

COMPENSAÇÃO DA VARIAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO DE ROTORES FLEXÍVEIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

R. S. A. Moraes, Ricardo.moraes@gmail.com¹

F.R. Gouveia, filipe.gouveia@fcagroup.com²

1Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Pernambuco, Brasil

2Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica, Paraíba, Brasil

Resumo: Na solução de um problema de vibração veicular, vinda do eletro-ventilador, foi percebido que realizando o balanceamento estático em uma rotação próxima da velocidade de operação, a amplitude da vibração foi reduzida para um nível aceitável. Feito um mapeamento do nível de desbalanceamento estático, em bancada de teste, com a rotação variando de 1500 até 3400 rpm, com o uso do método de balanceamento pelo coeficiente de influência, constatou-se que a fase do desbalanceamento variou linearmente com a velocidade e que a amplitude do desbalanceamento reduziu proporcionalmente ao aumento da velocidade. Em testes adicionais realizados no veículo aquecido, para verificar o efeito da temperatura, foi percebido que o comportamento da variação da fase do desbalanceamento não mudou, com relação aos testes de bancada, mas a amplitude do desbalanceamento passou a elevar com o aumento da velocidade. Após equacionar o comportamento do desbalanceamento em bancada e no veículo quente, foi proposta uma modificação do método de balanceamento pelo coeficiente de influência, de forma a tornar possível balancear o eletro-ventilador em uma temperatura e velocidade diferentes da operacional, ajustando a posição e o valor da massa de balanceamento adicionada ao rotor, de forma a compensar a variação do desbalanceamento. O método modificação foi comparada ao padrão, e sua eficiência foi comprovada pela redução da vibração veicular para níveis toleráveis.

Palavras-chave: Balanceamento de rotores flexíveis. Balanceamento de eletro-ventiladores. Desbalanceamento variável.

1. INTRODUÇÃO

Na indústria, eletro-ventiladores são balanceados por máquinas sofisticadas que informam ao operador a quantidade de massa e a posição que deve ser colocada para melhorar a distribuição de massa radial. A velocidade de rotação durante o balanceamento nem sempre é igual a velocidade operacional no veículo. Isso não gera problemas em rotores rígidos, pois seu comportamento é linear em toda faixa de rotação, mas em rotores flexíveis o desbalanceamento deixa de ser uma constante e portanto, varia em função da rotação. (FERREIRA e PAIS, 2013)

Outro fenômeno importante é devido à variação da temperatura, quando o veículo está parado no trânsito, sem a ventilação natural, gerada pelo deslocamento do carro, a temperatura na região do motor pode superar 100°C, enquanto a temperatura ambiente durante o processo de balanceamento em um galpão refrigerado pode ser inferior a 30°C. Considerando um rotor pouco rígido, a diferença entre a temperatura de operação do eletro-ventilador e a de balanceado é superior a 70°C portanto, o comportamento dinâmico do rotor será diferente nas duas situações, de forma que essa variação pode prejudicar a eficiência do balanceamento.

O objetivo desse trabalho é propor uma modificação do método de balanceamento pelo coeficiente de influência, aplicado a rotores flexíveis, de forma a compensar o efeito da variação do desbalanceamento em função da velocidade e temperatura de operação.

2. METODOLOGIA

2.1. Método de balanceamento pelo coeficiente de influência

De acordo com Lacerda (1990) o método de balanceamento pelo coeficiente de influência é o mais usado no balanceamento de rotores flexíveis. Em função da variação de vibração ao se adicionar uma massa de teste ao rotor, é determinado o coeficiente de influência e, então, é calculada a massa que será capaz de reduzir ao mínimo o nível de vibração.

Segundo Magalhães, “no método de coeficiente de influências, mede-se a vibração em forma de vetor, ou seja, um elemento com amplitude e fase. No entanto, este método requer uma instrumentação que registre a medição da fase” (2013, p.17).

Outro fator que não pode ser negligenciado é a temperatura de operação dos rotores. Em um dia ensolarado, em um trânsito pesado na cidade, a temperatura do vão do motor pode superar 100°C. Neste aumento de temperatura, as características mecânicas do rotor variam, acarretando a queda de rigidez e o aumento das deformações geradas pelas cargas aerodinâmicas (SALDARRIAGA, 2002).

De acordo com Pereira (2005), para um eixo engastado sobre efeito de uma força, o deslocamento pode ser calculado como a força atuante dividida pelo coeficiente de restrição ao movimento, que será chamado de constante elástica.

$$\text{Deslocamento} = \frac{\text{Força}}{\text{Constante elástica}} \quad (1)$$

Nos cálculos a seguir, serão usados os fasores do vetor desbalanceamento, deslocamento do rotor e da massa de teste, que serão as representações dos vetores pelos seus módulos e ângulos com relação o eixo da abscissa.

