



**MÁQUINAS DE BALANCEAMENTO  
C.G. & M.O.I. SISTEMAS**

**EMISSÃO DE EXAUSTÃO  
SISTEMAS DE TESTE**

**MATERIAIS A GRANEL  
MANUSEIO E PESAGEM**

TABELA 1-1  
ESPECIFICAÇÕES DA MÁQUINA

IZB2I



Modelo H4U N° de Série AHF O392 Arquivo N° A802.4745A

A. Limitação de Massa do Rotor

1. Peso máximo: 2200 lb
2. Peso mínimo: 10 lb
3. Peso máximo por suporte: 1100 lb
4. Peso do rotor x velocidade ( $Wn^2$ ) não deve exceder:  $1000x 10^6$  lb/mm<sup>2</sup>
5. Momento polar de inércia do rotor x velocidade ( $Wk^2n^2$ ) não deve exceder:  $1300x 10^6$  lb-pé<sup>2</sup>/min<sup>2</sup>
6. Sensibilidade máxima por plano:  
0,5 OZ, POL, a: 180 - 500 rpm  
0,05 OZ, POL, a: 390 -1000 rpm  
0,005 OZ, POL, a: 820 -2000 rpm
7. Desbalanceamento residual mínimo alcançável sob condições ideais do rotor  
  
*Igual à sensibilidade máxima, mas não melhor que: 0,000020 polegadas de deslocamento de C.G. Multiplique por peso do rotor em ONÇAS para obter o desbalanceamento residual mínimo atingível em ONÇA – POLEGADAS.*
8. Índice médio de redução de desbalanceamento: 95 %

B- Dimensões do Rotor

1. Diâmetro máximo sobre o berço: 41 polegadas
2. Distância máxima do flange de acoplamento até o rolamento mais distante: 105 polegadas
3. Distância mínima entre as linhas centrais dos mancais de apoio: 2,75 polegadas
4. Diâmetros de diário acomodados em um conjunto de carrinhos de roletes duplos: 0,5 - 8 inches

C- Tração para a Peça de Trabalho

1. Dois eixos motriz de junta universal de precisão para juntas em U, classificações de torque 60/180 pé-lb
2. Velocidades de balanceamento infinitamente variáveis dentro das seguintes faixas: 110-270/180-550/300-900/500- 1510 rpm

D. Motor Principal

1. Tipo de motor: C.C.
7. Potência Nominal: 5 hp
3. Velocidade do motor: 1750 rpm
4. Alimentação de energia: 230 / 1 / 60 CA
5. Tipo de freio: DINÂMICO, UMA ETAPA
6. Motor e controles de acordo com as normas JIC.
7. Taxa de regulação da velocidade do motor: 3:1

N.U.V.UV (2)

1-3



## 2-1. GERAL.

Esta seção contém alguns dos aspectos teóricos do balanceamento, para proporcionar uma melhor compreensão do uso da máquina e do processo de balanceamento de um rotor rígido.

## 2-2. DEFINIÇÃO DOS TERMOS.

As páginas 2-20 a 2-27 contêm definições de muitos termos usados na literatura sobre balanceamento e neste manual. Sinônimos comumente usados para alguns desses termos da norma também estão incluídos. Para obter mais informações sobre a terminologia, consulte a Recomendação ISO n° 1925 e a Norma ANSI para Balanceamento de Máquinas Rotativas.

## 2-3. OBJETIVO DO BALANCEAMENTO.

Um rotor desbalanceado causará vibração e estresse no próprio rotor e em sua estrutura de suporte. Portanto, o balanceamento do rotor é necessário para realizar uma ou mais das seguintes ações:

- a. Aumenta a vida útil do rolamento
- b. Minimiza a vibração
- c. Minimizar ruídos audíveis e de sinal
- d. Minimizar tensões operacionais
- e. Minimizar o incômodo e a fadiga do operador
- f. Minimiza perdas de potência
- g. Aumentar a qualidade do produto
- h. Satisfaz consumidores

O desbalanceamento em apenas um componente rotativo de um conjunto pode causar a vibração de todo o conjunto. Essa vibração induzida, por sua vez, pode causar desgaste excessivo em rolamentos, buchas, eixos, fusos, engrenagens etc., reduzindo substancialmente sua vida útil. As vibrações criam tensões alternadas altamente indesejáveis em suportes e estruturas estruturais, o que pode levar à sua falha completa. O desempenho é reduzido devido à absorção de energia pela estrutura de suporte. As vibrações podem ser transmitidas através do piso para o maquinário adjacente e prejudicar seriamente sua precisão ou funcionamento adequado.

## 2-4. OBJETIVO DO BALANCEAMENTO.

Um balanceador ou máquina de balanceamento é necessário para detectar, localizar e medir o desbalanceamento. Os dados fornecidos pelo balanceador permitem alterar a distribuição de massa de um rotor, o que, quando feito com precisão, equilibrará o rotor. O balanceamento é uma quantidade zero e, portanto, é detectado pela observação da ausência de desbalanceamento. O balanceador mede apenas o desbalanceamento, nunca o balanceamento.

## 2-5. A MASSA DESBALANCEADA CAUSA FORÇA CENTRÍFUGA LIVRE.

A força centrífuga atua sobre toda a massa de um elemento rotativo, impelindo cada partícula para fora e para longe do eixo de rotação em uma direção radial. Se a massa de um elemento rotativo estiver distribuída uniformemente sobre o eixo de rotação, a peça estará "equilibrada" e girará sem vibração. Entretanto, se houver excesso de massa em um lado do rotor, a força centrífuga que atua sobre esse lado pesado excede a força centrífuga exercida pelo lado leve e puxa todo o rotor na direção do lado pesado. A Figura 2-1 mostra a vista lateral de um rotor com excesso de massa  $U$  em um dos lados. Devido à força centrífuga exercida por  $U$  durante a rotação, o rotor inteiro está sendo puxado na direção da seta  $F$ .

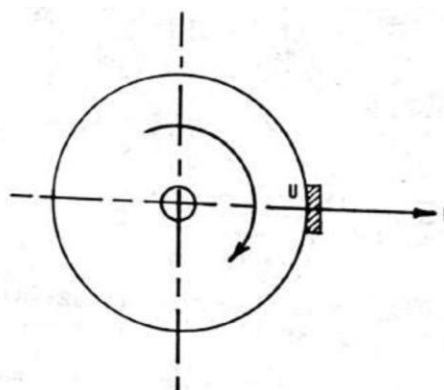


Fig. 2-1 Desbalanceamento causa força centrífuga.

