



FIA 2020/22

XII CONGRESSO/CONGRESO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA

XXIX ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Florianópolis, SC, Brasil

Caracterização experimental das fontes de ruído em aparelho condicionador de ar do tipo janela

Perini, E.

¹ Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, manuperini@inovacustica.com.br

² Laboratório de Vibrações e Acústica, Florianópolis, SC, Brasil.

Resumo

Os condicionadores de ar do tipo janela produzem ruídos que podem tornar o local desagradável quando se considera o conforto acústico aos usuários de ambientes. Neste trabalho tem-se por objetivo avaliar e identificar as principais fontes de ruídos em aparelhos condicionadores de ar do tipo janela (compressor rotativo, motor eletromagnético, ventilador axial e ventilador radial). Durante medições acústicas, controladas em laboratório, cada fonte funcionou isoladamente dentro do condicionador de ar e em conjunto. Aplicaram-se duas metodologias experimentais: determinação dos níveis de potência sonora e análise modal experimental com vibrômetro a laser. O espectro de potência sonora do objeto de estudo apresentou características de ruído de banda larga entre 700 Hz e 2 kHz, que indica o ruído proveniente do sistema de ventilação como principal fonte de emissão sonora. Também foram observadas componentes tonais coincidentes entre motor eletromagnético e estrutura de suporte do condicionador de ar. Por fim, verificou-se a redução do nível de potência sonora do condicionador de ar bloqueando a passagem de ar no ventilador radial do sistema de ventilação, mostrando que a principal fonte de emissão sonora é de origem aeroacústica.

Palavras-chave: Condicionador de ar. Fontes de emissão sonora. Análise experimental.

PACS: 43.20. Ye, 43.25. Gf, 43.40. -r, 43.50. Cb, 43.66.Qp.

Abstract

Window-type air conditioners produce noise that can make the place unpleasant when considering acoustic comfort for users of environments. The aim of this work is to evaluate and identify the main sources of noise in air conditioners of the window type (rotary compressor, electromagnetic motor, axial fan and radial fan). During the acoustic measurements, controlled in the laboratory, each source worked separately inside the air conditioner and together. Two experimental methodologies were applied: determination of sound power levels and experimental modal analysis with laser vibrometer. The sound power spectrum of the study object showed characteristics of broadband noise between 700 Hz and 2 kHz, which indicates the noise coming from the ventilation system as the main source of sound emission. Coincident tonal components were also observed between the electromagnetic motor and air conditioner support structure. Finally, the reduction of the sound power level of the air conditioner was verified by blocking the air passage in the radial fan of the ventilation system, showing that the main source of sound emission is of aeroacoustic origin.

Keywords: Air conditioner. Sound emission sources. Experimental analysis.



1. INTRODUÇÃO

O processo mecânico para condicionar ar é uma invenção do engenheiro Willis Carrier, datada em 1902. O sistema que controlava temperatura e umidade, a partir de resfriamento do ar por dutos artificialmente resfriados, foi criado para uma gráfica, cujas impressões estavam sendo prejudicadas em dias muito úmidos. As indústrias têxtil, hospitalar e cinematográfica foram as próximas a se beneficiar e progredir, devido a tal invenção. Na sequência, na evolução temporal, os aparelhos começaram a ser utilizados para climatização de postos de trabalho, atrelados a conceitos como conforto, saúde e eficiência. Em 1957, o primeiro compressor rotativo foi introduzido, reduzindo o tamanho do condicionador de ar e tornando-o mais leve e silencioso [1].

Na década de 1970, com o surgimento do aparelho de janela, os aparelhos de ar condicionado tornaram-se ainda mais populares no Brasil e no mundo, pela facilidade de instalação e pelo tamanho compacto. O condicionador de ar do tipo janela consiste em um equipamento que tem como finalidade controlar a temperatura de um ambiente. Também conhecido como ar condicionado de parede, recebe estes nomes por ser instalado em uma “janela” na parede. É composto de uma única peça, colocado na parede do imóvel com uma parte para dentro e outra para o ambiente externo (Figura 1).

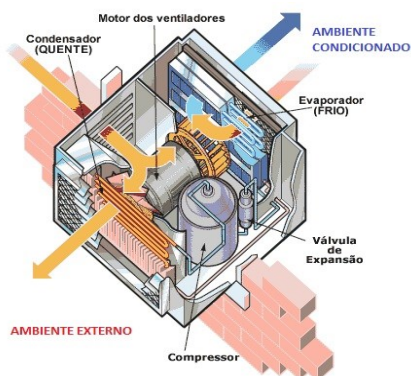


Figura 1: Esquema de funcionamento do aparelho condicionador de ar do tipo janela (adaptado de howstuffworks.com, 2003).

Apesar de contribuir para o conforto térmico, os condicionadores de ar produzem ruídos que podem tornar o local desagradável quando se considera o conforto acústico. Diferentes modelos produzem diferentes níveis de pressão sonora, devido às características de cada aparelho. A forma de instalação e a falta de manutenção podem agravar os ruídos produzidos pelos condicionadores de ar. Contudo, os sistemas de condicionamento de ar podem ter o ruído minimizado quando projetados, instalados e operados de forma qualificada [2].

A ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) publica diretrizes relativas a sistemas de condicionamento de ar que estabelecem métodos de avaliação, projeto e instalação dos mesmos. Como forma de analisar as fontes de ruído do condicionador de ar, utilizam-se critérios acústicos estabelecidos em legislações e normas técnicas, as quais constam os procedimentos a serem adotados nas medições, bem como os limites para avaliação em função da finalidade de uso. Permite ainda, verificar e correlacionar o nível de pressão sonora e a incomodidade percebida pelos usuários [3].

Analizou-se toda a história e observou-se espaço e necessidade de inovar acusticamente os condicionadores de ar. Assim, surge interesse em estudar quais as fontes de ruído mais relevantes do condicionador de ar do tipo janela, a fim de capacitar a redução do ruído emitido por este e aprimorá-lo em relação ao conforto acústico no interior de ambientes ocupados por pessoas. Em sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar, a fonte de ruído é uma combinação de diferentes processos (Figura 1), tais como ruído de ventiladores, compressores, motores, caixas de volume de ar variável e saídas de ar, difusores, grelhas e registros [4].