Substitui-se o lado direito da expressão matemática (1), pelo fasor da força, função do desbalanceamento, dividida pelo fasor do coeficiente de restrição, que é a sensibilidade da movimentação do eixo sobre uma carga.

A unidade do desbalanceamento para eletro-ventiladores é usualmente o g · mm, diferente das expressões anteriores, em que a unidade era o kg · m e a unidade do deslocamento é o mm.

$$\dot{A}(mm \angle \text{Fase}) = \frac{\dot{U}}{\dot{S}} \left(\frac{g \cdot mm \angle \text{grau}}{g \angle \text{grau}} \right) \quad (2)$$

$\dot{A}$ é o fasor deslocamento, $\dot{U}$ é o fasor desbalanceamento e $\dot{S}$ é o fasor sensibilidade.

Ao se adicionar uma massa conhecida em uma posição conhecida, está sendo acrescentado ao desbalanceamento um novo fasor $\dot{W}$, gerando um novo fasor amplitude $\dot{B}$.

$$\dot{B} = \frac{\dot{U} + \dot{W}}{\dot{S}} \left(\frac{g \cdot mm \angle \text{grau}}{g \angle \text{grau}} \right) \quad (3)$$

Expandindo a expressão matemática (3), obteremos:

$$\dot{B} = \frac{\dot{U}}{\dot{S}} + \frac{\dot{W}}{\dot{S}} = \dot{A} + \frac{\dot{W}}{\dot{S}} (mm \angle \text{grau}) \quad (4)$$

Ou:

$$\dot{B} - \dot{A} = \frac{\dot{W}}{\dot{S}} (mm \angle \text{grau}) \quad (5)$$

Portanto, o fasor sensibilidade é:

$$\dot{S} = \frac{\dot{W}}{\dot{B} - \dot{A}} (g \angle \text{grau}) \quad (6)$$

Então, o fasor desbalanceamento inicial $\dot{U}$ pode ser determinado da seguinte forma.

$$\dot{U} = \dot{S} \cdot \dot{A} (g \cdot mm \angle \text{grau}) \quad (7)$$

2.2. Bancada de Teste

Para realizar o balanceamento, foi necessária uma bancada de testes, ela precisava ser rígida para suportar o peso e as cargas geradas pelo rotor, sua frequência natural deve estar fora da faixa de rotação do rotor (KALLMANN, 1949; SILVA e SALES, 2012).

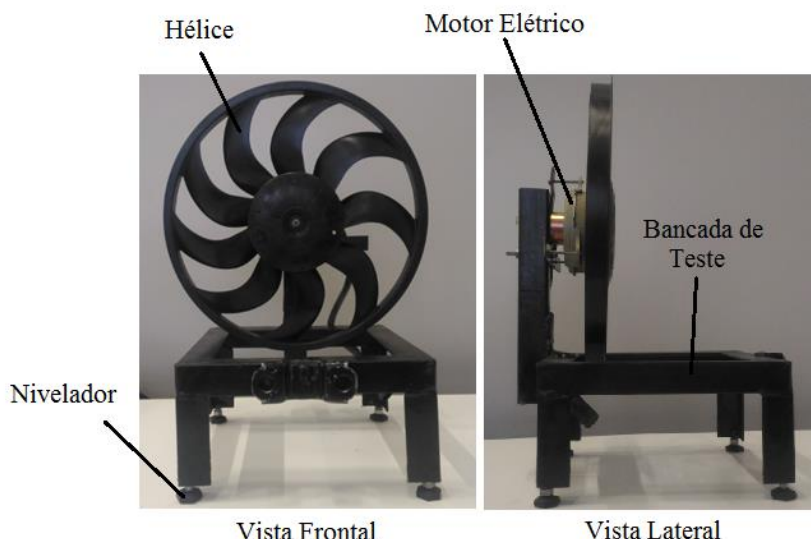


Figura 1 – Bancada de teste com o eletro-ventilador montado
Fonte: Autoria própria.

Para aquisição de dados, foi usado o Sistema de Aquisição SCADAS mobile SCM205 e mais dois sensores foram usados, um acelerômetro PCB, modelo T356A16, fixado na carcaça do motor elétrico, e um tacômetro, que mede a velocidade de rotação do rotor através de uma caneta que envia e recebe um pulso por rotação através de adesivo refletor colado na hélice.

2.3. Procedimento do teste experimental

Diferente do método de balanceamento pelo coeficiente de influência clássico que avalia o desbalanceamento com o rotor em velocidade constante, os dados foram obtidos com o rotor submetido a uma rampa de aceleração.

Inicialmente os testes foram feitos em bancada de teste, variando a rotação do eletro ventilador entre 1500 e 3400 RPM. Durante a rampa de aceleração, a cada 10 RPM, a vibração e a rotação são medidas gerando um ponto das curvas de vibração e fase.

