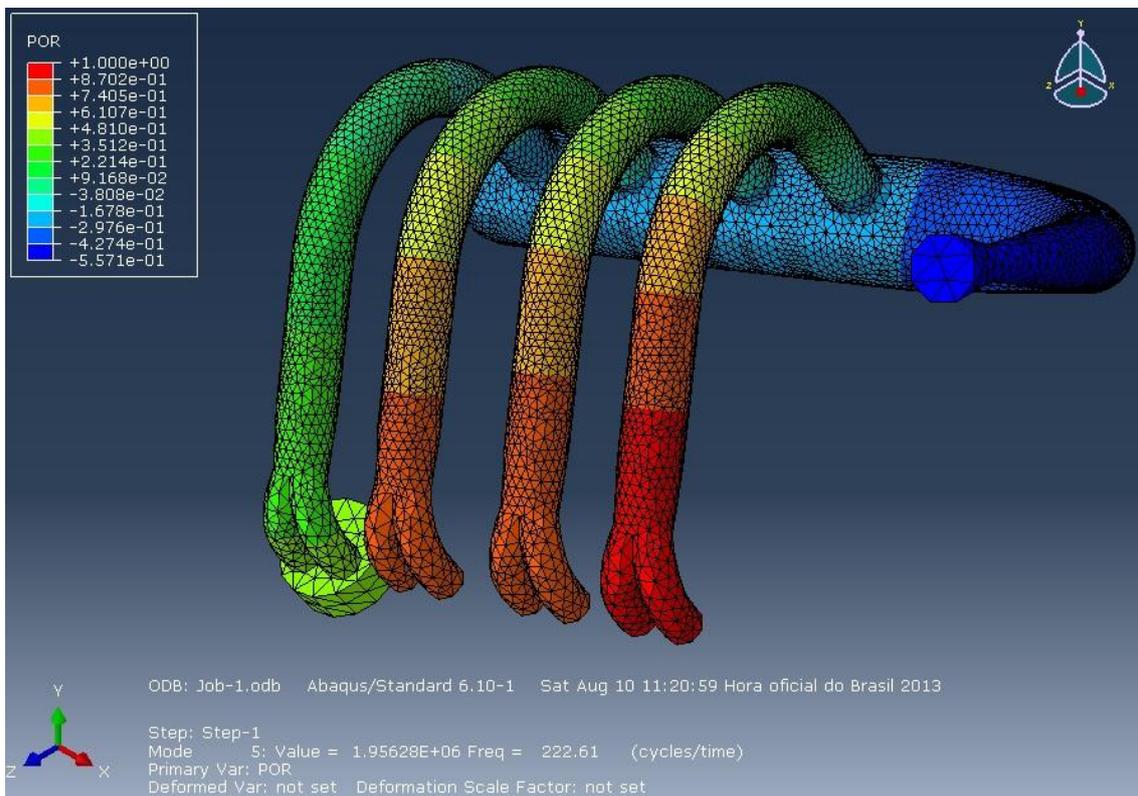


Figura 25 - 222,61 Hz - Quarta frequência de ressonância do sistema de geometria complexa