Filtros ponderadores são utilizados para modificar o espectro sonoro de acordo com a resposta do sistema auditivo às diferentes frequências contidas no som. A curva que melhor representa a audição humana à ruído de eletrodomésticos é a curva de ponderação A, indicada por dB(A) [5].

Logo, observa-se que o condicionador de ar é muito importante para a história recente da humanidade, possibilitou crescimento industrial, melhoria nas condições hospitalares e maior conforto no trabalho e lazer. É um mercado de amplitude mundial em constante expansão, com muito espaço para desenvolvimento tecnológico e novidades em produtos.

Tem-se por objetivo caracterizar experimentalmente as fontes de ruído em um modelo de condicionador de ar do tipo janela. Pretende-se avaliar, identificar e quantificar as principais fontes de ruídos em aparelhos condicionadores de ar do tipo janela (compressor rotativo, motor elétrico, ventilador axial e ventilador radial), em diferentes condições de funcionamento (cada fonte funcionando isoladamente dentro do condicionador de ar e em conjunto), mediante medições acústicas controladas em laboratório.

Avaliar a contribuição de cada componente do sistema para o ruído global. Analisar os caminhos de transmissão vibroacústica dos componentes do aparelho condicionador de ar. Conhecer o comportamento modal particular de cada elemento (estruturas de suporte e proteção, ventiladores, motor e compressor) a fim de entender como eles se comportam em conjunto. Avaliar características do motor que permite o funcionamento do condicionador de ar. Analisar a estrutura do equipamento através de análise modal. Conhecer característica do sistema de ventilação com testes comparativos.

2. CONDICIONADOR DE AR DOMÉSTICO

O aparelho condicionador de ar é essencial para um ambiente interno em clima tropical e subtropical, onde a temperatura e a umidade do ar externo excedem os limites de conforto humano no verão.

O condicionador de ar de janela tem um ventilador axial e um ventilador radial. O que difere o ventilador axial do radial é a direção de saída do fluido. No ventilador axial, a saída ocorre no mesmo eixo de entrada. No ventilador

radial, a saída ocorre em direção perpendicular à entrada.

Ventilador é uma máquina de lâminas rotativas, denominadas pás, que fornecem um fluxo contínuo de fluido, devido a diferenças de pressões positivas e negativas (altas e baixas) que ocorrem à medida que as pás se movem [7].

Geralmente, o ruído de ventilação tem característica espectral de banda larga com algumas frequências tonais, sendo as componentes tonais maiores geradoras de incômodo sonoro. O ruído de ventiladores tem natureza dipolo. Assim, devido a flutuações de pressão causadas pelo desprendimento de vórtices nas bordas das pás, tem-se componentes de banda larga no espectro. Além disso, o ruído de banda larga pode aumentar significativamente se houver turbulência de larga escala antes do fluido entrar no ventilador [8].

O ruído de ventilação pode ser dividido em: mecânico e aerodinâmico. O ruído mecânico pode ocorrer devido a desbalanceamento, acoplamentos, vibrações de componentes, rolamentos ou mancais. O ruído aerodinâmico é originado devido a turbulência na camada limite e/ou na entrada do fluxo, e desprendimentos de vórtices na borda de fuga da pá [7].

3. METODOLOGIA

A caracterização das fontes sonoras (motor eletromagnético, ventiladores e compressor) é feita por meio de experimentações. A pesquisa experimental permite maior grau de controle das variáveis, ou seja, isolar e/ou combinar as variáveis que se deseja estudar e modificá-las dependendo do objetivo do estudo. Também é possível avaliar como elas interagem umas com as outras. O método experimental permite que outro grupo de pesquisa realize o mesmo experimento e duplique os resultados. Por desvantagem, sabe-se que a amostra pode não ser representativa [9].

Duas metodologias foram aplicadas nos experimentos apresentados neste documento.



São elas: determinação do nível de potência sonora e análise modal experimental.

O equipamento objeto desse estudo tem como principais componentes um compressor rotativo, um motor elétrico, que no mesmo eixo sustenta um ventilador radial e um ventilador axial, uma voluta para o ventilador radial, trocador de calor aletado de condensação e trocador de calor aletado de evaporação, tubos entre as aletas para passagem do fluido refrigerante e aletas externas apenas para direcionar o fluxo de ar. Estes elementos estão indicados na Figura 2.

A temperatura das medições foi controlada em vários pontos do produto para evitar influências de diferenças de temperatura nos resultados. A temperatura de 19 °C a uma distância de cinco centímetros do equipamento foi adotada como padrão em todos os experimentos em câmara controlada.

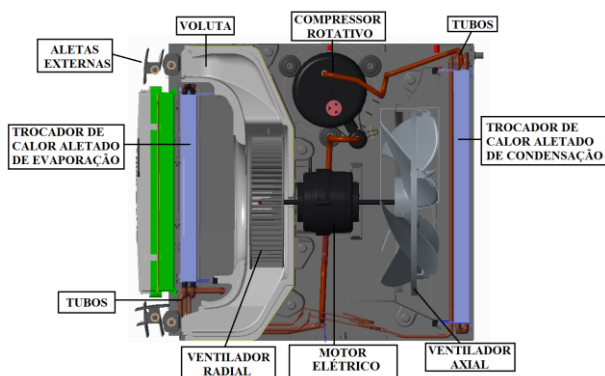


Figura 2: Principais componentes do condicionador de ar tipo janela – vista superior.

O produto possui opção ventilar e resfriar. Quando o sistema está em “ventilar”, liga-se apenas o sistema de ventilação (Figura 3), composto por um motor eletromagnético e dois ventiladores. O ventilador radial, com 65 pás, envolto em uma cavidade (voluta), é designado a retirar o ar do ambiente pelo centro e retornar ar para o mesmo ambiente pelas laterais da cavidade. O ventilador axial, com 5 pás, voltado para o ambiente externo, tem por finalidade direcionar o ar para o meio ambiente.