## 2-6. CAUSAS DE DESBALANCEAMENTO.

O excesso de massa em um lado do rotor mostrado na Figura 2-1 é chamado de desbalanceamento. Ela pode ser causada por vários motivos, incluindo os seguintes:

- a. Tolerâncias na fabricação, incluindo fundição, usinagem e montagem.
- b. Variação dentro dos materiais, como vazios, porosidade, inclusões, grãos, densidade e acabamentos.
- c. Não simetria do projeto, incluindo enrolamentos do motor, formas das peças, localização e densidade dos acabamentos.



- d. Não simetria em uso, incluindo distorção, alterações dimensionais e deslocamento de peças devido a tensões rotacionais, forças aerodinâmicas e mudanças de temperatura.

Devido à rotação do rotor, o excesso de massa U, ou o desbalanceamento, faz com que o rotor e seu eixo descrevam um movimento circular, ou "vibrem", conforme mostrado na Figura 2-2.

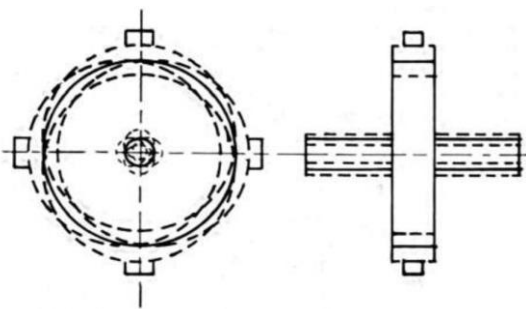


Fig. 2-2 O desbalanceamento causa vibração.

## 2-7. A FORÇA CENTRÍFUGA AUMENTA COM O QUADRADO DA VELOCIDADE.

Um elemento rotativo com uma distribuição de massa desigual, ou desbalanceamento, vibrará devido ao excesso de força centrífuga exercida durante a rotação pelo lado mais pesado do rotor. O desbalanceamento causa força centrífuga, que, por sua vez, causa vibração. Quando em repouso, o excesso de massa não exerce força centrífuga e, portanto, não causa vibração. No entanto, o desbalanceamento real ainda está presente. O desbalanceamento, portanto, independe da velocidade de rotação e permanece o mesmo, quer a peça esteja em repouso ou em rotação. A força centrífuga, entretanto, varia com a velocidade. Quando a rotação começa, o desbalanceamento exerce uma força centrífuga que tende a vibrar o rotor. Quanto maior a velocidade, maior a força centrífuga exercida pelo desbalanceamento e mais violenta a vibração. A força centrífuga aumenta proporcionalmente ao quadrado do aumento da velocidade. Se a velocidade for dobrada, a força centrífuga quadruplica; se a velocidade for triplicada, a força centrífuga é multiplicada por nove.

## 2-8. UNIDADES DE DESBALANCEAMENTO.

O desbalanceamento é medido em onças-polegadas ou gramas, ambos com um significado semelhante, ou seja, uma massa multiplicada por sua distância do eixo de rotação. Um

desbalanceamento de 100 g-in., por exemplo, indica que um lado do rotor tem um excesso de massa equivalente a 10 gramas em um raio de 10 polegadas, ou 20 gramas em um raio de 5 polegadas.

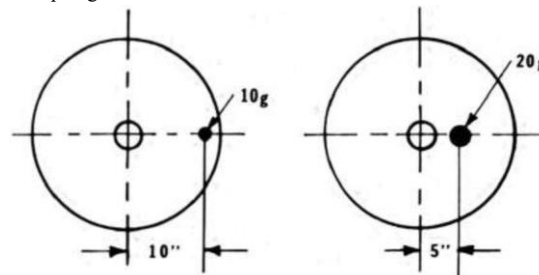


Fig. 2-3 Exemplo de desbalanceamento de 100 g-pol.

Em cada caso, a massa, quando multiplicada por sua distância do eixo de rotação, corresponde ao mesmo valor de desbalanceamento, ou seja, 100 gramas-polegadas. Uma determinada massa criará desbalanceamentos diferentes, dependendo de sua distância do eixo de rotação. Para encontrar o valor do desbalanceamento, basta multiplicar a massa pelo raio. Portanto, uma vez que o desbalanceamento tenha sido corrigido, não haverá mais nenhuma força centrífuga perturbadora e, portanto, não haverá mais vibração de desbalanceamento. Como o desbalanceamento é o mesmo em qualquer velocidade, parece que ele pode ser corrigido em qualquer velocidade e que o balanceamento em velocidades de serviço é desnecessário. Isso é verdadeiro para rotores rígidos, conforme definido na Tabela 2-1. No entanto, nem todos os rotores podem ser considerados rígidos, pois alguns componentes podem se deslocar ou distorcer de forma desigual em velocidades mais altas. Portanto, eles podem ter que ser balanceados em sua velocidade de serviço. Um pequeno desbalanceamento residual sempre permanecerá na peça, assim como há uma tolerância em qualquer operação de usinagem. Em geral, quanto maior a velocidade de serviço, menor deve ser o desbalanceamento residual.

## 2-9. TIPOS DE DESBALANCEAMENTO.

Os parágrafos a seguir explicam os quatro tipos diferentes de desbalanceamento, conforme definido pela Recomendação ISO nº 1925 sobre terminologia de balanceamento, aceita internacionalmente. Em cada um dos quatro casos mutuamente exclusivos, um exemplo é mostrado, ilustrando o deslocamento do eixo principal de inércia causado pela adição de certas massas desequilibradas em determinadas distribuições a um rotor perfeitamente equilibrado.

- a. Desbalanceamento Estático. O desbalanceamento estático, anteriormente também chamado de desbalanceamento de força, é ilustrado na Fig. 2-4 abaixo. Ela existe quando o eixo principal de inércia é deslocado paralelamente ao eixo de rotação. Esse tipo de desbalanceamento é encontrado principalmente em peças estreitas e em forma de disco, como volantes e rodas de turbina. Ele pode ser corrigido por uma



única correção de massa colocada no lado oposto ao C.G. em uma linha perpendicular ao eixo de rotação e que cruza o C.G.

