

5 Concepção e Projeto da Bancada

5.1 Introdução

O principal objetivo no projeto da bancada é simular o fenômeno da instabilidade em um rotor. O rotor foi desenvolvido a partir de um preexistente no Laboratório de Dinâmica e Vibrações do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-RIO. Foram feitas modificações a fim de introduzir um mancal hidrodinâmico que apresentasse instabilidade abaixo do limite de velocidade de 7.500 rpm permitido pelo motor elétrico e inversor de frequência. É feita uma descrição do rotor, instrumentação usada e apresentados resultados dos ensaios experimentais.

5.2 Descrição do Rotor

Após diversas simulações no programa ROMAC, variando-se parâmetros como diâmetro D , largura L e folga do mancal f , bem como peso w do disco, chegou-se à configuração final mostrada na figura 5.1. A fim de facilitar o escoramento axial do rotor, foi especificado mancal de rolamento em dos lados do rotor.

O acionamento do rotor é feito através de um motor trifásico ligado a um inversor de frequência.

O sistema hidráulico, cuja finalidade é fornecer óleo (ISO 32) para o mancal, está representado na figura 5.2. A bomba de deslocamento positivo do tipo engrenagem envia óleo do reservatório 1 à caixa do mancal 3 através de mangueiras de plástico flexíveis. A pressão de alimentação é ajustada através da válvula 4 de $1/2''$ que controla a recirculação de óleo ao reservatório. A pressão de alimentação é ajustada em $0,2 \text{ Kg/cm}^2$, lida pelo manômetro 5. O óleo que circula pelo mancal é captado em um dreno

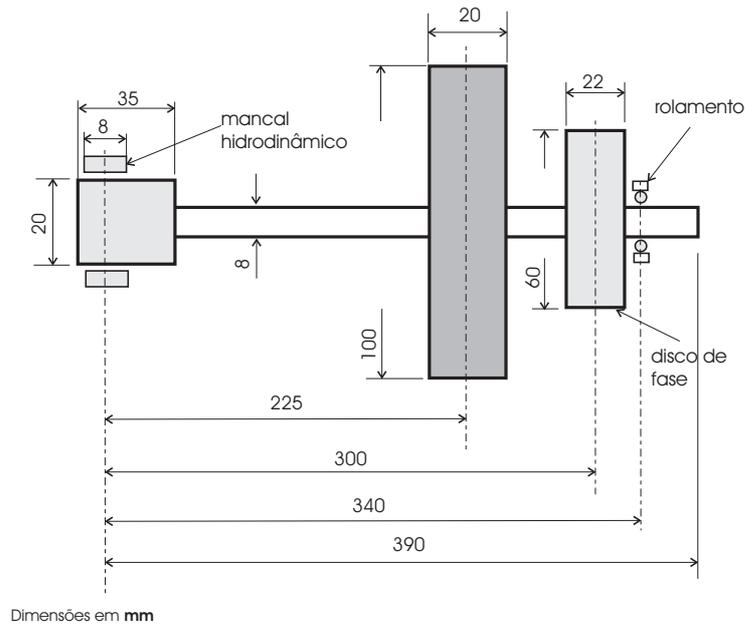


Figura 5.1: Rotor experimental conforme construído

na caixa de mancal e conduzido ao reservatório. O detalhamento do mancal pode ser visto no anexo C

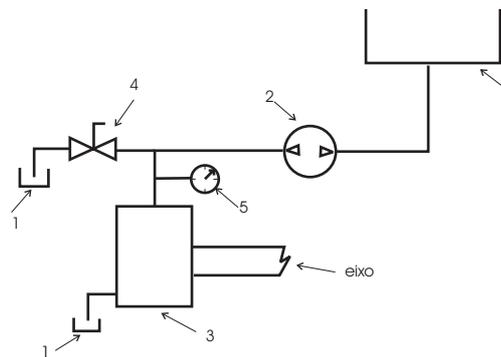


Figura 5.2: Sistema de lubrificação do mancal

A figura 5.3 mostra uma foto do rotor e o sistema de alimentação de óleo.