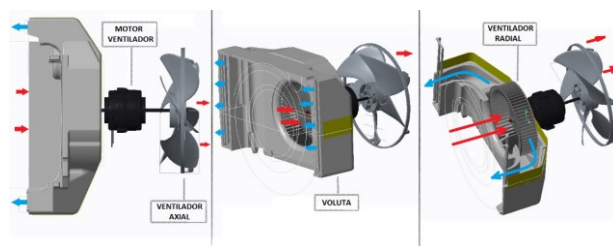


Figura 3: Sistema de ventilação – condicionador de ar tipo janela.

Se o sistema estiver ligado em resfriar, o fluido refrigerado sai do reservatório do compressor e passa pelo trocador de calor aletado de evaporação. Desta forma, o ar quente aspirado pelo centro da voluta do ventilador radial é refrigerado e devolve-se ar frio para o ambiente. Devido a esta primeira troca de calor, o fluido é aquecido e passa pelo trocador de calor aletado de condensação com o objetivo de ser resfriado antes de voltar para o reservatório. O ventilador axial, ajuda na evaporação do fluido condensado e joga a água acumulada no fundo da estrutura de suporte nas aletas de condensação para colaborar com o resfriamento das aletas. O caminho que o fluido percorre está indicado na Figura 4, em azul representa o fluido frio e em vermelho o fluido aquecido. Lembrando que a temperatura do fluido, tal como estado (líquido, sólido ou gasoso), depende de estágios de compressão e expansão, assunto não relevante para esta pesquisa.

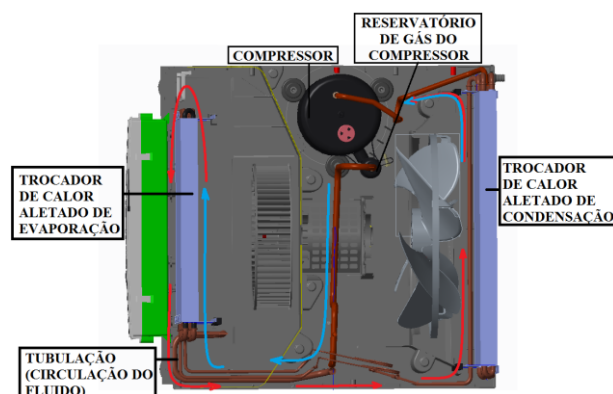


Figura 4: Sistema de refrigeração – direcionamento do fluido de refrigeração - condicionador de ar tipo janela.

3.1 Determinação do nível de potência sonora

O nível de potência sonora, de acordo com a ISO 3741:2010 [10], é a energia sonora constantemente transferida por segundo da fonte sonora. Uma fonte de som tem uma potência sonora constante, que não muda se for colocada em um ambiente diferente.

O ensaio para determinar o nível de potência sonora em câmara reverberante pelo método comparativo é normalizado pela ISO 3741:2010. Uma vez que, a fonte está calibrada, o método comparativo é a melhor opção quando se faz um número elevado de experimentos em dias, horários e condições climáticas diferentes.

A câmara utilizada possui uma cavidade (janela) apropriada para instalação do condicionador de ar, conforme indica o fabricante. Uma fonte sonora de referência é usada para efeito de comparação com a fonte sob teste. A fonte sonora de referência consiste basicamente de um ventilador centrífugo, especialmente projetado, acionado por um motor elétrico.

O procedimento para determinar potência sonora em câmara reverberante pelo método comparativo consiste em medir o nível de pressão sonora médio espacial da fonte sonora de referência ($\overline{L'_p}$) e da fonte sob teste ($\overline{L_p}$). O nível de potência sonora da fonte sob teste (L_w), numa dada banda de frequência, é então determinado pela Equação 1, na qual L'_w (valor tabelado, fornecido pelo fabricante da fonte de referência) é o nível de potência sonora da fonte de referência na respectiva banda de frequência,

$$L_w = L'_w + (\overline{L_p} - \overline{L'_p}). \quad (1)$$

Para mensurar o nível de pressão sonora espacial, foi utilizado o equipamento “*rotating microphone boom*” da Brüel & Kjaer. Mede-se com velocidade de rotação de 64 segundos por revolução, assumindo padrão de radiação esférico.

A Figura 5 apresenta o esquema da configuração utilizada em todos os experimentos com finalidade de calcular o nível de potência sonora. Para aquisição dos sinais,

utilizou-se analisador de sinal SCADAS Mobile. O computador com o software e o analisador de sinais estavam na parte externa da câmara. Cada medição teve 254 segundos, tempo necessário para o *rotating* completar quatro voltas.

Todos os resultados de potência sonora apresentados são média de três medições. A barra de dispersão de valores entre as medições não está expressa nos gráficos devido a diferença entre elas ser muito pequena. Dessa forma, confunde a visualização e interpretação dos dados.

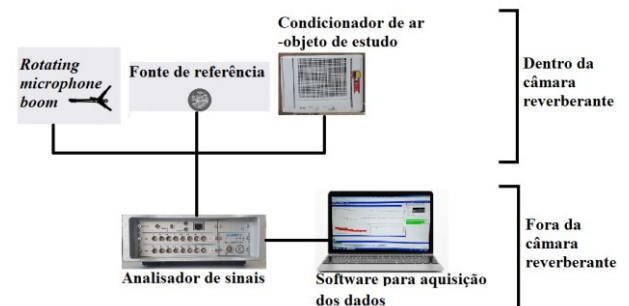


Figura 5: Configuração do experimento para mensurar o nível de potência sonora.

3.2 Análise modal experimental (AME)

Para entender o comportamento estrutural do condicionador de ar, foi realizada uma análise modal em seis placas referentes às duas estruturas do objeto de estudo, aqui denominadas de estrutura de suporte e estrutura de proteção (Figuras 8 e 9).