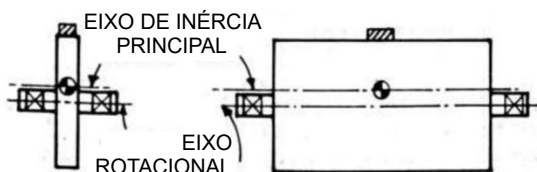


Fig. 2-4 Desbalanceamento Estático.

O desbalanceamento estático, se for grande o suficiente, pode ser detectado com os métodos convencionais de balanceamento por gravidade do tipo "ponta de faca". Figura 2-4A mostra um rotor concêntrico com massa desbalanceada em arestas de faca. Se os gumes das facas estiverem nivelados, o rotor girará até que o ponto pesado ou desequilibrado atinja a posição mais baixa. A Figura 2-4B mostra uma condição equivalente com um rotor excêntrico. O rotor com duas massas de desbalanceamento iguais e equidistantes do C.G., conforme mostrado na figura 2-4C, também está desequilibrado estaticamente, pois ambas as massas de desbalanceamento poderiam ser combinadas em uma massa localizada no plano do C.G.

Outros exemplos de desbalanceamento estático.

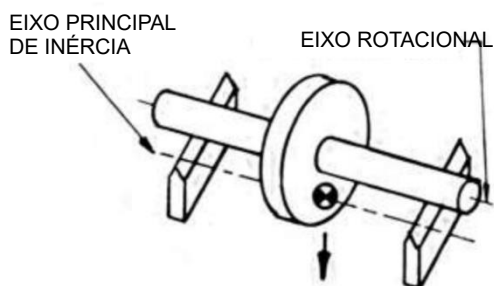


Fig. 2-4A Disco concêntrico com desbalanceamento estático.

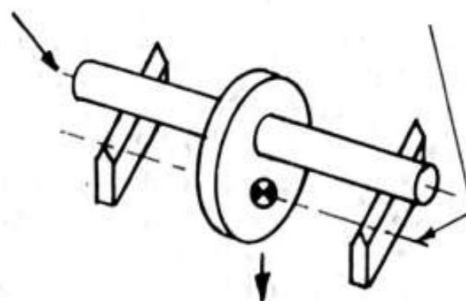


Fig. 2-4B Disco excêntrico, portanto, desbalanceamento estático.

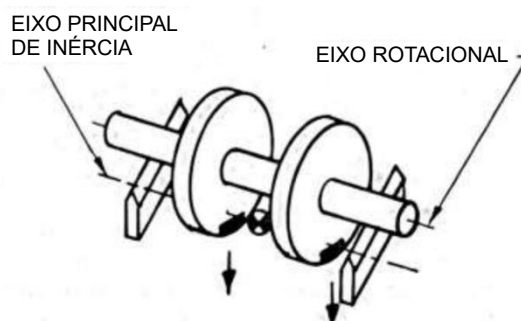


Fig. 2-4C Par de discos, cada um com desbalanceamento estático, alinhados para formar um conjunto estaticamente desbalanceado.

O desbalanceamento estático pode ser medido com mais precisão por meios centrífugos em uma máquina de balanceamento do que por meios gravitacionais em bordas de faca ou rolos. O balanceamento estático é satisfatório apenas para peças em forma de disco de rotação relativamente lenta ou para peças que são posteriormente montadas em um rotor maior, que é balanceado dinamicamente como um conjunto.



b. Desbalanceamento no Acoplamento O desbalanceamento de acoplamento, anteriormente também chamado de desbalanceamento de momento, é ilustrado na Fig. 2-5 abaixo. É a condição para a qual o eixo principal de inércia intercepta o eixo rotacional no centro de gravidade. Isso ocorre quando duas massas de desbalanceamento iguais são posicionadas em extremidades opostas de um rotor e espaçadas em 180 graus uma da outra. Como esse rotor não gira quando colocado no fio da navalha, um método dinâmico deve ser empregado para detectar o desbalanceamento do par. Quando a peça de trabalho é girada, cada extremidade vibra de forma independente e fornece uma indicação da distribuição desigual da massa do rotor.

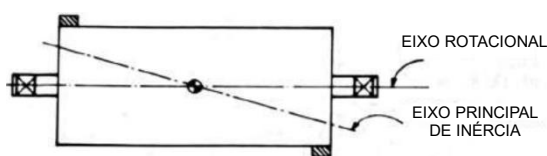


Fig. 2-5 Desbalanceamento no Acoplamento

Às vezes, o desbalanceamento do casal é expresso em onças-polegadas ou onças-polegadas<sup>2</sup> (ou grama-polegada<sup>2</sup>), em que a segunda dimensão em polegadas se refere à distância entre os dois planos de desbalanceamento.

Outros exemplos de Desbalanceamento no Acoplamento.

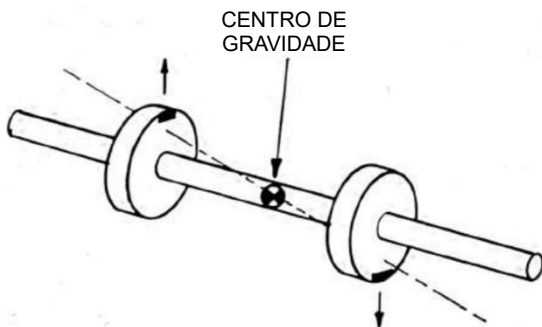


Fig. 2-5A  
Os discos, realinhados para cancelar o desbalanceamento estático, causam desbalanceamento de pares.

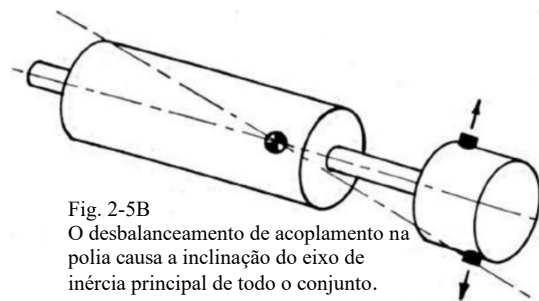


Fig. 2-5B  
O desbalanceamento de acoplamento na polia causa a inclinação do eixo de inércia principal de todo o conjunto.