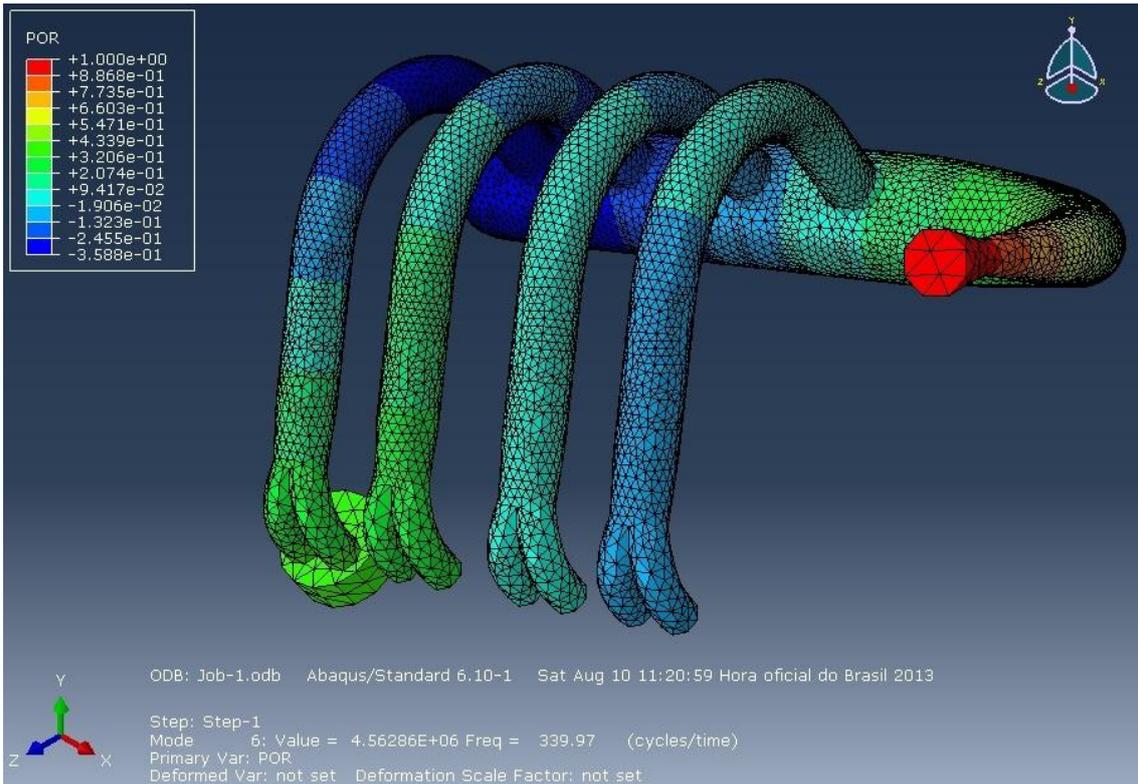


Figura 26 - 339,97 Hz - Quinta frequência de ressonância do sistema de geometria complexa