5.3 Analisador de Vibração

Os sinais de vibração são captados através de sensores de deslocamento marca Balluf, modelo 2000 e são dispostos a 90° . Um terceiro sensor oferece a referência para a determinação do sinal de fase através de uma ranhura no disco de fase. Estes sensores possuem uma faixa de trabalho em que a voltagem varia linearmente com a distância à superfície metálica que será

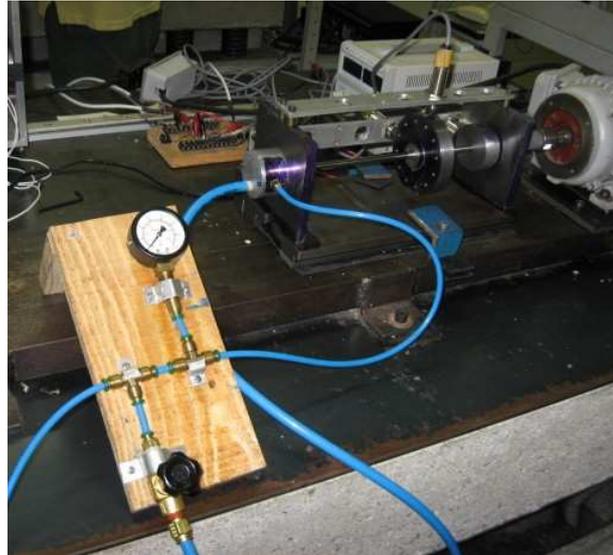


Figura 5.3: Sistema de lubrificação do mancal

objeto de medição. O ganho do sensor é $1,61 \text{ volts/mm}$, obtido da curva de calibração, obtida de trabalho anterior [26].

A aquisição dos sinais foi feita através de um analisador portátil ADRE para Windows e 208 DAIU da Bently Nevada, especialmente projetado para completo diagnóstico de máquinas rotativas, incorporando características e recursos de osciloscópio, analisador de espectro, filtro digital e gravador. A figura 5.4 mostra o aparelho.



Figura 5.4: Painel frontal do 208 DAIU

O 208 DAIU (Data Acquisition Interface Unit) é uma unidade de processamento de 8 canais que usa como interface um computador que controla a aquisição dos dados salvando-os em sua memória.

O ADRE (Automated Diagnostics for Rotating Equipment) é um controlador de aquisição de dados, que, durante e após a amostragem,

permanecem na memória RAM do computador até que sejam salvos para o disco rígido ou outro meio de armazenamento. O esquema do fluxo dos dados está ilustrado na figura 5.5.

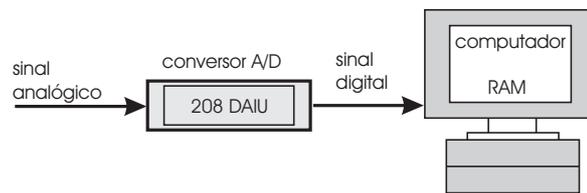


Figura 5.5: Fluxo de dados do analisador

5.4

Resultados Experimentais

Foram realizados basicamente dois tipos de medição, a saber: uma durante o processo transiente no qual o rotor é acelerado do repouso a uma velocidade máxima de 7600 rpm , e outra, em regime permanente, em diferentes rotações. O desbalanceamento presente no rotor refere-se ao residual.