Entende-se por análise modal o processo pelo qual são identificadas as características dinâmicas inerentes a um sistema, ou seja, suas características naturais, na forma de frequências naturais, fatores de amortecimento e modo de vibração específico.

A análise modal é baseada no fato de que a resposta de vibração de um sistema dinâmico linear pode ser expressa como combinação linear de um conjunto de movimentos harmônicos simples. Esses podem ser designados como modos de vibração natural que ocorrem nas respectivas frequências



naturais, sendo que para cada frequência natural existe um modo de vibração [11].

Dentre as diversas técnicas de análise estrutural, destaca-se a análise modal experimental (AME) que é um conjunto de técnicas experimentais e numéricas considerando o processamento de sinais para se estimar o comportamento vibratório de máquinas e estruturas, com base nos parâmetros modais identificados, a saber: frequências naturais (autovalores), formas modais (autovetores) e amortecimento do sistema. Essas técnicas foram desenvolvidas tendo por base a teoria de sistemas lineares, mais especificamente sistemas lineares invariantes no tempo (obedecendo ao princípio da superposição e a integral de convolução). Nessas técnicas são utilizadas as Funções Resposta em Frequência (FRF) ou as respostas impulsivas desses sistemas como forma de se determinar os parâmetros modais desses sistemas, quando se utiliza as FRF os algoritmos são no domínio da frequência, mas se as respostas impulsivas são utilizadas os algoritmos utilizados são no domínio do tempo.

A AME consiste em estabelecer a relação entre a resposta vibratória e a excitação como função da frequência de excitação. Esta relação é conhecida como Função Resposta em Frequência ($H(\omega)$), ou FRF, que pode ser expressa por:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}, \quad (2)$$

tal que $X(\omega)$ é a amplitude complexa da resposta à excitação e $F(\omega)$ a amplitude complexa da força de excitação [11]. A partir da Equação 2, pode-se definir outros tipos de FRF. A FRF utilizada nesta pesquisa é do tipo mobilidade, definida como:

$$H(\omega) = \frac{\text{velocidade}}{\text{força}} = \frac{V(\omega)}{F(\omega)} \quad (3)$$

tal que $V(\omega)$ é a amplitude complexa da velocidade [11]. As componentes tonais na FRF ocorrem nas frequências naturais do sistema.

Para realizar os testes desta pesquisa, coloca-se o objeto de estudo em condição livre, a fim de garantir o mínimo de interferência externa

possível. Entende-se como condição livre a estrutura pendurada em condições elásticas suficientemente suaves [11].

A AME, nesta pesquisa, foi realizada com vibrômetro a laser PSV-500 “*Scanning Vibrometer*” da fabricante Polytec, que tem como princípio de funcionamento o efeito “doppler”. Um raio laser é emitido pelo equipamento e refletido pela superfície de interesse. Ao ser refletido, o equipamento capta e realiza o tratamento dos sinais de força e de resposta (processados pelo “software” do vibrômetro PSV-500) e quantifica a velocidade pontual de vibração na direção de incidência, ou seja, mede a velocidade instantânea de uma superfície em movimento. Esta técnica tem como vantagem a ausência de contato com a estrutura.

A configuração de montagem para AME é representada na Figura 6 para uma placa plana (estrutura). Foi utilizado excitador eletromagnético (*eletromagnetic shaker*) para excitar a estrutura. Os sinais relativos à excitação são adquiridos com transdutor de força (cédula de força) instalado entre o vibrador e o ponto de excitação da estrutura. Utilizou-se amplificador de sinal para controlar a intensidade do sinal no vibrador, diretamente ligado ao sistema de aquisição (representado com todos os componentes na Figura 7).

O vibrômetro foi posicionado à distância de dois metros da estrutura a ser analisada (Figura 7), o ajuste do feixe do laser é automático, através do software para aquisição de dados.

O tipo de excitação que a estrutura necessita ser submetida está diretamente associada a faixa de frequência de interesse, tamanho da estrutura e a presença ou não de linearidades. Foi usado um sinal do tipo *pseudo-random* com ponderação, onde as frequências mais altas recebem maior intensidade de excitação, para facilitar o aparecimento de modos nestas frequências.

Considerando que a massa das estruturas mensuradas é muito maior do que a massa do *shaker* e do acelerômetro, estes transdutores não influenciam nos resultados (não há adição de massa considerável na estrutura).

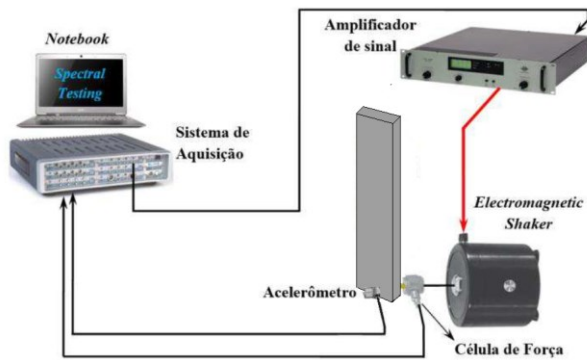


Figura 6: Configurações de montagem da AME.

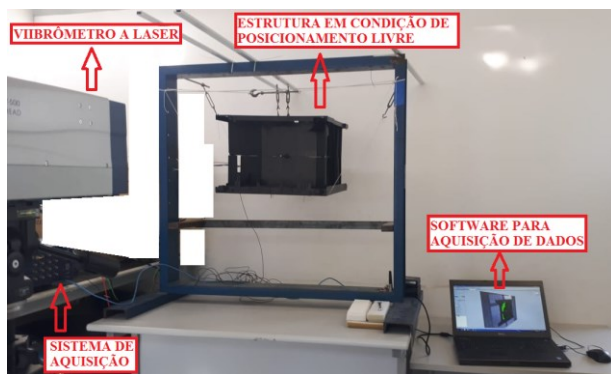


Figura 7: Sistema de aquisição da AME com vibrômetro a laser.