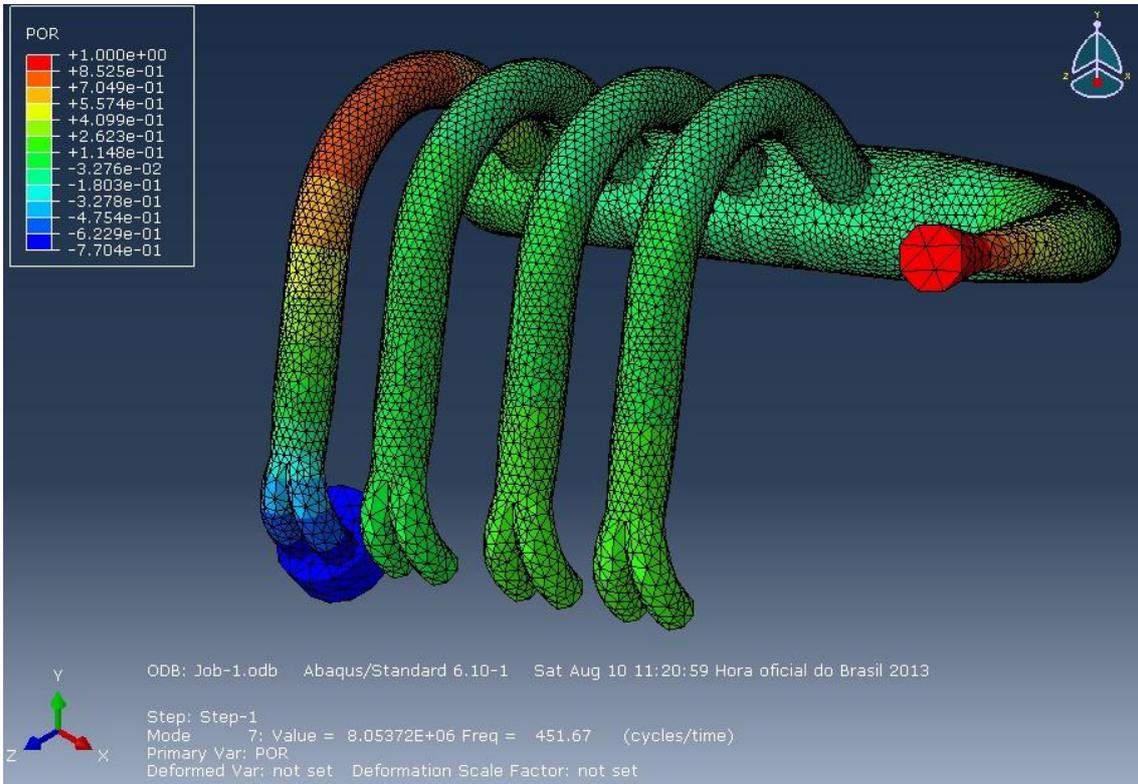


Figura 27 - 451,67 Hz - Sexta frequência de ressonância do sistema de geometria complexa

A partir das Figura 18, Figura 22, Figura 23 e Figura 24, é possível observar certa equivalência entre o modelo simplificado de ressonadores em série e o modelo que considera as particularidades geométricas do sistema.

Muito embora os resultados apresentados nesta primeira simulação não convirjam para a estimativa inicial de 260,1 Hz, calculado pela Equação 2, temos uma hipótese para tal que desperta bastante atenção. No modelo teórico, não são levados em consideração as diferenças da área transversal ao longo dos dutos que conectam o pulmão aos cilindros, tampouco outras distorções geométricas que causam variação de impedância acústica.

Fazendo uma simples média ponderada dos diferentes diâmetros encontrados nos dutos que ligam um cilindro admitindo ao pulmão, chega-se a:

$$D_{méd.} = 32,5 \text{ mm} ; A = 829,57 \text{ mm}^2$$

Unindo este valor ao comprimento total de 490 mm, recalculamos as frequências pelas Equação 1 e Equação 2 e, desta vez, chegamos a 240,1 Hz e 241,7 Hz, respectivamente. Estes valores, agora corrigidos, já estão mais próximos da quarta frequência natural, de 222,61 Hz.

Outra consideração que deve ser feita é relativa à correção do comprimento efetivo dos dutos. Inicialmente, devido à pequena massa residual de ar que está próxima daquela que de fato se desloca pelo pescoço do ressonador, o comprimento L do pescoço deve ser corrigido no momento do cálculo. Da bibliografia, temos que esta correção é da ordem de metade do diâmetro médio do duto em questão para cada abertura.

Então,

$$L_{corrigido} = L + \frac{D}{2} + \frac{D}{2} = 522,5 \text{ mm}$$

Além desta correção de comprimento, referente a proximidade da entrada do duto, existem também as que se devem à geometria do coletor. Sendo o sistema composto de tubos curvos, o comprimento efetivo dos mesmos precisa ser corrigido para aumentar a precisão da solução da equação.

Estas ideias ainda se sustentam no fato de que, quanto menor o diâmetro e maior o comprimento do duto, menor será a frequência de ressonância calculada na abordagem simplificada analítica. Em outras palavras, quão maiores as correções no comprimento, menor a frequência calculada.

Esta situação de incertezas geradas pelas aproximações necessárias já não se repete no modelo de elementos finitos. Este é mais complexo, possui mais graus de liberdade e a geometria é considerada da forma que é modelada. Já o método simplificado analítico, demanda muitas simplificações e correções que, embora conhecidas, são definidas de forma empírica.