Para demonstração da metodologia de processamento, na figura 2, pode ser vista a amplitude da primeira ordem do descolamento do sistema em função da velocidade de rotação, que representa o módulo do fasor deslocamento $\dot{A}$, abordado na expressão matemática (2).

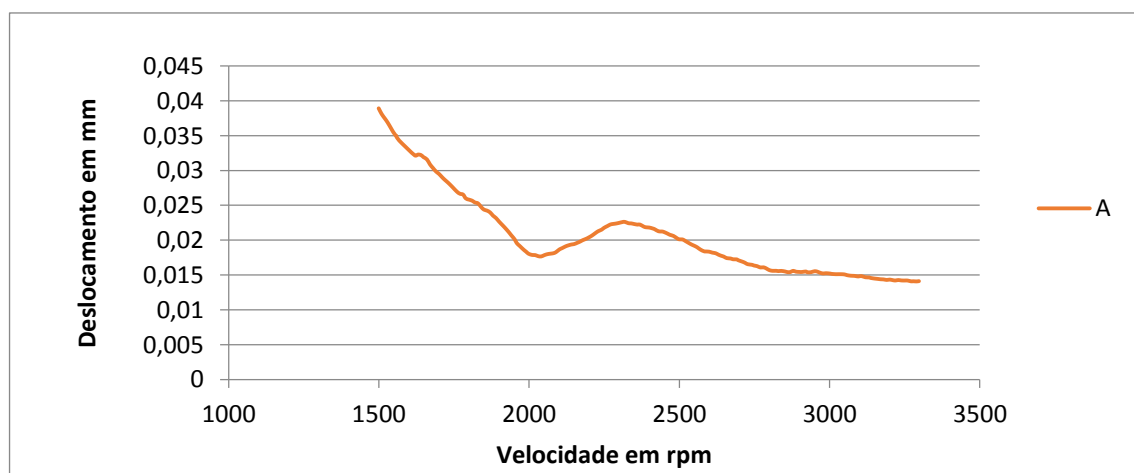


Figura 2 – Deslocamento inicial em função da rotação.
Fonte: Autoria própria.

Na Figura 3, pode ser observada a fase da primeira ordem do vetor deslocamento em função da velocidade de rotação, que representa a fase do fasor deslocamento $\dot{A}$, abordada na expressão matemática (2).

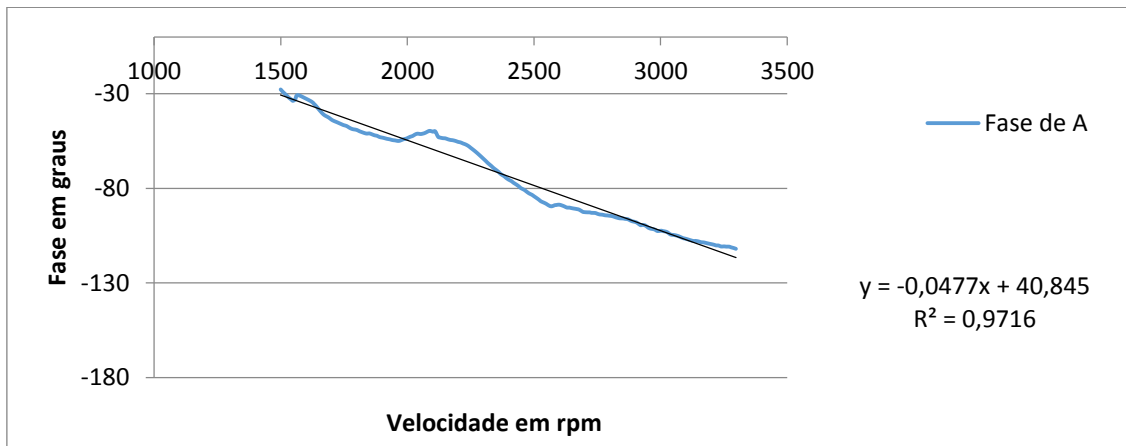


Figura 3 – Fase inicial em função da rotação.

Fonte: Autoria própria.

É então adicionada ao eletro-ventilador uma massa de 0,18g a uma distância de 185 mm do centro do disco, em um ângulo de 140° de um ponto escolhido como o ângulo 0° , de tal forma que o fator do momento de inércia adicionado ao sistema tem um valor $\dot{W}=33,12 \text{ g}\cdot\text{mm} \angle 140^\circ$.

Refazendo o teste, da mesma maneira, obteremos os valores da amplitude e da fase para o novo fator deslocamento $\dot{B}$, que pode ser visto nas figuras 4 e 5.