O ensaio no regime transiente tem como objetivo obter o Diagrama de Bode, gerado a partir da medição do vetor de vibração, amplitude e fase, para cada velocidade no incremento configurado no analisador. O objetivo do diagrama é identificar as velocidades críticas do rotor. Na ressonância ocorre um pico da amplitude da vibração e a fase inverte em 180° . A figura 5.6 mostra o diagrama obtido, onde pode-se identificar que há um pico de vibração em 2.520 rpm com a respectiva inversão de fase, donde se conclui que a primeira velocidade crítica é 2.520 rpm . Pode-se observar que, após a inversão de fase, a leitura de fase sofre alteração não esperada. Isto deve-se a um erro de leitura do sinal de fase, fato que tende a ocorrer quando a amplitude da vibração é muito baixa, o que ocorre após a passagem pela crítica. Como o fator de amplificação é muito alto, foi necessário configurar o range de voltagem do analisador no máximo, pois em fatores menores, acontecia erro de sobreescala. Comparando-se com o Bode resultante da simulação numérica na figura 4.10, verifica-se que o erro da simulação está em torno de $-4,8\%$, que pode ser explicado, principalmente, por erro na leitura no processo transiente. Isto fica evidenciado pelo espectro coletado em regime permanente a 2.512 rpm mostrado na figura 5.7. Se a crítica fosse 2520 rpm , não seria possível coletar a medição a esta velocidade cuja amplitude de vibração é $0,9 \text{ mm}$, menor que aquela medida no Diagrama

de Bode, 1,5 mm. Parte do erro pode, também, ser atribuído a erros de usinagem e montagem do rotor.

Se compararmos o valor encontrado para a velocidade crítica com o mapa de críticas (figura 4.5), podemos afirmar que ela encontra-se na região rotor flexível do mapa, ou seja, a dinâmica é governada pela flexibilidade do eixo.

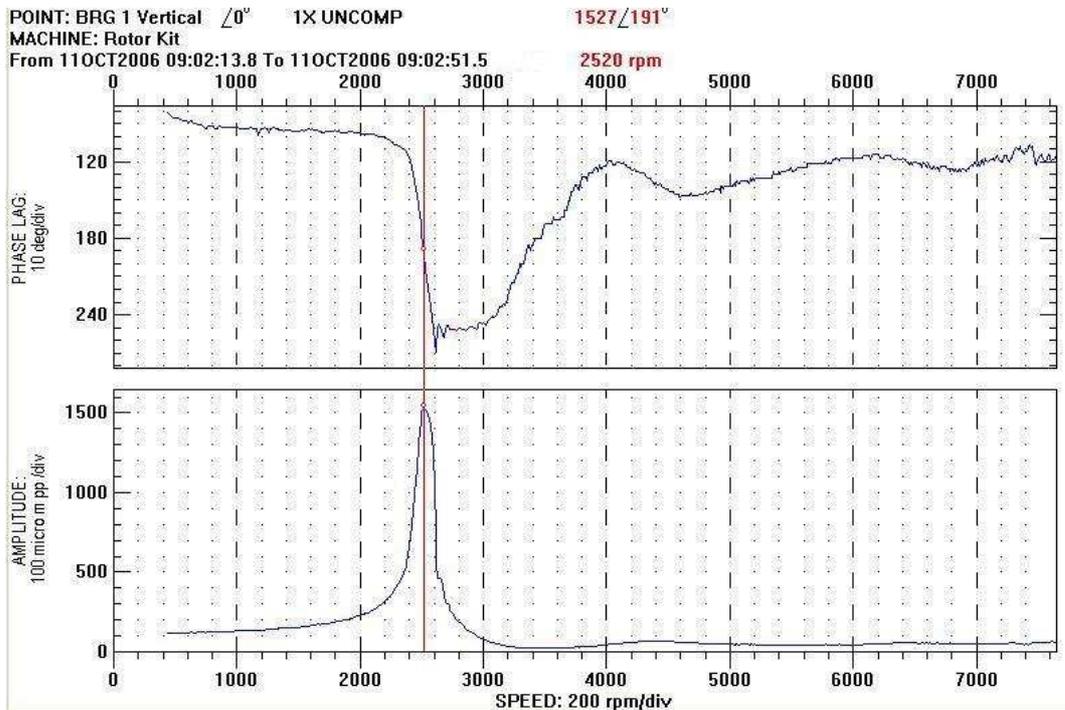


Figura 5.6: Diagrama de Bode obtido experimentalmente

No ensaio em regime permanente são obtidos o espectro de vibração, forma de onda e a órbita. Através do espectro são identificadas as frequências envolvidas na vibração do rotor. A órbita mostra como o disco desloca-se no plano de medição. A forma de onda refere-se ao deslocamento medido pelo sensor no domínio do tempo. Estes gráficos são bastante úteis no diagnóstico de falhas em turbomáquinas.