É seguro, portanto, dizer que temos um erro relativo associado ao método simplificado analítico. Recalculando as Equação 1 Equação 2:

$$L = 522,5 \text{ mm}$$

$$D_{méd} = 32,5 \text{ mm}; A = 829,57 \text{ mm}^2$$

Portanto,

$$F = 234,04 \text{ Hz}$$

$$F = 232,54 \text{ Hz}$$

E, finalmente, os erros relativos, sendo E_1 o erro considerando a primeira estimativa de frequências, sem correções, e E_2 , considerando a estimativa com as correções básicas.

$$E_1 = \frac{|F_{sim} - F_{calculada}|}{F_{sim}} = \frac{|222,6 - 260,1|}{222,6} = 16,5\%$$

$$E_2 = \frac{|F_{sim} - F_{corrigida}|}{F_{sim}} = \frac{|222,6 - 234,04|}{222,6} = 5,1\%$$

Simulação Transiente: resultados do ensaio do pulso

De acordo com a proposição inicial do trabalho, executou-se a simulação transiente na qual é emulado um ensaio para obtenção de função de resposta em frequência do sistema de admissão.

O pulso que excita o sistema é definido de forma simples, conforme segue abaixo:

Tempo (s)	Pressão (Pa)
0	-1000
0,0001	0
0,0002	0

Sendo a frequência de captura de dados da simulação 10 kHz, o pulso tem duração de apenas um intervalo de aquisição. Embora seja uma função simples, não se pode dizer o mesmo do sinal gerado pela forma com que se propaga a excitação através do sistema.

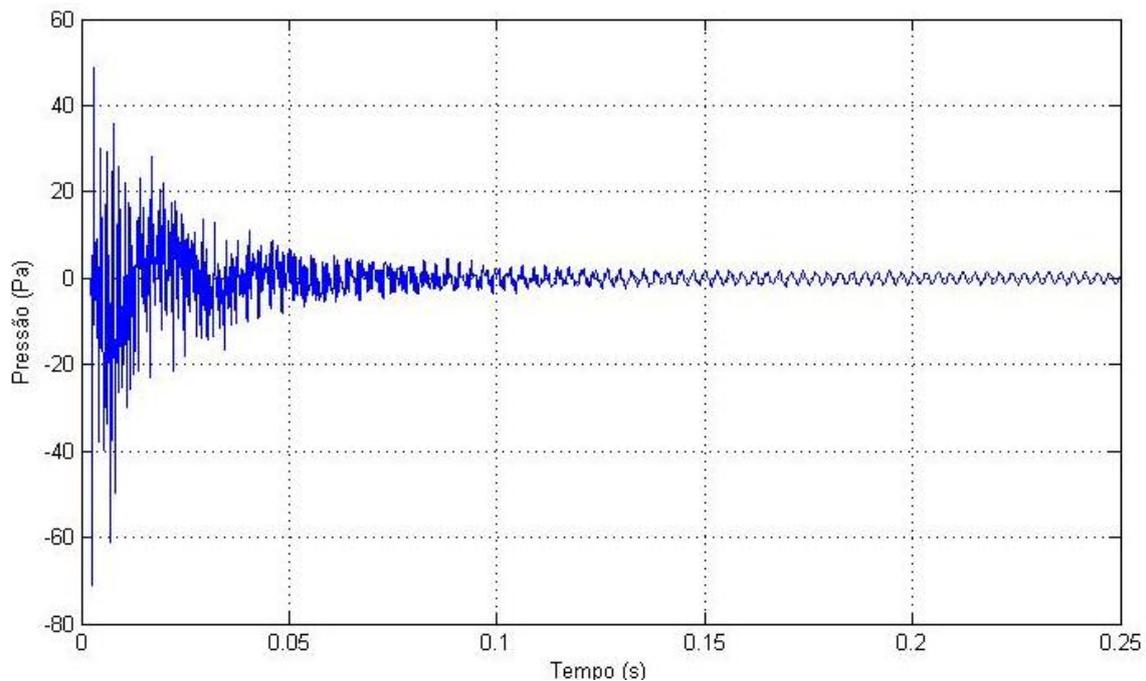


Figura 28 – Variação da pressão em função do tempo, avaliado na superfície da extremidade aberta.

Os dados de pressão são aferidos na superfície em que está a condição de contorno de impedância acústica mínima. Desta forma, esta superfície não reflete as ondas que ali chegam e, devido a esta condição de total admitância para o exterior, permitem que a energia do sistema se dissipe.