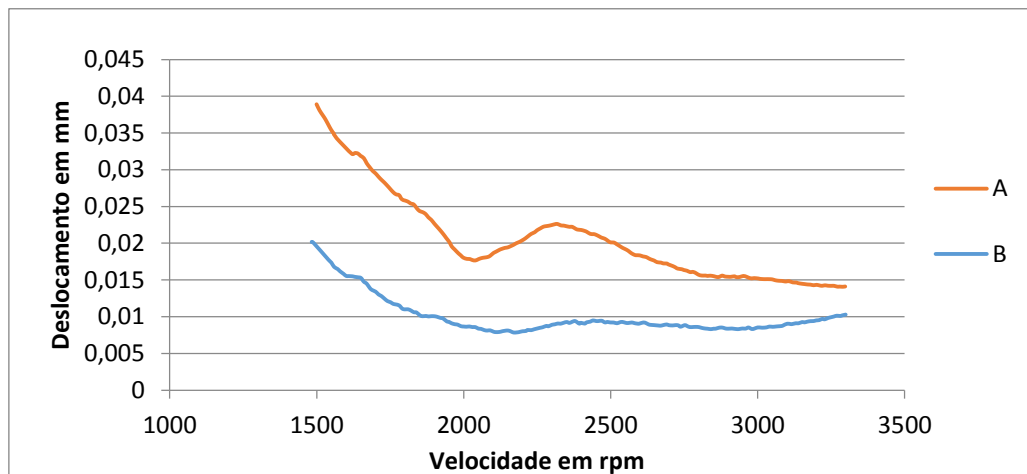


Figura 4 – Deslocamento antes e depois de adicionar a massa conhecida.

Fonte: Autoria própria.

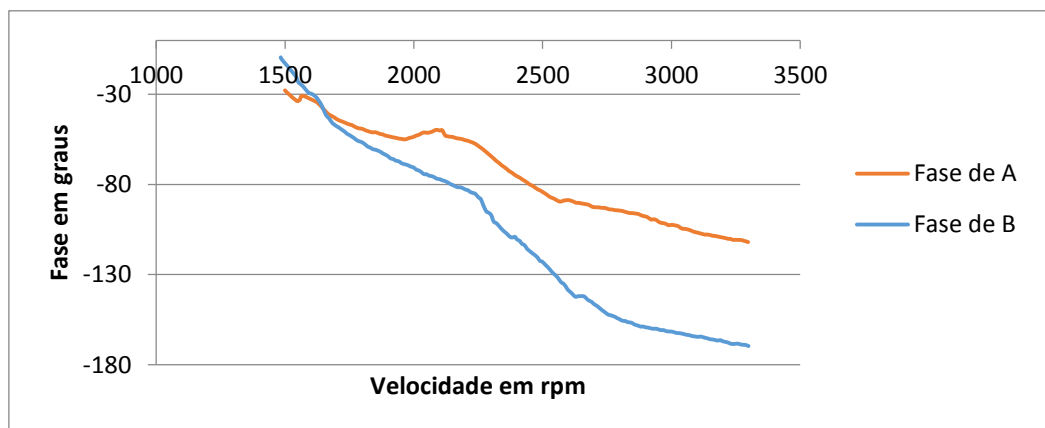


Figura 5 – Fase antes e depois de adicionar a massa conhecida.

Fonte: Autoria própria.

Nas Figuras 6 e 7, estão as representações gráficas da amplitude e fase desbalanceamento calculado pela equação (7)

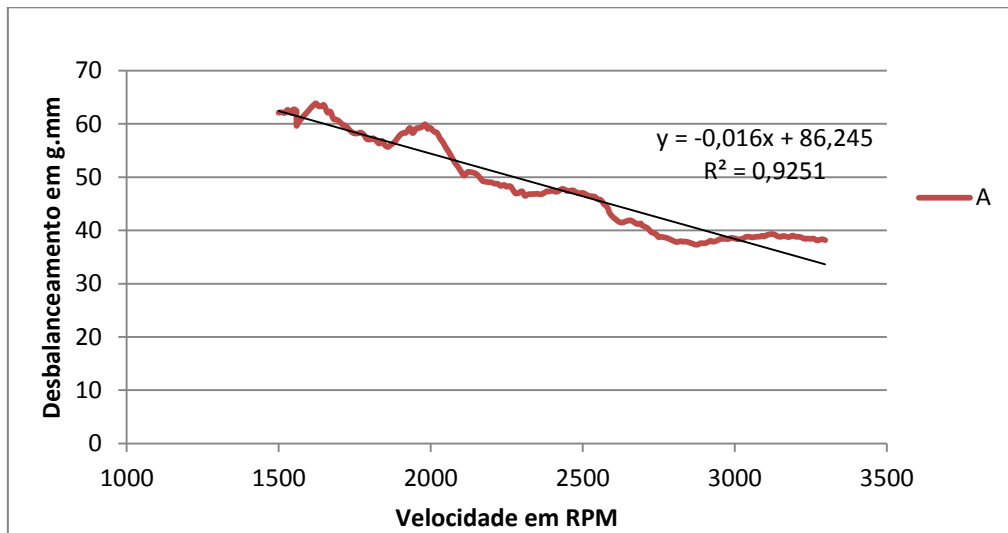


Figura 6 – Amplitude do desbalanceamento do rotor em função da velocidade de rotação
Fonte: Autoria própria.