Esse tipo de desbalanceamento não pode ser corrigido por um único peso em um único plano de correção. São necessários pelo menos dois pesos, cada um em um plano radial diferente e 180° opostos um ao outro. Em outras palavras, um casal em desbalanceamento precisa de outro casal para corrigi-lo. No exemplo da Fig. 2-5B, por exemplo, a correção poderia ser feita colocando-se dois pesos em posições angulares opostas no corpo principal do rotor. A localização axial do par de correção não importa, desde que seu valor seja igual em magnitude, mas oposto em direção ao par de desbalanceamento.

C. Desbalanceamento Quase-Estático. O desbalanceamento quase estático, Fig. 2-6, é a condição de desbalanceamento para a qual o eixo principal central de inércia intercepta o eixo rotacional em um ponto diferente do centro de gravidade. Representa a combinação específica de desbalanceamento estático e de acoplamento em que a posição angular de um componente de acoplamento coincide com a posição angular do desbalanceamento estático. Esse é um caso especial de desbalanceamento dinâmico.

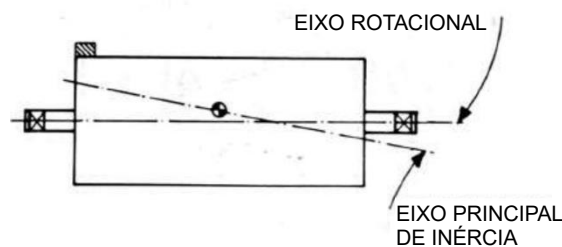


Fig. 2-6 Desbalanceamento Quase-Estático.



Outros exemplos de desbalanceamento quase estático.

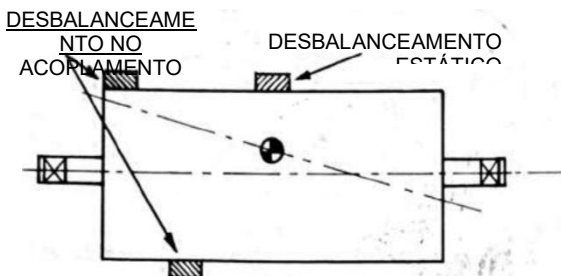


Fig. 2-6A O desbalanceamento de acoplamento mais estático resulta em desbalanceamento quase estático, desde que um peso de acoplamento tenha a mesma posição angular do peso estático.

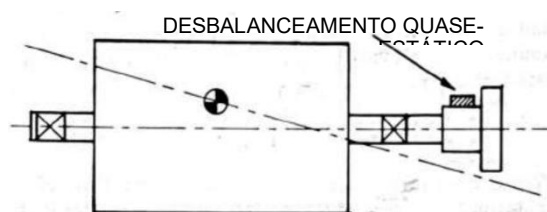


Fig. 2-6B O desbalanceamento no acoplamento causa desbalanceamento quase estático no conjunto do rotor,

d. Desbalanceamento Dinâmico. O desbalanceamento dinâmico, Fig. 2-7, é a condição na qual o eixo principal central de inércia não coincide com o eixo de rotação. É o tipo de desbalanceamento mais frequente e só pode ser corrigido (como no caso do desbalanceamento de casal) pela correção da massa em pelo menos dois planos perpendiculares ao eixo de rotação.

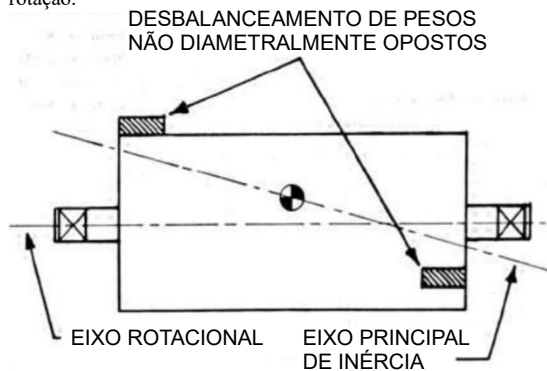


Fig. 2-7 Desbalanceamento Dinâmico

Outro exemplo de desbalanceamento dinâmico.

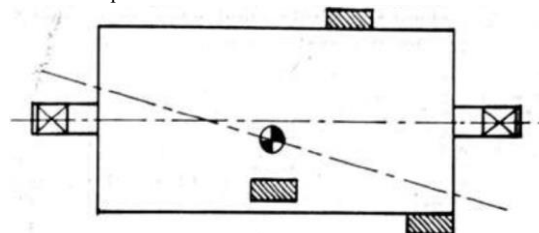


Fig. 2-7A O desbalanceamento do par mais o desbalanceamento estático (em uma posição angular diferente do peso do par) resulta em desbalanceamento dinâmico.

## 2-10. EFEITOS DE DESBALANCEAMENTO E VELOCIDADE DO ROTOR.

Como já foi demonstrado, um rotor desequilibrado é aquele em que o eixo principal de inércia não coincide com o eixo de rotação. Quando girado em seus rolamentos, um rotor desequilibrado causará um deslocamento periódico (vibração) e exercerá uma força periódica nos rolamentos do rotor e em sua estrutura de suporte. Se a estrutura for rígida, a força será desenvolvida. Como, do ponto de vista prático, uma estrutura de suporte nunca pode ser absolutamente rígida ou completamente livre, esses dois efeitos estão sempre presentes até certo ponto, dependendo do projeto da estrutura e da velocidade do rotor.

Um suporte real do rolamento do rotor oferecerá alguma restrição, formando, de fato, um sistema de mola e massa com ressonância definida. Quando a velocidade do rotor estiver abaixo da frequência de ressonância da "mola" de suporte e do sistema de massa do rotor, o eixo de inércia principal do rotor tenderá a "voar para fora", assim como um peso girando na extremidade de uma corda.

A Fig. 2-8 ilustra essa condição. Se um giz ou algum outro dispositivo de detecção de fase fosse colocado contra o rotor, o ponto alto seria marcado na mesma posição angular do desbalanceamento.

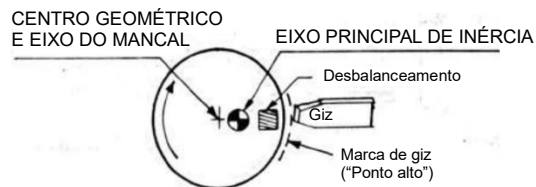


Fig. 2-8 Vista lateral de um rotor fora de balanceamento girando a uma velocidade consideravelmente abaixo da ressonância.