Com o objetivo de obter o espectro de frequências a partir dos resultados acima, fez-se uma transformada de Fourier no conjunto de valores de pressão. Vale lembrar mais uma vez, que a distribuição de magnitude da pressão não é o objetivo, uma vez que a intensidade do pulso foi definida de forma arbitrária e serve apenas para impor transferência de energia no sistema.

Para o esboço do gráfico no domínio da frequência, é preciso ainda definir o domínio, relacionando a taxa de aquisição de dados Δt com a quantidade de pontos N em que a pressão foi registrada.

Então, para se obter o intervalo de frequências do domínio, Δf :

$$\Delta f = \frac{1}{\Delta t} \times \frac{1}{N} = \frac{10^4}{2501} = 3,998 = 4 \text{ Hz}$$

O domínio das frequências agora pode ser definido em intervalos de 4 Hz. Finalmente, traçando o gráfico da transformada de Fourier da pressão contra o domínio das frequências, chega-se a:

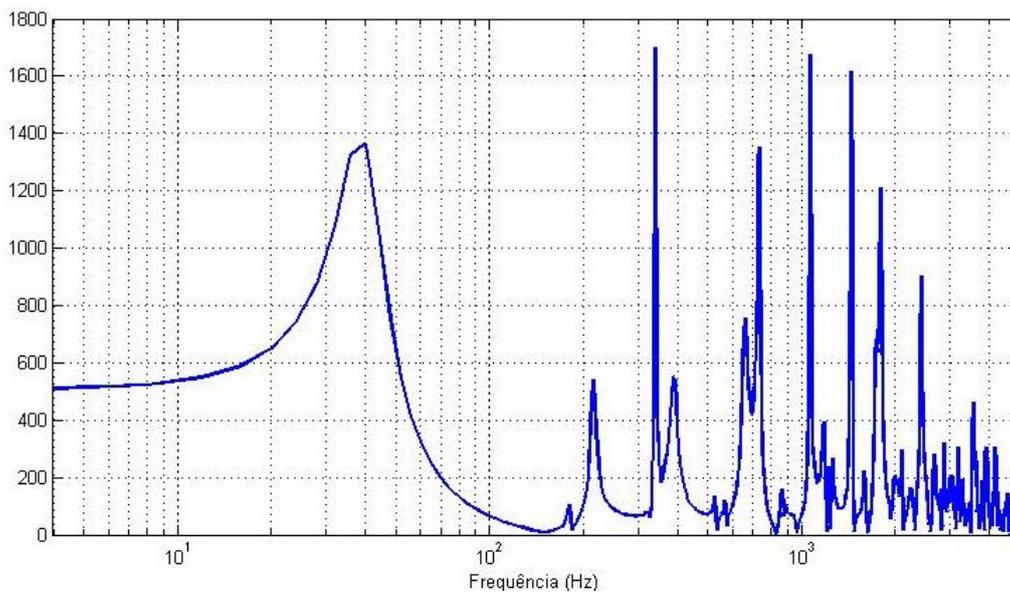


Figura 29 – Visão geral da propagação do pulso no domínio da frequência

Na Figura 30, é possível verificar se há diferença na resposta em frequência do coletor quando excitado ora pelo cilindro #1, ora pelo cilindro #4. Conforme esperado, o gráfico ilustra claramente que as funções estão suficientemente sobrepostas em todos os pontos de aquisição de dados.