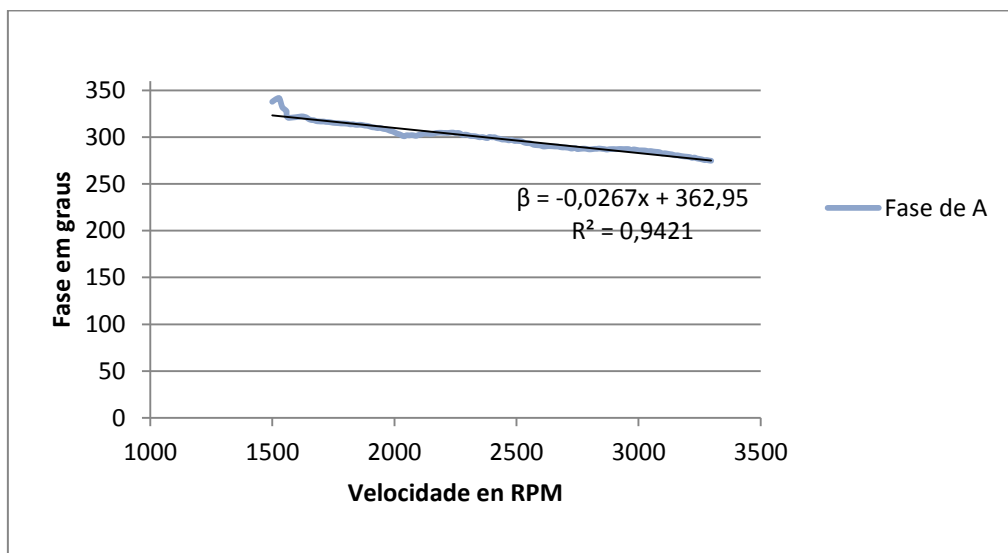


Figura 7 – Fase do desbalanceamento do rotor em função da velocidade de rotação
Fonte: Autoria própria.

Como pode ser observado nas figuras 6 e 7 em toda a faixa de aquisição, o valor de desbalanceamento em amplitude e fase variam linearmente com a rotação e ocorreram variações superiores a 30 g.mm em amplitude e a 50° de fase no desbalanceamento do rotor

2.4. Resultados dos Testes Realizados a Frio

Nos testes com o veículo frio, o acelerômetro foi colocado em um dos parafusos de fixação do motor do eletro-ventilador. O teste foi feito com o carro frio e desligado, para reproduzir as mesmas características dos testes de bancada. De forma similar ao teste de bancada, foi usada uma fonte de corrente contínua para forçar uma rampa de aceleração do eletro-ventilador com uma rotação de 1500 rpm até 3400 rpm.

Pode ser verificado na Figura 8, que a variação resultado no veículo frio e na bancada foi pequena, com uma média de 6,59°

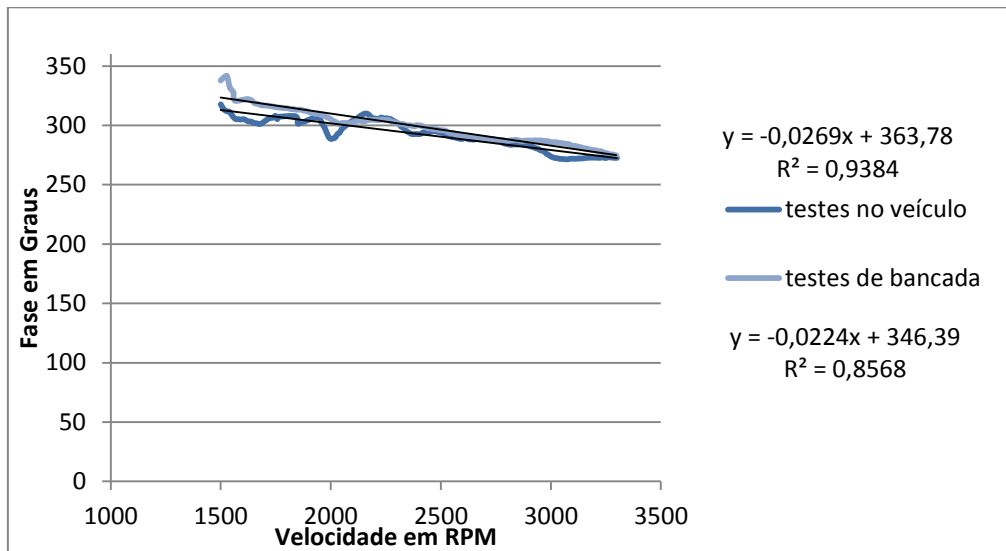


Figura 8 – Fase do desbalanceamento no veículo frio
Fonte: Autoria própria.