Quando a velocidade do rotor é aumentada, ocorre um pequeno intervalo de tempo entre o instante em que o desbalanceamento





passa pelo giz e o instante em que o rotor se move o suficiente para entrar em contato com o giz. Em outras palavras, a marca de giz fica atrás do desbalanceamento porque o rotor leva uma fração de segundo para se mover e tocar o giz. O movimento angular do rotor entre esses dois pontos no tempo é chamado de ângulo de defasagem.

À medida que a velocidade do rotor aumenta, ocorre a ressonância do rotor e de sua estrutura de suporte. Nesse ponto, o ângulo de defasagem é de  $90^\circ$ , conforme mostrado em Fig. 2-9.

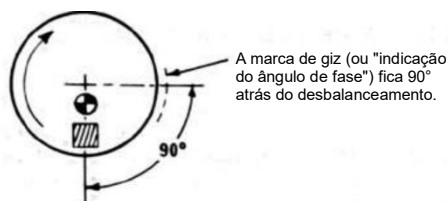


Fig. 2-9 Vista lateral de um rotor fora de balanceamento girando em ressonância.

Grandes amplitudes de vibração e um ângulo de defasagem que muda rapidamente caracterizam o cruzamento da ressonância. Aumentar a velocidade para cerca de duas vezes a velocidade de ressonância resultará em um ângulo de defasagem de quase  $180^\circ$ , conforme mostrado na Fig. 2-10 (coluna seguinte).

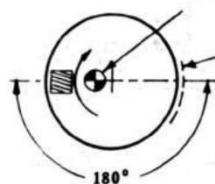
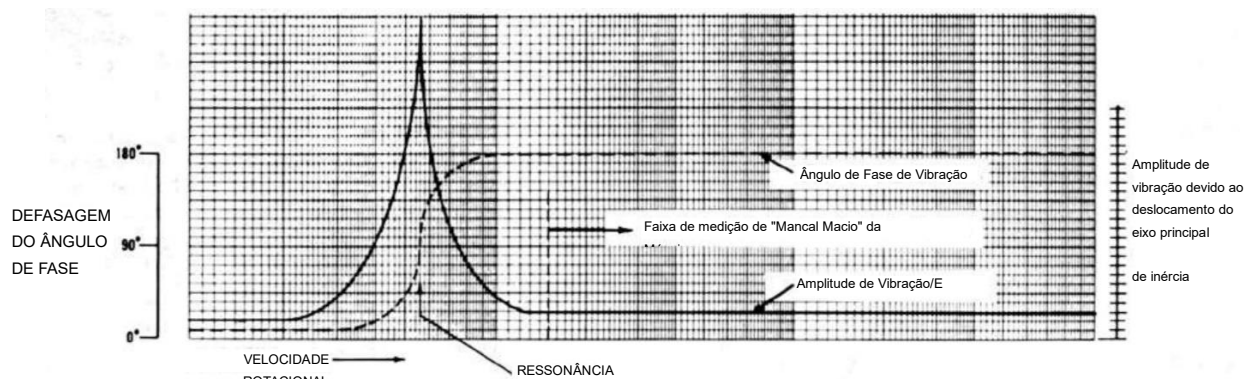


Fig. 2-10 Vista lateral de um rotor fora de balanceamento girando a uma velocidade consideravelmente acima da ressonância.

Em velocidades superiores a aproximadamente duas vezes a velocidade de ressonância, um rotor girará em torno de seu eixo principal de inércia. O ângulo de defasagem permanece constante em  $180^\circ$ , não importa o quanto a velocidade seja aumentada. A distância entre o eixo do munhão e o eixo principal de inércia no plano do centro de gravidade é chamada de "deslocamento do C.G." e serve como uma medida da qualidade do balanceamento. Sua aplicação será descrita em mais detalhes em um capítulo posterior.

A ilustração abaixo mostra a interação da velocidade de rotação, o ângulo de defasagem e o deslocamento do eixo principal de inércia.



(Fig. 2-11 Ângulo de defasagem e amplitude de vibração versus velocidade de rotação).





Na ressonância, ocorre um aumento acentuado da amplitude da vibração. Ao mesmo tempo, o ângulo de defasagem muda rapidamente. Com mais amortecimento no sistema vibratório, o pico de ressonância acentuado será um pouco achatado, e a mudança no ângulo de atraso ocorrerá de forma mais gradual. No entanto, a aproximadamente duas vezes a velocidade de ressonância, o ângulo de fase da vibração terá se aproximado de  $180^\circ$  e permanecerá lá, enquanto a amplitude da vibração também se estabilizará, dependendo do deslocamento do eixo principal de inércia do eixo do munhão. Essa condição estabilizada prevalece somente até que a próxima velocidade crítica do rotor ou a ressonância de outro membro de suporte seja atingida.

## 2-11. MÁQUINAS DE BALANCEAMENTO DE MANCAL MACIO E RÍGIDO

O nome da máquina de balancear mancais macios deriva do fato de ela apoiar o rotor a ser balanceado em mancais que são suspensos de forma muito flexível em pelo menos uma direção, geralmente a horizontal perpendicular ao eixo do munhão do rotor. A ressonância do rotor e do sistema de mancais ocorre na metade ou menos da velocidade de balanceamento mais baixa, de modo que, quando a velocidade de balanceamento for atingida, o ângulo de defasagem e a amplitude da vibração tenham se estabilizado e possam ser medidos com razoável certeza (consulte também Fig. 2-11).

A instrumentação da máquina de balanceamento contém os circuitos necessários para que, após a calibração adequada para o rotor específico a ser balanceado, seja obtida uma indicação exata da quantidade de desbalanceamento e de sua posição angular. A calibração varia entre peças de peso e configuração diferentes, pois o deslocamento do eixo principal de inércia nos rolamentos da máquina de balanceamento depende da massa do rotor, da massa do rolamento e da suspensão, dos momentos de inércia do rotor e da distância entre os rolamentos.

Uma máquina de balancear rolamentos rígidos utiliza uma suspensão de rolamentos muito mais rígida do que a máquina de rolamentos macios. A ressonância do rotor e da suspensão está muito acima da velocidade de balanceamento mais alta. Por esse motivo, a máquina de rolamento rígido também é chamada de máquina "subcrítica".