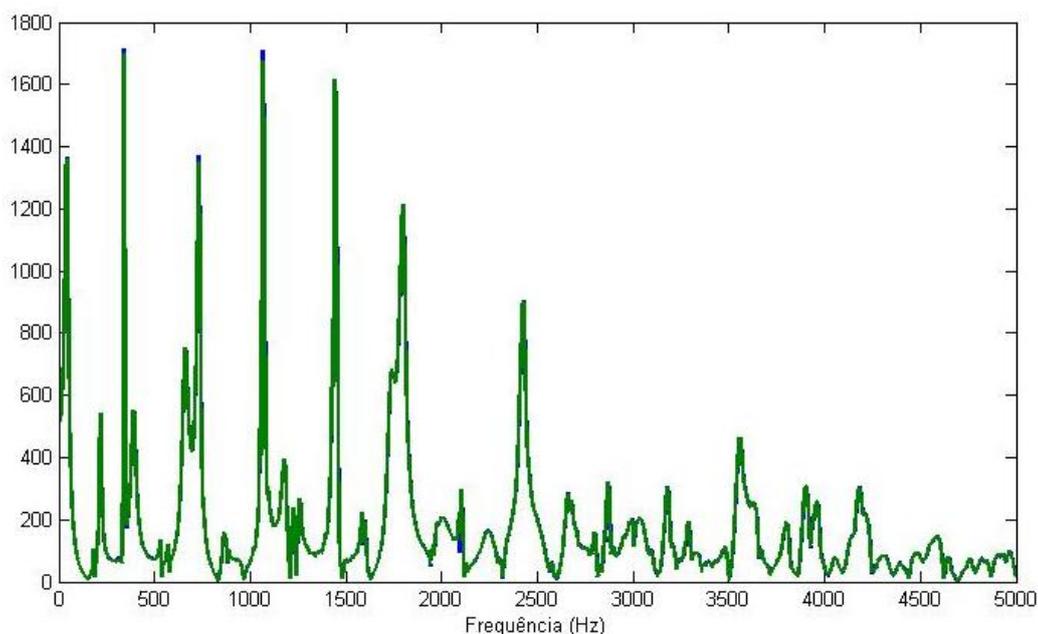


Figura 30 - Sobreposição da resposta em frequência do pulso no cilindro #4 (em verde) e cilindro #1 (em azul)

As condições em que se realizou o experimento trazem dados para uma gama muito grande de frequências. Como o interesse está em frequências até cerca de 400-500 Hz (lembrando que isto corresponde a cerca de 14000 rpm no motor), a análise pode ser voltada para apenas esta parte dos dados. Abaixo, segue o gráfico ampliado para a região objetivo.