Pode ser verificado na Figura 9 que a variação resultado no veículo frio e na bancada foi pequena, com uma variação de aproximadamente 3 g.mm.

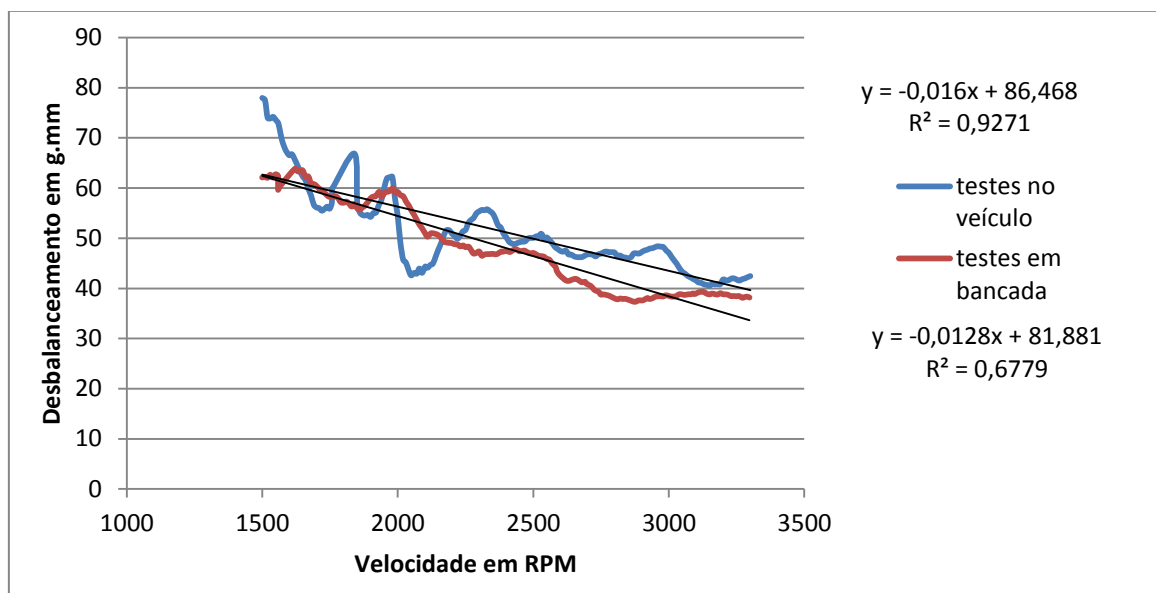


Figura 9 – Amplitude do desbalanceamento no veículo frio
Fonte: Autoria própria.

2.5. Testes Realizados a Quente

Esses testes foram realizados da mesma forma que o teste a frio, porém com o carro ligado e ar-condicionado desligado.

O veículo foi aquecido por 30 minutos com o eletro ventilador funcionando a 1500 RPM.

A aquisição foi iniciada com a temperatura do líquido refrigerante do radiador em 90° C, com o termostato do líquido de arrefecimento acionado.

2.6. Resultado dos Testes Realizados a Quente

Na Figura 10 está a o gráfico da fase do desbalanceamento do eletro ventilador testado no veículo quente. A fase não variou muito com relação aos testes realizados em bancada e o erro médio foi de 2,31°.