3.2.1 Mensuração das FRF

Estrutura de suporte é a base do condicionador de ar, feita de um material plástico, a qual serve de suporte para motor, compressor, sistema de ventilação e estrutura de proteção. Medem-se apenas duas placas dessa estrutura, indicadas na Figura 8 como placa suporte motor e placa posterior à voluta. Outras placas não foram mensuradas devido às limitações experimentais, como por exemplo, relevos na placa que não permitem o bom funcionamento do vibrômetro a laser.

Todos os componentes foram retirados (motor, compressor, sistema de ventilação e estrutura de proteção) e a estrutura de suporte foi colocada em posição livre, conforme apresenta Figura 7.

A placa suporte motor teve 104 pontos mensurados e a placa posterior à voluta 132 pontos. Cada medição levou um tempo médio de quatro minutos. Os pontos foram distribuídos

em uma distância entre 20 e 25 milímetros entre eles, para obter os modos vibratórios das estruturas. Desta forma, busca-se distribuição uniforme dos pontos nas placas. Vale lembrar que os pontos são visíveis apenas no software, a estrutura não sofre marcações físicas.

A placa suporte do motor foi mensurada em duas condições: sem o motor e com o motor apoiado/parafusado (idêntico à condição de uso).

Entende-se por estrutura de proteção a chapa metálica que envolve a estrutura de suporte e a peça plástica que se instala em frente do condicionador de ar, ou seja, tudo o que se vê sem necessidade de abrir o produto. A estrutura de proteção é parafusada na estrutura de suporte em 13 pontos. Divide-se a estrutura de proteção em quatro partes, aqui denominadas: placa frontal, placa superior, placa lateral direita e placa lateral esquerda (Figura 9). O equipamento condicionador de ar está com todos os componentes instalados (motor, compressor, sistema de ventilação), exatamente como é entregue pelo fabricante, porém desligado. Foi posicionado conforme indica a Figura 7, em condição livre.

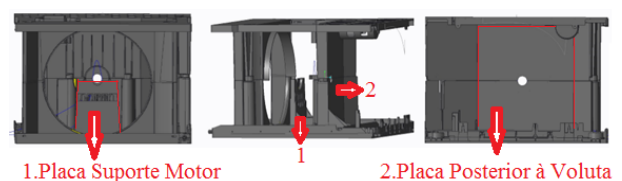


Figura 8: Estrutura de suporte.

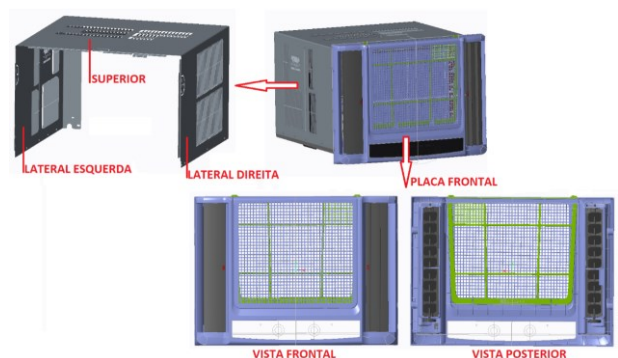


Figura 9: Estrutura de proteção.



Uma malha de pontos de medição para cada placa foi elaborada. A placa frontal foi mensurada em 402 pontos, a placa lateral direita teve 452 pontos de medição, a placa lateral esquerda foi medida em 830 pontos e a placa superior foi mensurada em 844 pontos. Cada medição levou um tempo médio de 8 minutos.

4. RESULTADOS

A princípio, foi realizada uma análise prévia das condições de funcionamento do condicionador de ar, ou seja, mensurou-se o nível de potência sonora das condições de trabalho do equipamento: ventilar (duas velocidades de ventilação) e resfriar (refrigeração).

Seguem comentários relacionados à Figura 10:

O marcador “+” (cor azul) foi utilizado para indicar a curva do sistema em condição máxima. Entende-se por condição máxima o sistema trabalhando com velocidade turbo e botão (*dial*) no máximo [12]. Sabe-se que para esta condição de funcionamento o eixo do rotor gira em 900 rpm. Nesta curva, observam-se componentes tonais em 80 Hz, 160 Hz, 250 Hz, 630 Hz, 1 kHz e 2 kHz.

O marcador “o” (cor vermelho) foi utilizado para indicar a curva do sistema de ventilação em velocidade turbo e o marcador “*” (cor preta) indica a curva do sistema de ventilação em velocidade baixa, em ambas o botão (*dial*) está em ventilar (portanto, compressor está desligado). Em velocidade turbo o rotor gira em 936 rpm e em velocidade baixa em 810 rpm. Em velocidade de ventilação baixa, o equipamento apresenta 4 dB, em nível de ruído global, inferior ao mensurado em velocidade turbo. Nas curvas em preto e vermelho, observa-se ruído de banda larga entre 500 Hz e 2 kHz, característico de sistemas de ventilação.

A curva pontilhada em azul mostra o ruído intrusivo da câmara, ou seja, o NPS característico do ambiente, com o condicionador de ar desligado.

Considerando que o Nível de Potência Sonora (NWS) global do equipamento em condição

máxima é 57,3 dB (A) e que o de ventilação na velocidade turbo é 55,8 dB (A), acreditou-se na possibilidade da fonte de maior intensidade sonora estar presente no sistema de ventilação (ventilador radial).

Também foi mensurado o NWS de cinco configurações de montagem do equipamento (Figura 11). Tem-se por objetivo, conhecer o nível de potência sonora emitido por cada componente trabalhando individualmente no condicionador de ar.

Sabe-se que o ruído emitido também depende da velocidade de rotação do eixo rotor do motor elétrico. Portanto, controlou-se a rotação do motor eletromagnético com *dimmer* (dispositivo que altera voltagem de alimentação do motor e possibilita controlar a rotação do eixo) em 850 rpm para cada configuração.