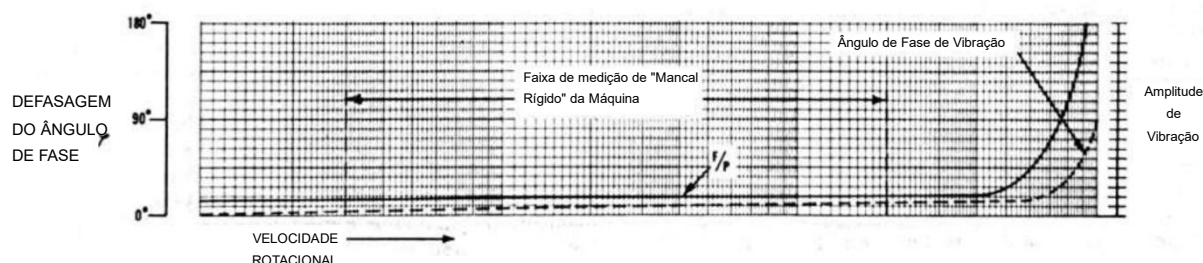


Fig. 2-12 Faixa de medição da máquina de rolamentos rígidos.



Como pode ser visto na Fig. 2-12, a máquina de rolamento rígido opera muito abaixo do ponto de ressonância em uma área em que a defasagem do ângulo de fase é constante e praticamente zero, e onde a amplitude da vibração - embora pequena - é diretamente proporcional às forças centrífugas produzidas pelo desbalanceamento. Como a força que uma determinada quantidade de desbalanceamento exerce em uma determinada velocidade é sempre a mesma, independentemente de o desbalanceamento ocorrer em uma peça pequena ou grande, leve ou pesada, a instrumentação da máquina de rolamento rígido é permanentemente calibrada pelo fabricante. Essa calibração geralmente é feita em gramas ou onças e é válida para todas as peças de trabalho que estejam dentro do alcance da máquina.

Para obter mais informações sobre rolamentos rígidos e outros tipos de máquinas de balanceamento, solicite reimpressões dos artigos "Advantages of Hard Bearing Machines" (Vantagens das máquinas de rolamentos rígidos) e "Classification of Dynamic Balancing Machines from the Standpoint of Calibration" (Classificação das máquinas de balanceamento dinâmico do ponto de vista da calibração).

## **2-12. TOLERÂNCIAS DE BALANCEAMENTO RECOMENDADAS PARA ROTORES RÍGIDOS.**

### **a. Fonte**

Nosso trabalho na área de balanceamento dinâmico nos colocou em contato próximo com um grande segmento do setor de bens de capital. Com o passar dos anos, ficou cada vez mais evidente que todo fabricante que equilibra parte de seu produto, sejam fusos têxteis ou rolos de máquinas de papel, motores elétricos ou turbinas a gás, satélites ou veículos de lançamento, está interessado em uma maneira melhor de determinar uma tolerância de balanceamento econômica e adequada. Como resultado, muitos esforços foram despendidos por fabricantes individuais para encontrar a solução para seu problema específico. Mas raramente os dados e as conclusões de suas pesquisas são disponibilizados para outras pessoas.

Na década de 1950, um pequeno grupo de pessoas ativas no campo do balanceamento começou a discutir o problema. Um pouco mais tarde, eles se juntaram ao Comitê Técnico 108 sobre Choque e Vibração da Organização Internacional de Padrões e se tornaram o Grupo de Trabalho 6, posteriormente alterado para Subcomitê 1 sobre Balanceamento (ISO TC-108/SC1). Pessoas interessadas de outros países se juntaram, de modo que o grupo agora tem representantes da maioria dos principais países industrializados. As reuniões são realizadas nos países membros entre usuários de máquinas de balanceamento, fabricantes de máquinas de balanceamento e outros interessados no campo do balanceamento dinâmico. Em seguida, eles elegem uma delegação para representá-los na reunião internacional anual.

(1)

Uma das primeiras tarefas realizadas pelo comitê foi uma avaliação dos dados coletados em todo o mundo sobre as tolerâncias de balanceamento necessárias para milhões de rotores. Vários anos de estudo resultaram em uma Recomendação preliminar ISO nº 1940 sobre "Qualidade de balanceamento de corpos rígidos rotativos" que, nesse meio tempo, também foi adotada pelo American National Standards Institute (ANSI, anteriormente USASI e ASA). Os principais pontos da recomendação estão resumidos abaixo, com os nomogramas individuais de grau de balanceamento adicionados. Eles foram desenvolvidos pela equipe da Schenck Trebel Corporation da tabela métrica ISO composta para fornecer um guia simples de usar para tolerâncias de balanceamento.

### **b. Introdução**

O balanceamento é o processo de tentar melhorar a distribuição de massa de um corpo para que ele gire em seus rolamentos sem forças centrífugas desequilibradas. Obviamente, esse objetivo só pode ser alcançado até certo ponto: mesmo após o balanceamento, o rotor terá um desbalanceamento residual. Essas recomendações dizem respeito ao desbalanceamento residual permitido.

Por meio das máquinas de balanceamento disponíveis atualmente, o desbalanceamento pode ser reduzido a limites bastante baixos. No entanto, não seria econômico exagerar nos requisitos de qualidade. Até que ponto o desbalanceamento deve ser reduzido e onde o compromisso econômico e técnico ideal em relação à qualidade da balança deve ser atingido pode, em casos individuais, ser corretamente determinado somente por meio de medições extensivas no laboratório ou no campo.

Não é possível tirar conclusões prontamente sobre os desbalanceamentos residuais permitidos a partir de nenhuma recomendação existente sobre a avaliação do estado vibratório das máquinas, já que muitas vezes não há uma relação facilmente reconhecível entre o desbalanceamento do rotor e as vibrações da máquina em condições de serviço. A amplitude das vibrações é influenciada por muitos fatores, como a massa vibratória da carcaça da máquina e sua fundação, a rigidez do rolamento e da fundação, a proximidade da velocidade de serviço com as várias frequências de ressonância, etc. Além disso, o efeito do desbalanceamento varia de acordo com a posição angular mútua (consulte o parágrafo d) e, finalmente, as vibrações da máquina podem ser devidas apenas em parte à presença do desbalanceamento do rotor.