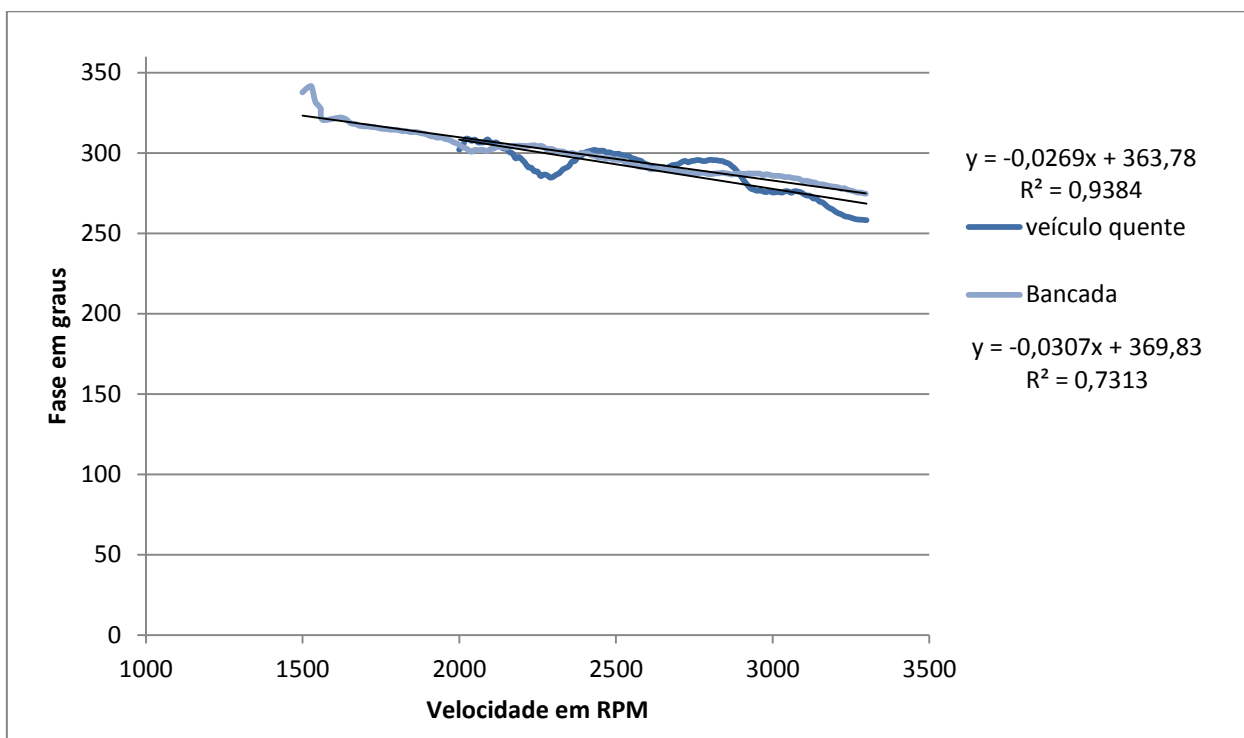


Figura 10 –Fase do desbalanceamento no veículo quente

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 11, está o gráfico da amplitude do desbalanceamento do teste de bancada comparado com o teste realizado com o veículo quente. Diferente da fase, a amplitude obteve comportamento diferente do teste de bancada.

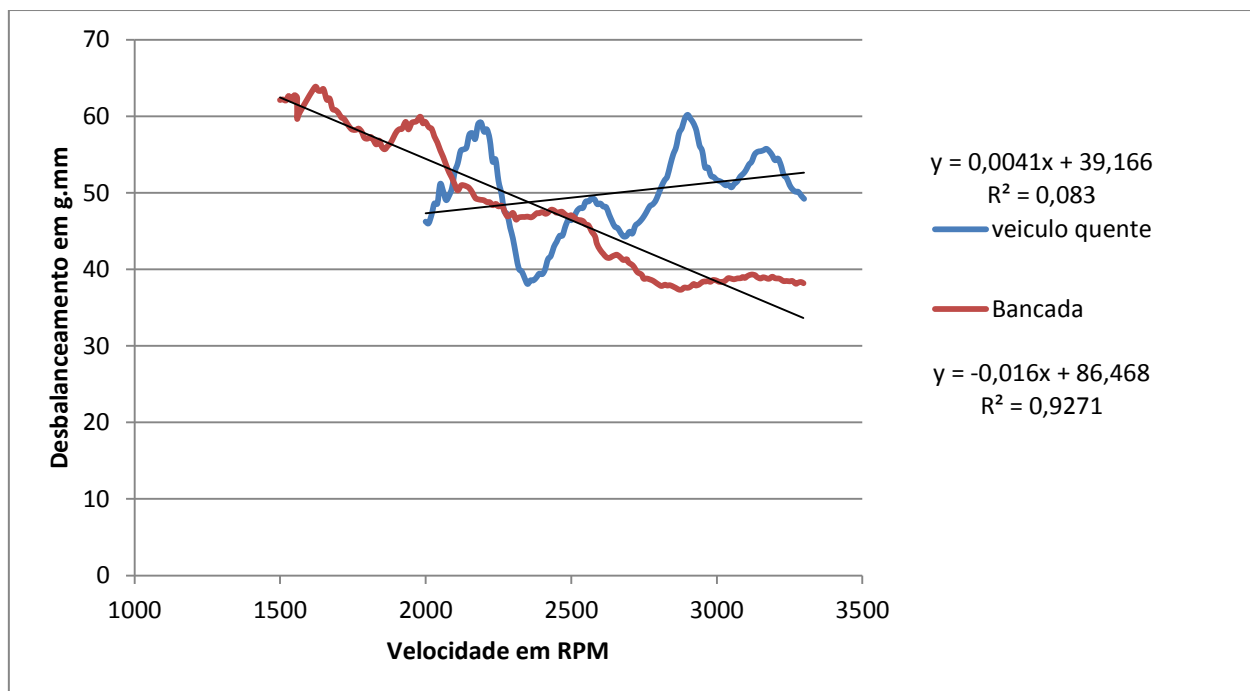


Figura 11 –Amplitude do desbalanceamento no veículo quente

Fonte: Autoria própria.

O valor do desbalanceamento operacional aumentou devido ao efeito da temperatura. Independente da rotação escolhida para realizar o balanceamento, o valor ainda estaria fora de 10 g mm, que a produção se compromete em entregar.