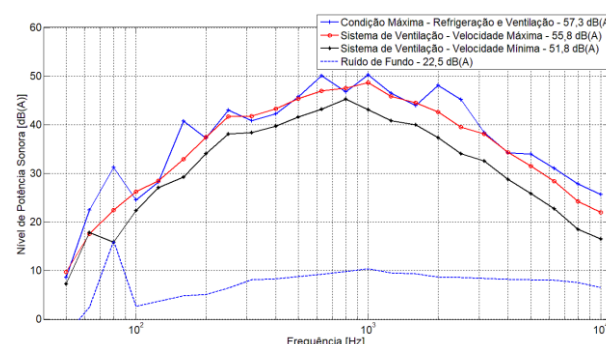


Figura 10: Nível de potência sonora das condições de funcionamento do condicionador de ar.

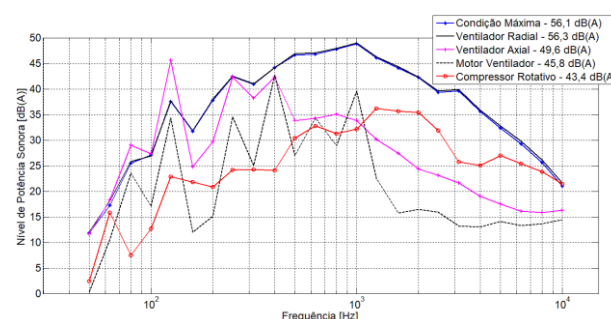


Figura 11: Principais fontes sonoras do condicionador de ar em 850 rpm.

Seguem comentários relacionados à Figura 11:

Tem-se em azul com asterisco (*) a linha que representa a condição máxima. Observa-se que esta se assemelha ao comportamento da linha em preto referente ao ventilador radial (praticamente se sobrepõem) e apresentam aproximadamente o mesmo nível de potência sonora global, em torno de 56 dB (A). Tem-se componentes tonais levemente elevados nas bandas de terço de oitava de 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz e 1 kHz, uma análise mais detalhada foi realizada direcionando maior atenção para estas bandas.

O marcador “+” em rosa faz referência à curva do ventilador axial. Nota-se uma grande componente tonal na banda de terço de oitava de 125 Hz. Isto acontece devido ao desbalanceamento de massas, uma vez que, o ventilador radial foi removido do eixo. E também devido à características do motor eletromagnético, pois as bandas centrais de 250 Hz e 400 Hz também refletem tal comportamento. O nível de potência sonora global está em 49,6 dB (A).

A linha preta tracejada representa o comportamento do motor elétrico, com nível de potência sonora global em 45,8 dB (A). Observa-se componentes tonais em 125 Hz, 250 Hz, 400 Hz, 630 Hz e 1 kHz (referentes as harmônicas múltiplas de 120 Hz se encontram nas bandas de frequências centrais de terço de oitava). Acredita-se que este comportamento influencia na curva apresentada dos ventiladores, uma vez que, o mesmo está em funcionamento nas medições dos ventiladores e comportamento semelhante acontece nas curvas dos mesmos.

A linha em vermelho com círculos representa a potência sonora do compressor rotativo. Apresenta nível de potência sonora global em 43,4 dB (A), o mais baixo mensurado na análise prévia.

Conclui-se com esta análise prévia que a principal fonte sonora está presente no sistema de ventilação. Especificamente no funcionamento do ventilador radial.

4.1 Ventilador radial

O ruído de ventilação pode ser dividido em: mecânico e aerodinâmico. O ruído mecânico pode ocorrer devido desbalanceamento, acoplamentos, vibrações de componentes, rolamentos ou mancais. Já o ruído aerodinâmico é originado devido a turbulência na camada limite e/ou na entrada do fluxo, e desprendimentos de vórtices na borda de fuga da pá.

A fim de quantificar o ruído de ventilação, foi utilizado uma fita adesiva de demarcação da marca 3M para bloquear o fluido em diferentes situações no ventilador radial, conforme Figura 12. Em 12(a) o ventilador está em condição normal de funcionamento, em 12(b) bloqueia-se a exaustão (saída) do ar, em 12(c) bloqueia-se a entrada de ar, em 12(d) bloqueia-se entrada e saída de ar, ou seja, mensurou-se apenas o ruído proveniente do desbalanceamento do sistema.

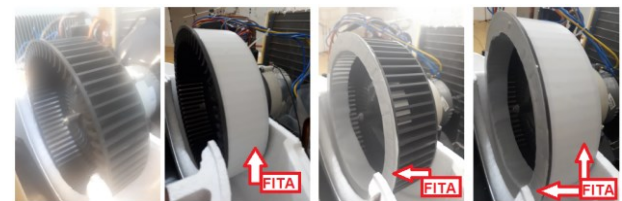


Figura 12: Ventilador radial – “Teste com fita”.

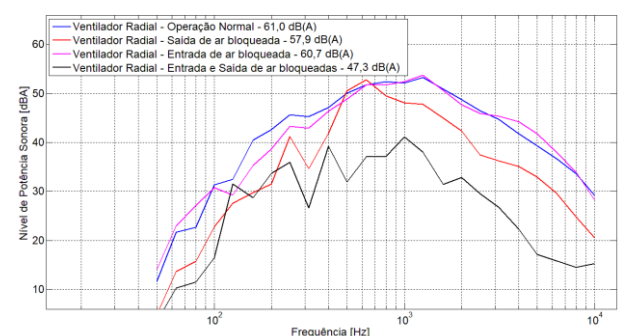


Figura 13: Nível de potência sonora ponderado em A do ventilador radial em 1068 rpm – Fluxo aerodinâmico.

O NPS foi mensurado em ambiente controlado e comparam-se os resultados. Seguem comentários do gráfico da Figura 13:

Em azul tem-se a situação 12(a), o ventilador está em condição normal de funcionamento e



rotação de 1068 rpm. Vale lembrar que o ventilador axial foi removido da outra extremidade do eixo do rotor, o que pode causar desbalanceamento. Observa-se curva característica espectral de banda larga em médias e altas frequências, devido escoamento de ventilação turbulento dentro da voluta.