### **c. Limites de Aplicabilidade**

De acordo com a Tabela 2-1, vários graus de qualidade de balanceamento são atribuídos a diferentes grupos de rotores. Portanto, é possível, por meio dos nomogramas das Figuras 2-14 a 2-18, determinar o desbalanceamento

2 - 9



residual específico permitido de cada grupo de rotores como uma função da velocidade máxima de serviço. Esses graus de qualidade de balanceamento recomendados são baseados na experiência adquirida com rotores de vários tipos, tamanhos e velocidades de serviço. Eles são válidos para rotores rígidos, ou seja, rígidos do ponto de vista do balanceamento (\*). Essa "rigidez" é necessária não apenas na velocidade de rotação da máquina de balanceamento, mas também em toda a faixa de velocidade de serviço do rotor em condições operacionais. Recomendações para rotores "flexíveis", nos quais as deflexões de flexão ocorrem como uma função da velocidade de rotação, estão sendo trabalhadas no momento e podem estar disponíveis posteriormente.

As recomendações não se destinam a servir como especificações de aceitação para qualquer grupo de rotores, mas sim a fornecer indicações de como evitar deficiências graves, bem como requisitos exagerados ou inatingíveis; por outro lado, podem servir como base para investigações mais complexas, por exemplo, quando, em casos especiais, for necessária uma determinação mais exata da qualidade de balanceamento exigida. Se os limites recomendados forem respeitados, provavelmente haverá condições satisfatórias de funcionamento. Entretanto, pode haver casos em que seja necessário desviar dessas recomendações.

Os graus de qualidade do balanço G têm o objetivo de oferecer uma classificação da qualidade do balanço para facilitar o entendimento mútuo entre as partes interessadas.

#### **d. Efeitos de desbalanceamento**

Um corpo rotativo desbalanceado causará não apenas forças em seus rolamentos e fundação, mas também vibrações na máquina. Em uma determinada velocidade, ambos os efeitos dependem essencialmente das proporções geométricas e da distribuição de massa do rotor e da máquina, bem como da rigidez dos rolamentos e da fundação.

Em muitos casos, o desbalanceamento estático é de importância primária em comparação com o desbalanceamento do par, ou seja, dois desbalanceamentos (em planos diferentes) na mesma direção geralmente causam um distúrbio maior do que dois desbalanceamentos iguais em direções opostas.

Da mesma forma, há casos em que o desbalanceamento do casal é especialmente preocupante. Por exemplo, considere um rotor em que a distância entre os rolamentos é menor do que a distância entre os planos de correção, uma situação encontrada em um rotor com discos suspensos em ambas as extremidades. Então, a carga do rolamento devido a um desbalanceamento de casal é maior do que a causada por um desbalanceamento estático, desde que a soma dos desbalanceamentos opostos nos planos de correção que representam o desbalanceamento de casal exceda uma determinada fração do desbalanceamento estático que se supõe estar localizado no meio entre os rolamentos. Denotando a distância de rolamento por  $\ell$  e a dos planos de

correção por  $a$ , então, se o desbalanceamento estático residual permitido for  $^UR$ , os desbalanceamentos residuais permitidos  $UC$ , que formam o desbalanceamento do par, são reduzidos a  $^UC = ^UR \ell/2a$ .

#### **e. Rotores com um plano de correção**

No caso de rotores em forma de disco, o uso de apenas um plano de correção pode ser suficiente, desde que a distância do rolamento seja suficientemente grande e o disco gire com um desvio axial suficientemente pequeno. O cumprimento dessas condições deve ser investigado em cada caso individual. Após o balanceamento de plano único ter sido realizado em um número suficiente de rotores do tipo específico, o maior momento de desbalanceamento residual é determinado e dividido pela distância do rolamento. Se os desbalanceamentos encontrados dessa forma forem aceitáveis mesmo no pior caso, ou seja, se não forem maiores do que a metade do valor recomendado multiplicado pela massa do rotor, pode-se esperar que o balanceamento em um único plano seja suficiente.

#### **f. Rotores com dois planos de correção**

Se o rotor não satisfizer as condições mencionadas acima no parágrafo e para o rotor em forma de disco, serão necessários dois planos de correção. Esse tipo de balanceamento é chamado de balanceamento de dois planos (dinâmico), em contraste com o balanceamento de plano único (estático) descrito acima. Para o balanceamento em um único plano, é necessário apenas o balanceamento estático em qualquer posição angular do rotor. Para o balanceamento em dois planos, é necessário que o rotor gire, pois, caso contrário, o desbalanceamento residual do par (consulte o parágrafo d) não seria detectado.

No caso de rotores para os quais o centro de gravidade está localizado dentro do terço médio da distância entre os mancais, a metade do valor recomendado do desbalanceamento residual permitido nas Figuras 2-13 a 2-18 deve ser considerada para cada plano de correção, se eles estiverem equidistantes do centro de gravidade. Para outros rotores, pode ser necessário distribuir o valor recomendado de acordo com a distribuição de massa do rotor, desde que a parte principal da massa esteja situada entre os planos de correção. Em casos incomuns, a distribuição do valor recomendado deve ser especialmente investigada, levando em conta, por exemplo, as cargas de rolamento permitidas.

#### **g. Conjuntos**

Os rotores podem ser fornecidos para balanceamento como componentes individuais integrais ou como conjuntos. Para cada conjunto, os desbalanceamentos das peças componentes devem ser adicionados vetorialmente e quaisquer desbalanceamentos resultantes de imprecisões de montagem devem ser levados em consideração, dando atenção especial ao fato de que as peças podem ser



montadas posteriormente em uma posição diferente daquela na máquina de balanceamento.

O desbalanceamento máximo devido às tolerâncias geométricas e de ajuste é, então, a soma dos maiores deslocamentos radiais possíveis em ambos os casos (na máquina de balanceamento e na condição montada para serviço, respectivamente) multiplicada pela massa do componente em questão. Esses deslocamentos podem ser decorrentes da folga radial e da excentricidade radial, bem como da excentricidade axial.