3. RESULTADOS

Considerando que a fase do desbalanceamento não variou com o aumento da temperatura e que apenas o desbalanceamento variou. Se apenas a quantidade de massa adicionada ao eletro durante o balanceamento for alterada, será possível compensar a variação do desbalanceamento gerada pelo efeito térmico.

Mesmo balanceando o eletro ventilador na velocidade de 2950 RPM o desbalanceamento residual é de 12,87 g.mm, portanto para compensar esse valor, é preciso elevar o momento de inercia em 12,87 g.mm para realizar o balanceamento adequado.

Após a análise do comportamento de oito eletro ventiladores, foi desenvolvida uma equação para a correção do desbalanceamento verificado em bancada e o desbalanceamento operacional no veículo quente.

$$\dot{W}_{cor} = Dc - 0,01236 \cdot (Vo - Vn) \text{ gmm} \angle (0,0273 \cdot (Vo - Vn) - Fc)^\circ \quad (8)$$

Onde:

Dc = Desbalanceamento calculado no balanceamento.

Vo = Velocidade de rotação operacional.

Vn = Velocidade de rotação do processo de balanceamento.

Fc = Fase do desbalanceamento calculado no balanceamento.

$\dot{W}_{cor}$ = Fator da massa de balanceamento corrigida.

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho mostrou-se que a temperatura de funcionamento e a velocidade de rotação do eletro ventilador são variáveis importantes no cálculo do desbalanceamento operacional e que esse fenômeno pode ser compensado para garantir um bom balanceamento.

Para o eletro ventilador estudado, verificou-se que considerando apenas o efeito da variação de velocidade de rotação, com o eletro ventilador funcionando em 2950 RPM, a velocidade de rotação mínima adequada para fazer o balanceamento é de 2500 RPM e idealmente de 2950 RPM.

Para o eletro ventilador estudado, verificou-se que considerando os efeitos da variação de rotação e da temperatura em conjunto, é necessário elevar o momento de inercia da massa adicionada em 14,5 g mm e balancear a uma velocidade mínima de balanceamento de 2800 RPM, idealmente de 3100 RPM.

5. REFERÊNCIAS

- CORREIA, F. A. G. Determinação de Características de Desempenho de Mancais Radiais Elípticos Utilizando o Método de Elementos Finitos. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, 109p., 2007.
- FERREIRA R.F. e PAIS L.S. Processo de balanceamento em alta rotação e a caracterização de rotores rígidos e flexíveis, 9º Fórum de Turbomáquinas Petrobras, Rio de Janeiro, 2013.
- GÓZ, RICARDO DAMIÃO. Balanceamento de Rotores. s.l. : R&T Análise de Vibrações e Balanceamento, 49p., 2013.
- LACERDA, H. Racionalização do Método dos Coeficientes de influência Aplicado ao Balanceamento de Rotores Flexíveis. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 1990.
- KALLMANN, H. E. *Balancing machine*. U.S. Patent n. 2.461.645, 15 fev. 1949.
- MAGALHÃES, L.D. Balanceamento de Rotores Utilizando os Métodos dos 3 Pontos e do Coeficiente de Influência. 49p. Trabalho de Conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.
- PEREIRA, J. C. Introdução à dinâmica de rotores. Apostila do curso de dinâmica de rotores do Departamento de engenharia mecânica da UFSC, 2005
- SALDARRIAGA, M.R.V. Balanceamento de Rotores Flexíveis Sem Usar Massa de Teste. 124p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2002.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

COMPENSAÇÃO DA VARIAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO DE ROTORES FLEXÍVEIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

R. S. A. Moraes, Ricardo.moraes@gmail.com¹

F.R. Gouveia, filipe.gouveia@fcagroup.com²

¹Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Pernambuco, Brasil

²Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica, Paraíba, Brasil

Abstract. *In the solution of a vehicle vibration problem, coming from the electro-fan, it was realized that by performing static balancing at a speed close to the operating speed, the vibration amplitude was reduced to an acceptable level. A mapping of the static unbalance level in a workbench by setting a variation from 1500 to 3400 rpm using the influence coefficient balancing method showed that the unbalance phase changes linearly with the speed and that the unbalance amplitude reduces in proportion to the increase of speed. In additional tests performed on the heated vehicle, to verify the effect of the temperature, it was noticed that the behavior of the unbalance phase variation did not change, with respect to the tests of bench, but the unbalance amplitude began to rise with the increase of speed. After equate the unbalance behavior on the bench and on the hot vehicle, a modification of the influence coefficient balancing method was proposed, in order to turn possible to balance the electro-fan at a different temperature and speed from the operational one, adjusting the position and the value of the balancing mass added to the rotor, compensating the unbalance variation. The modified method was compared to the standard, and its efficiency was proven by the reduction of vehicular vibration to tolerable levels.*

Keywords: *Flexible Rotor balancing , Balance of electric fans, Variable unbalance .*