Estes gráficos foram plotados em diferentes velocidades. O primeiro gráfico apresentado na figura 5.7 mostra o espectro e a órbita em três velocidades diferentes na vizinhança da velocidade crítica.

No próximo grupo de gráficos identifica-se o início da instabilidade na figura 5.8. Pode-se verificar que em 4.661 rpm aparece uma frequência subsíncrona, 2.340 cpm, correspondente a 50% da velocidade de rotação, indicando o fenômeno do "oil whirl".

No terceiro conjunto de gráficos é possível identificar o fenômeno do "oil whip" em torno de 7000 rpm. Neste caso, a frequência subsíncrona é

constante em 2340 *cpm*, correspondente à frequência natural na velocidade correspondente, coincidindo com o valor obtido na simulação numérica de estabilidade, apresentada no anexo A.

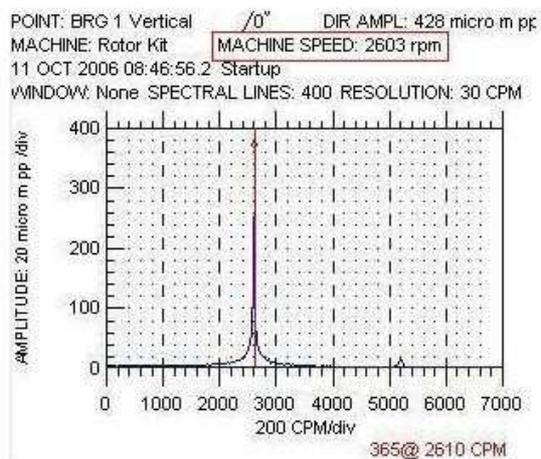
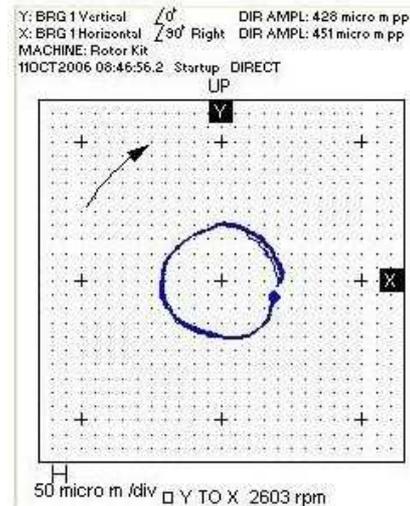
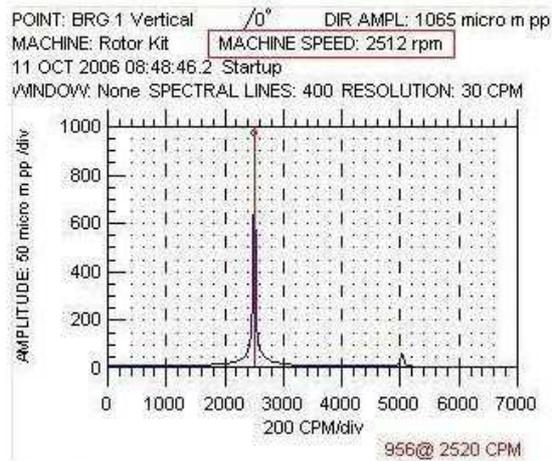
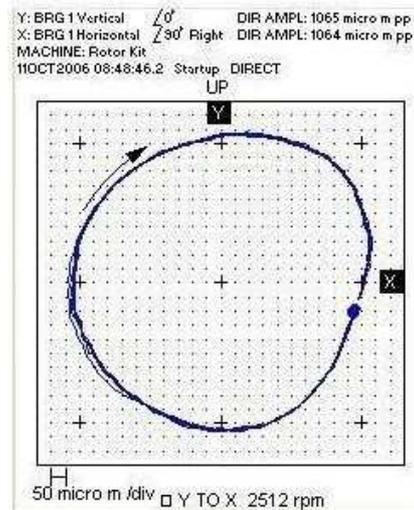
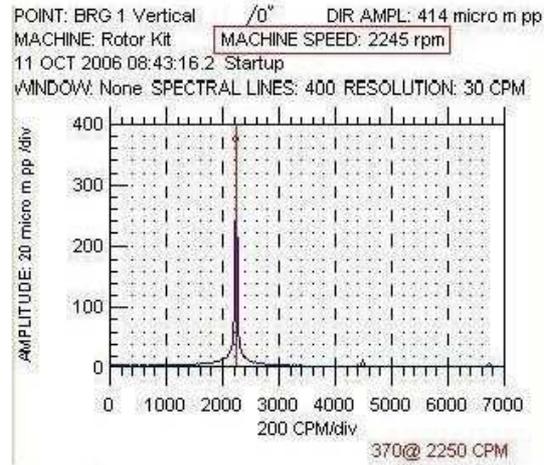
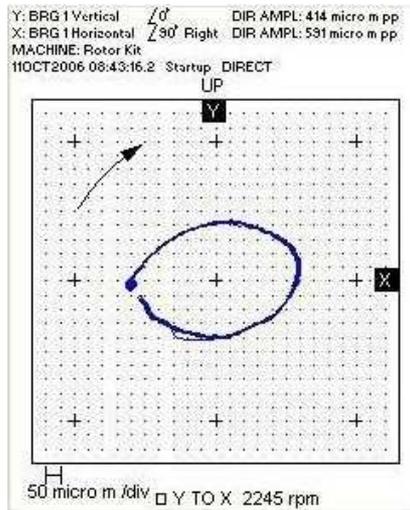