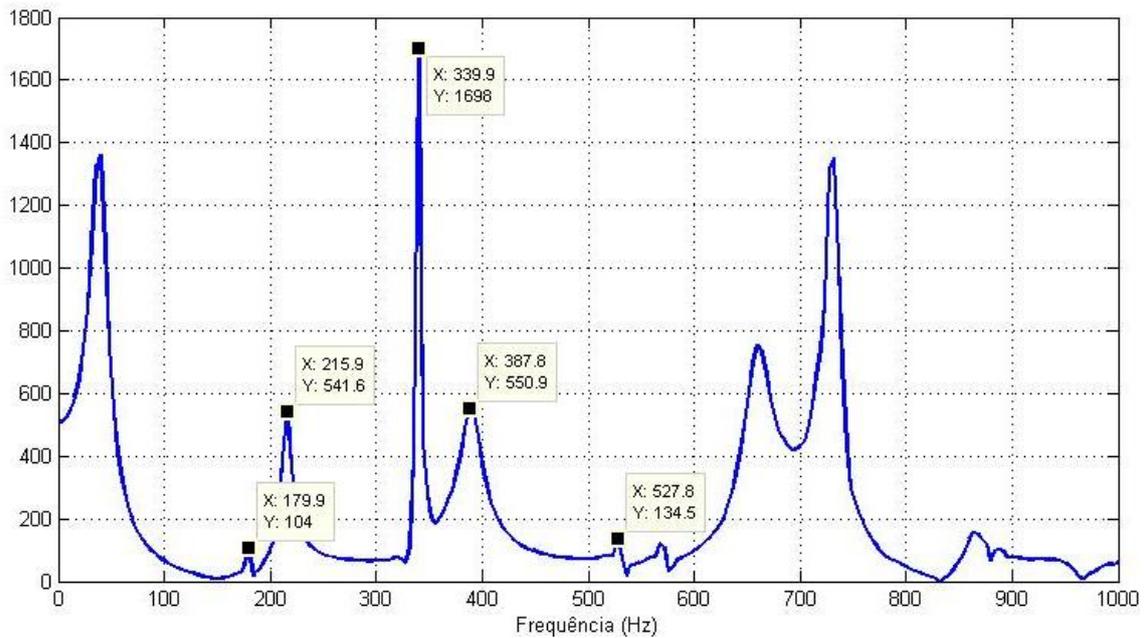


Figura 31 – Detalhe da função de propagação do pulso no domínio da frequência

Observe que nesta imagem, estão indicadas frequências de ressonância que convergem com os resultados obtidos nas primeiras análises de elementos finitos realizadas neste trabalho.

De acordo com o que retratam as Figura 23 - 183,16 Hz - Segunda frequência natural do sistema de geometria complexa, Figura 24, Figura 25 Figura 26, o sistema entra em ressonância nas frequências de 180 Hz, 222 Hz e 339 Hz. Estes dados corroboram, com pequena imprecisão, a informação destacada no gráfico. Vale a ressalva de que sem os resultados das análises por perturbação linear, a Figura 31 seria insuficiente para determinar que a frequência de 180 Hz é natural, devido a baixa intensidade deste componente. Neste caso, seria necessário verificar o comportamento da fase do sinal antes de afirmar se há ou não ressonância.

6. Conclusão

Com base em toda informação adquirida das simulações, tanto as de perturbação linear quanto a simulação transiente, pode-se concluir que o modelo cru aproximado analítico é insuficiente na determinação das frequências de ressonância do coletor de admissão de um motor de combustão interna.

O emprego desta simplificação em geometrias complexas se mostra oportuno apenas como uma estimativa incipiente de projeto. Foi visto que para aumentar a precisão deste modelo neste tipo de aplicação, muitas correções são necessárias. Entretanto, estas correções são definidas de forma empírica na bibliografia, deixando a solução ainda consideravelmente sensível a pequenos desvios dos dados de referência.

Novamente, pelo modelo teórico simplificado, com o emprego de correções estimamos frequências na faixa dos 234 Hz. Na Figura 31, temos destacadas as frequências obtidas pela análise transiente, e o mais próximo que alcançamos da primeira estimativa foi 215,9 Hz, o que corresponde a uma velocidade de 6450 rpm no motor, ante os primeiros 7000 rpm do cálculo corrigido.

Dos três modelos estudados, tende-se a considerar a simulação transiente o mais completo e próximo da realidade. Assim, pode-se dizer que, mesmo com as correções, ainda possuímos um erro relativo do modelo teórico de:

$$E_3 = \frac{|F_{sim} - F_{calculada}|}{F_{sim}} = \frac{|215,9 - 234|}{215,9} = 8,4\%$$

Muito embora não seja grande, este erro também não pode ser tratado como desprezível.

Para fins de comparação, temos mais um indicador de que o método analítico precisa de correções. A simulação em software CFD 1D, citada no início do projeto, fornece o torque produzido pelo motor. Neste caso, o coletor de admissão é modelado de forma similar ao método utilizado nas equações (em função de L, V e A), mas discretizado de forma mais apurada.

Abaixo, é apresentado um gráfico comparativo do torque produzido pelo motor em função da frequência de rotação. Foram traçadas curvas para diferentes

comprimentos do duto que liga o cilindro ao pulmão. Nesta comparação, o diâmetro deste tubo é fixo. É possível verificar novamente que, quanto maior o comprimento do duto, teremos picos de torque em frequências mais baixas, indicando, como queríamos, a condição de ressonância do coletor.