Em vermelho tem-se a situação 12(b), onde o fluxo de saída do ar foi bloqueado. Observa-se redução em aproximadamente 3 dB (A) do nível global de ruído emitido. A redução só não acontece entre 5 kHz e 10 kHz, devido escoamento que ainda ocorre na cavidade.

Em rosa tem-se a situação 12(c), onde a entrada de ar é bloqueada. Nessa situação a curva quase não difere da condição normal e funcionamento. Uma vez que, o bloqueio só ocorreu na parte frontal, o ar consegue entrar pela lateral interna e o regime de escoamento não sofre modificações significativas.

Em preto tem-se a situação 12(d), onde bloqueia-se a passagem de ar pelas hélices do ventilador, ou seja, foi mensurado apenas vibração estrutural. Pode-se notar que o nível de ruído global emitido reduziu em aproximadamente 14 dB (A).

A redução acontece principalmente nas médias e altas frequências, região onde o ruído de escoamento de ventilação prevalece.

Logo, pode-se concluir que as maiores contribuições para o ruído deste sistema são provenientes da interação fluido-estrutura, pois quando bloqueia-se totalmente o escoamento do fluido, observa-se elevada redução do nível de potência sonora emitido.

4.2 Análise do motor elétrico

O motor ventilador, objeto de estudo neste capítulo, também chamado de motor rotativo, é um motor de indução eletromagnética com duas velocidades de rotação e seis polos, o que caracteriza 1200 rpm. Considerando alimentação de rede de 60 Hz, tem-se que a frequência fundamental é 60 Hz, assim, a primeira harmônica do motor está em 120 Hz.

Logo, deve-se evitar que as dimensões da cavidade em que o mesmo está inserido não forme modos acústicos em frequências próximas de 120 Hz.

Com auxílio de um tacômetro digital, foi observado que o motor trabalhando sem carga, ou seja, sem os ventiladores nas extremidades, tem rotação de 1184 rpm.

Existe um fenômeno definido como escorregamento em motores de indução. A velocidade do campo girante nem sempre possui a mesma velocidade no rotor [13]. A velocidade no rotor (1184 rpm) sempre é menor do que a velocidade do campo magnético (1200 rpm), devido a fatores como atrito gerado entre os rolamentos e o eixo do rotor, cargas (principalmente), entre outros.

Desta forma, entende-se por escorregamento a diferença entre a velocidade do campo girante magnético do motor (N_s) e a velocidade medida no eixo do motor (N). Em porcentagem, pode ser calculado pela Equação 4.

$$\text{Escorregamento} = \frac{(N_s - N)}{N_s} \times 100 \quad (4)$$

Recomenda-se escorregamento entre 5% e 10%. Quanto maior escorregamento maior o consumo de energia e maior o ruído emitido [13].

Sendo assim, com auxílio de um tacômetro foi mensurada a velocidade do rotor. Com carga: rotação varia entre 810 rpm e 936 rpm. Observa-se escorregamento entre 22% e 32%. Com carga e compressor ligado (utilizam o mesmo capacitor): rotação varia entre 780 rpm e 900 rpm, trabalhando com escorregamento entre 25% e 35%. Portanto, observa-se que o motor ventilador trabalha com sobrecarga.

4.2.1 Atenuação dos caminhos de transmissão

Com a finalidade de quantificar quanto o motor elétrico transmite de vibração para a estrutura, a base é modificada com o intuito de reduzir ao máximo o contato físico deste com o restante do

equipamento, conforme indica Figura 14. Fez-se uma base com molas helicoidais para o motor e cortes na placa posterior à voluta para garantir que este esteja em condição livre dentro do equipamento. Para facilitar o entendimento dos resultados, utiliza-se a seguinte nomenclatura: motor com base original sem modificações está “acoplado” e motor com base modificada sob molas está “desacoplado”.

Então, compara-se o nível de potência sonora do condicionador de ar com o motor acoplado com o nível de potência sonora do condicionador de ar com o motor desacoplado (Figura 15). Tem-se redução de aproximadamente 12 dB (A) no nível global de potência sonora.

Observe a Figura 16. Nota-se que a componente tonal na banda de terço de oitava em 125 Hz do ventilador axial desaparece com o desacoplamento do motor da estrutura (reduz de aproximadamente 35 dB(A) para 23 dB(A)), mas aumenta a instabilidade (devido ao motor estar “livre”).

A Figura 17 apresenta o comportamento da estrutura devido funcionamento do ventilador radial. Nota-se ausência da componente tonal presente na frequência de 125 Hz da banda de terço de oitava com o desacoplamento do motor. Percebe-se que o ruído aéreo excita a placa interna, pois a mesma tem alta velocidade, conforme indica curva verde (velocidade na placa interna devido à operação do ventilador radial).

Com estas análises pode-se observar que existe um modo coincidente com a primeira harmônica do motor na cavidade em que o mesmo está inserido (na banda central de terço de oitava de 125 Hz). Também foi concluído que o motor trabalha com sobrecarga, uma vez que o escorregamento é muito alto.

Quando o ventilador radial está em operação, a velocidade na placa interna amplia. Ao desacoplar o motor da estrutura a velocidade continuou ampliada (Figura 17), ou seja, o excitador da estrutura continuou presente no sistema. Uma vez que, o motor estava desacoplado, a excitação não ocorre via estrutura. A excitação ocorre via aérea. Portanto, observa-se influências de

características aerodinâmicas na vibração da placa interna.

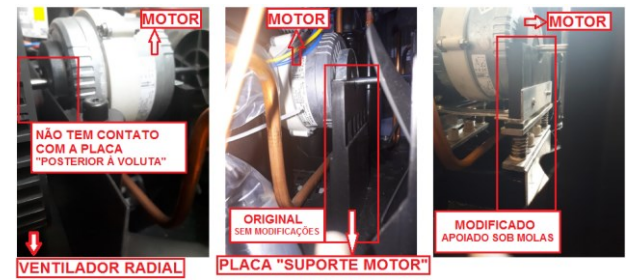


Figura 14: Motor livre / desacoplado da estrutura.