Figura 5.7: Espectro e órbita nas vizinhanças da velocidade crítica

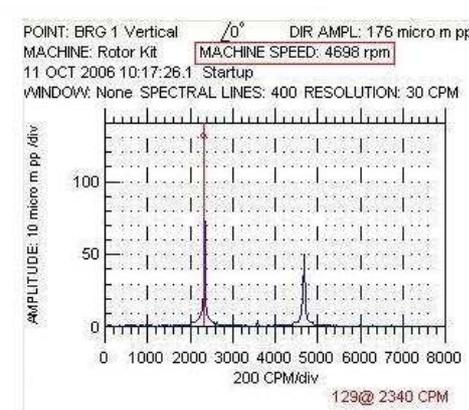
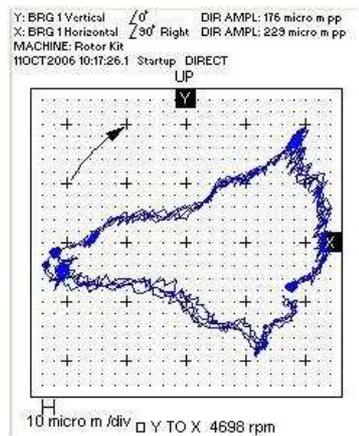
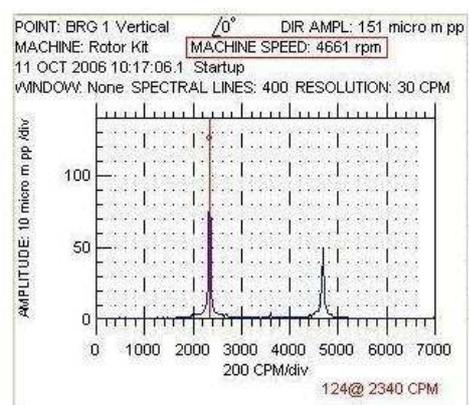
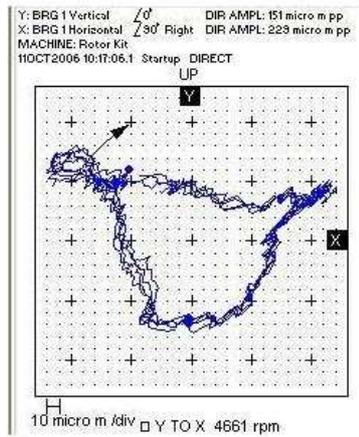
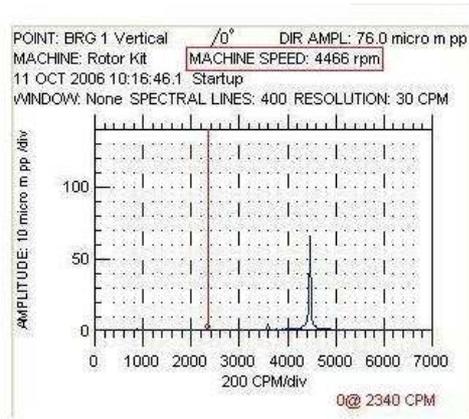
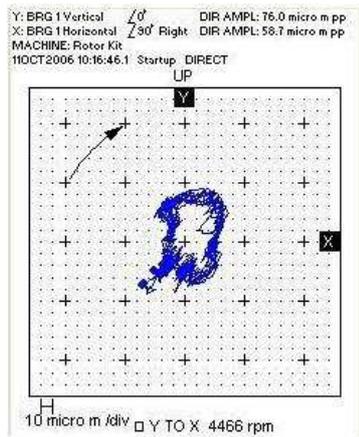


Figura 5.8: Fenômeno do oil whirl