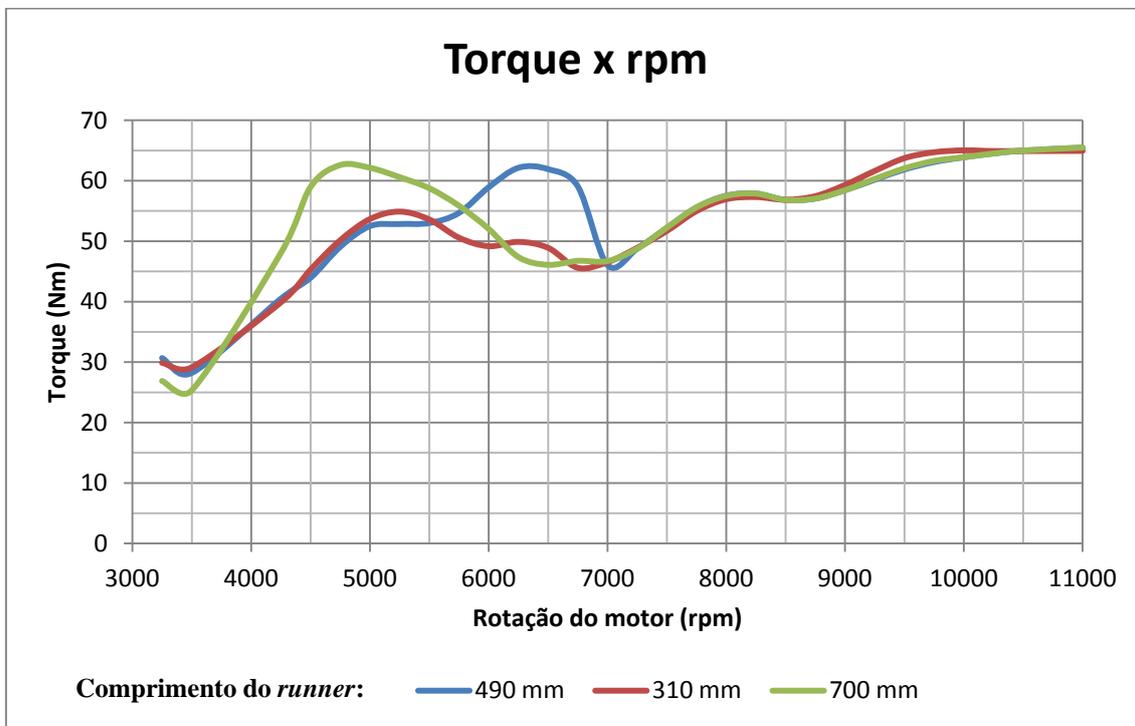


Figura 32 - Gráfico Torque x RPM comparativo para três comprimentos de dutos

A Figura 32 mostra um pico de torque se formando próximo a 6500 rpm na configuração que representa o coletor simulado (duto de 490 mm), mostrando que a discretização e correções implícitas do CFD 1D na solução do problema em função de L, V e A, consegue aproximar seu resultado dos valores obtidos pela simulação transiente.

Neste momento, cabe uma ressalva: o modelo unidimensional, no escopo deste trabalho, é útil apenas em comparações. Uma vez que não dominamos muitos de seus recursos, não podemos, por ora, verificá-lo quanto a sua linearidade.

Conclui-se então que, dentre as alternativas apresentadas, o modelo transiente de elementos finitos, que simula um ensaio para obter função de resposta em frequência do sistema, é a mais completa. Nela, sabe-se que todas as considerações geométricas empregadas, são tão fieis quanto ao modelo tridimensional. A superação do modelo

transiente em relação ao de perturbação linear, se justifica pela clareza maior das condições de contorno empregadas no primeiro, ante as restrições e considerações impostas pelo *solver* no último.

7. Bibliografia

- [1].HEYWOOD, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988
- [2].LUMLEY, J. L., *Engines: An Introduction*. New York: Cambridge University Press. 1999.
- [3].PACHECO, W. S., *Ressonador de Helmholtz Semi-Ativo Para Controle De Ruído em Dutos.*, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro: 2006
- [4].BORTOLUZZI, D., COSSALTER, V., DORIA, A. "The effect of tunable resonators on the volumetric efficiency of an engine", *SAE Technical Paper Series: Motorsports Engineering Conference and Exposition*, 98MSE-10, Dearborn, Michigan, USA, 16-19 November, 2008.