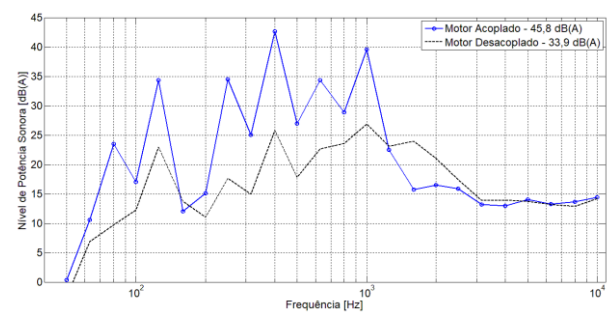


Figura 15: Nível de potência sonora do motor acoplado e desacoplado.

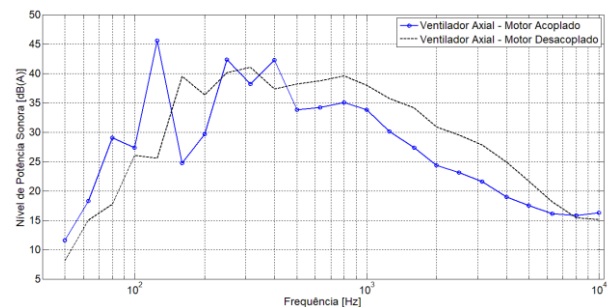


Figura 16: Nível de potência sonora do ventilador axial e do motor desacoplado.

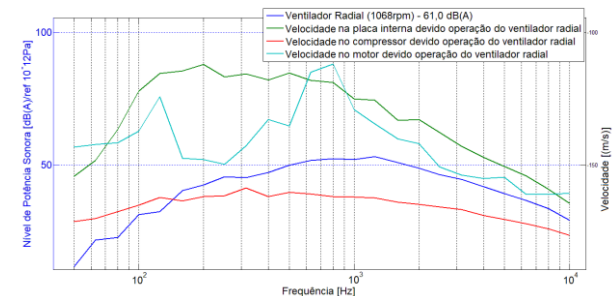


Figura 17: Nível de potência sonora do ventilador radial e velocidade estrutural com o motor desacoplado.



4.3 Análise estrutural do equipamento

Na “placa superfície voluta”, encontra-se o primeiro modo em 139 Hz e o segundo modo em 265 Hz. A placa suporte do motor apresenta primeiro modo em 140 Hz na condição sem o motor e primeiro modo em 125 Hz com o motor.

Nota-se que em todas as situações encontram-se modos longitudinais presentes na mesma banda de terço de oitava que a primeira harmônica do motor elétrico.

Com esta análise, conclui-se que a componente tonal existente na banda de um terço de oitava de 125 Hz acontece devido um modo da estrutura de suporte que se propaga na cavidade do condicionador de ar e coincide com a primeira harmônica do motor eletromagnético.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O maior emissor de ruído do condicionador de ar é o ventilador radial, devido à geração de ruído aeroacústico. O ruído é originado pela turbulência na camada limite e/ou na entrada do fluxo e desprendimentos de vórtices na borda de fuga da pá do ventilador. Quando se bloqueia entrada e saída de ar deste ventilador, ou seja, quando se mensura apenas o ruído mecânico devido ao desbalanceamento, há uma redução de aproximadamente 14 dB(A) no NWS global. Este experimento evidenciou que o ruído é de procedência aerodinâmica. Observou-se ruído espectral de banda larga entre 700 Hz e 2 kHz, com NWS acima de 45 dB(A), essa é uma região do espectro que pode afetar a inteligibilidade da fala no ambiente em que o condicionador de ar esteja operando.

Existe um modo da estrutura de suporte (125 Hz) muito próximo da primeira harmônica do motor elétrico (120 Hz). Logo, observa-se ressonância mecânica estrutural. Quando o motor é desacoplado desta estrutura, nota-se redução de aproximadamente 12 dB(A) do NWS global, além de que o motor ventilador trabalha com sobrecarga.

Com o motor desacoplado também foi possível observar desaparecimento da componente tonal

em 120 Hz da curva do ventilador axial e aparecimento de banda larga entre 400 Hz e 2 kHz.

Portanto, recomenda-se um motor que não trabalhe com sobrecarga no sistema e um melhor isolamento mecânico entre o motor e a estrutura do condicionador de ar.

REFERÊNCIAS

- [1] BERTONI, Jairo. et al. A história do ar condicionado. Disponível em: <http://www.webarcondicionado.com.br/a-historia-do-ar-condicionado>.
- [2] INCROPERA. Frank P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, sexta edição, tradução e revisão técnica Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pessoa. Rio de Janeiro: LTC. 2008.
- [3] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10152: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro, 2017.
- [4] BHATIA, A. B. E. Overview of Noise Control and HVAC Acoustics in Buildings. PDHOnline pp 1-72, 2012.
- [5] BISTAFA, S. R. Acústica aplicada ao controle de ruído. 3ª edição. São Paulo: Blucher, 2018.
- [7] CORY, W. Fans and Ventilation - A practical guide. [S.l.]: Elsevier, 2005. 457 p.
- [8] SHARLAND, I. J. Sources of noise in axial flow fans. Journal of Sound and Vibration. Elsevier, v. 1, n. 3, p. 302–322, 1964.
- [9] NEUMAN, W. L. (1994). Social Research Methods: Qualitative and Quantitative Approaches. U.S.: Pearson.
- [10] ISO 3741:2010. Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Precision methods for reverberation test rooms. Third Edition. UK, 2010.
- [11] EWINS, D. J. Modal Testing: Theory, Practice and Application. Second edition. Inglaterra: Research Studies Press LTDA. 2000.
- [12] PERINI, Emanuelle. Caracterização experimental das fontes de ruído em aparelho condicionador de ar do tipo janela. Pós graduação em Engenharia Mecânica – UFSC. Florianópolis, 2020.
- [13] FITZGERALD & KINGSLEY'S. Electric Machinery, 7th Edition. The McGraw-Hill Global Education Holdings. New York 2014.