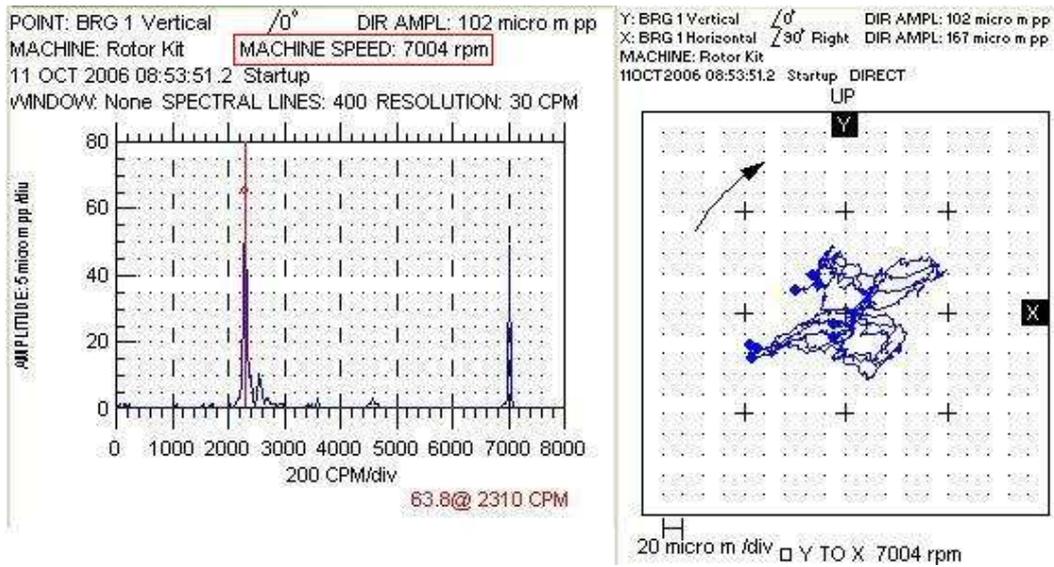


Figura 5.9: Fenômeno do oil whip

Os gráficos apresentados na figura 5.10 mostram a amplitude da vibração no domínio do tempo em três velocidades, sem filtro. Pode-se observar que a forma de onda altera-se substancialmente em 4.466 *rpm* e 7.004 *rpm* devido à presença da frequência subsíncrona correspondente à instabilidade.

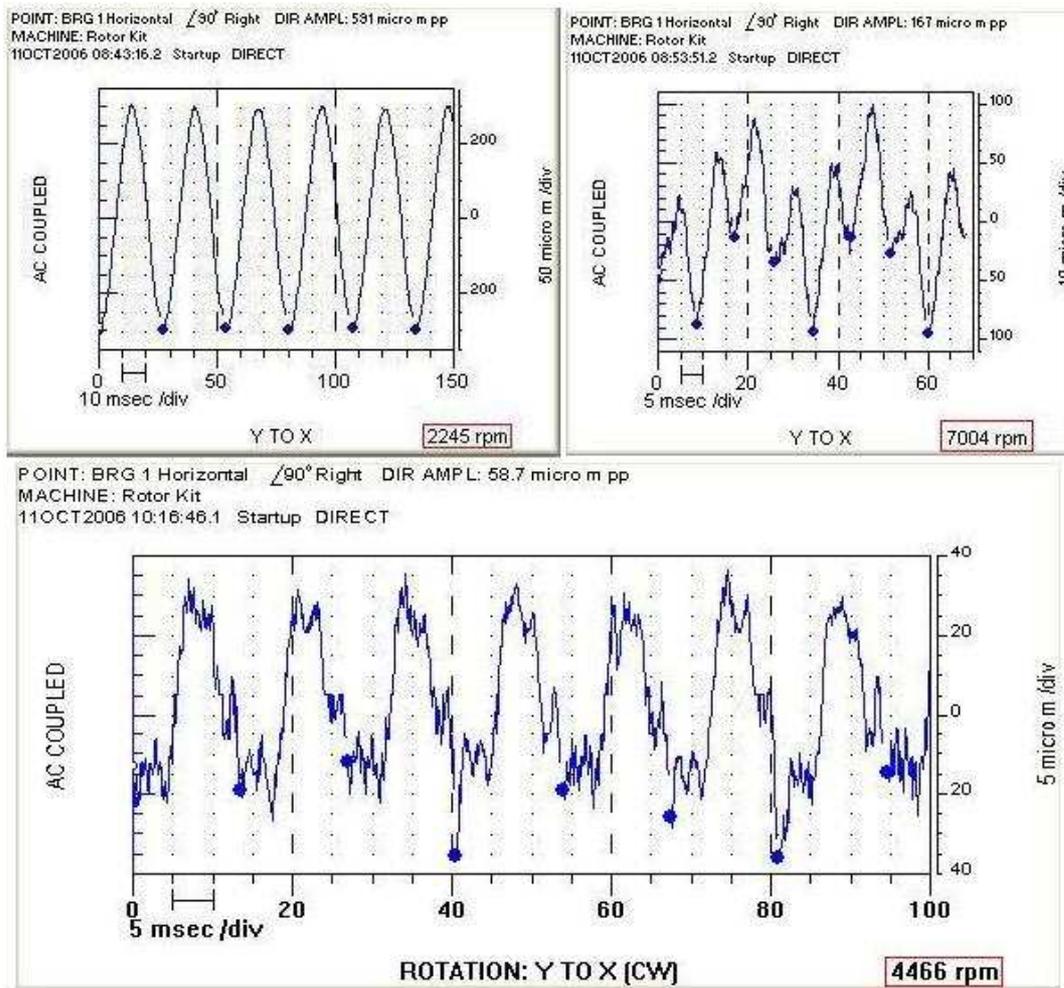


Figura 5.10: Forma de onda