Portanto, os desbalanceamentos residuais permitidos dos componentes individuais e os limites de ajuste, bem como os limites para a excentricidade radial e axial, são determinados pela condição de que a soma dos desbalanceamentos devidos a essas causas não deve ser maior do que o valor recomendado para o tipo de rotor ao qual o conjunto pertence. Obviamente, uma relação sensata deve ser observada entre as magnitudes dos desbalanceamentos residuais dos componentes individuais e dos desbalanceamentos devido às imprecisões de ajuste. Se a tolerância de desbalanceamento de um conjunto não puder ser alcançada pelo balanceamento de uma única peça, as peças montadas deverão ser balanceadas como uma unidade.

Se os componentes individuais forem balanceados separadamente, os elementos de conexão, como parafusos e chavetas, poderão ser fixados em uma única peça ou distribuídos entre os componentes. No entanto, deve-se chegar a um acordo prévio quanto à anexação desses elementos.

#### **h. Massa do rotor e desbalanceamento residual permitido.**

Em geral, quanto maior a massa do rotor, maior o desbalanceamento permitido. Portanto, é apropriado relacionar o desbalanceamento residual permitido  $U$  à massa do rotor  $m$ . O desbalanceamento específico  $e = U/m$  é equivalente ao deslocamento do centro de gravidade, onde ele coincide com o plano do desbalanceamento estático.

#### **i. Velocidade de serviço e desbalanceamento residual permitido**

A experiência prática mostra que, para rotores do mesmo tipo, em geral o desbalanceamento específico permitido  $e = U/m$  varia inversamente à velocidade  $n$  do rotor na faixa limitada de velocidades consideradas nas Figuras 2-13 a 2-18 para o respectivo grau de qualidade do balanceamento. Com relação a isso, dados empíricos estatísticos - para rotores do mesmo tipo - apontam para a relação

ou equivalente

(1)

$e\omega = \text{constante}$

onde  $e\omega$  pode ser considerado a velocidade circular do centro de gravidade para o caso de um desbalanceamento puramente estático. Essa relação também decorre de considerações práticas de similaridade mecânica, com base no fato de que, para rotores geometricamente semelhantes operando em velocidades periféricas iguais, as tensões no rotor e nos mancais rígidos são as mesmas. Os graus de qualidade do saldo são baseados nessa relação.

#### **j. Grau de Qualidade de Balanceamento**

Com base nos parágrafos h e i, foram estabelecidos graus de qualidade de balanceamento que permitem uma classificação dos requisitos de qualidade. Cada grau de qualidade  $G$  compreende uma faixa de desbalanceamentos residuais permitidos a partir de um limite superior, que é dado por uma determinada magnitude do produto  $e\omega$ , até zero. O limite superior do produto  $e\omega$  em mm/s fornece a designação para os graus de qualidade, (onde  $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$ , para  $n$  medido em rpm e  $e\omega$  em radianos por segundo). Elas estão separadas umas das outras por um fator de 2.5. Em alguns casos, pode ser necessária uma classificação mais fina, especialmente quando for necessário um balanceamento de alta precisão.

Na Tabela 2-1, é apresentada uma classificação provisória de vários tipos de rotores. Certas faixas de graus de qualidade estão associadas a várias classes. A tabela está em conformidade com a usada na ISO DR 1940 e no documento paralelo da ANSI.

Os tipos de motores principais, máquinas e rotores encontrados na tabela são exemplos baseados na experiência atual.



#### k. Balanceamento Residual Aceitável (Tolerância de Balanceamento)

Fig. 2-13 mostra os desbalanceamentos específicos residuais máximos aceitáveis (deslocamento do centro de gravidade)

correspondentes a vários graus de qualidade de balanço G. Figs. 2-14 a 2-18 mostram os mesmos valores convertidos em gramas-polegadas na forma de nomogramas de fácil leitura.

Tabela 2-1 Graus de qualidade de balanceamento para vários grupos de rotores rígidos representativos

Grau de Qualidade de Balanceamento G	Tipos de Rotor - Exemplos Gerais	Grau de Qualidade de Balanceamento G	Tipos de Rotor - Exemplos Gerais
G 4000	Acionamentos de virabrequim (2) de motores marítimos a diesel lentos montados rigidamente com número desigual de cilindros (3).	G 6.3	Peças de máquinas de planta de processamento. Engrenagens principais de turbinas marítimas (serviço mercante). Tambores centrífugos Ventiladores. Montagem de rotores de turbinas a gás de aeronaves. Volante de motor. Impulsores da bomba. Peças para máquinas-ferramenta e máquinas em geral. Armaduras elétricas normais. Componentes individuais de motores com requisitos especiais.
G 1600	Acionamentos de virabrequim de motores grandes de dois ciclos montados rigidamente.	G 2.5	Turbinas a gás e a vapor, incluindo turbinas principais marítimas (serviço mercante). Rotores rígidos de turbo-geradores. Rotores. Turbo-compressores. Acionadores de máquinas-ferramentas. Armaduras elétricas de médio e grande porte com requisitos especiais. Armaduras elétricas pequenas. Bombas acionadas por turbina.
G 630	Acionamentos de virabrequim de grandes motores de quatro ciclos montados rigidamente. Acionamentos de virabrequim de motores marítimos a diesel montados elasticamente.	G 1	Unidades de gravador de fita e fonógrafo. Acionamentos de máquinas de retífica. Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.
G 250	Acionamentos de virabrequim de motores a diesel rápidos de quatro cilindros montados rigidamente (3).	G 0.4	Fusos, discos e armaduras de esmerilhadeiras de precisão. Giroscópios.
G 100	Acionamentos de virabrequim de motores a diesel rápidos com seis ou mais cilindros (3). Motores completos (gasolina ou diesel) para carros, caminhões e locomotivas (4).		
G 40	Rodas de carro, aros de roda, conjuntos de roda, eixo de acionamento Acionamentos de virabrequim de motores rápidos de quatro ciclos (gasolina ou diesel) montados elasticamente com seis ou mais cilindros (3). Acionamentos de virabrequim para motores de carros, caminhões e locomotivas.		
G 16	Eixos de acionamento (eixos de hélice, eixos cardã) com requisitos especiais. Peças de máquinas de britagem. Peças de maquinário agrícola. Componentes individuais de motores (gasolina ou diesel) para carros, caminhões e locomotivas. Acionamentos de virabrequim de motores com seis ou mais cilindros com requisitos especiais.		

#### NOTAS:

(1) O número do grau de qualidade representa a velocidade circular máxima permitida do centro de gravidade  $e_0$  em mm/s (consulte também os parágrafos i e j).

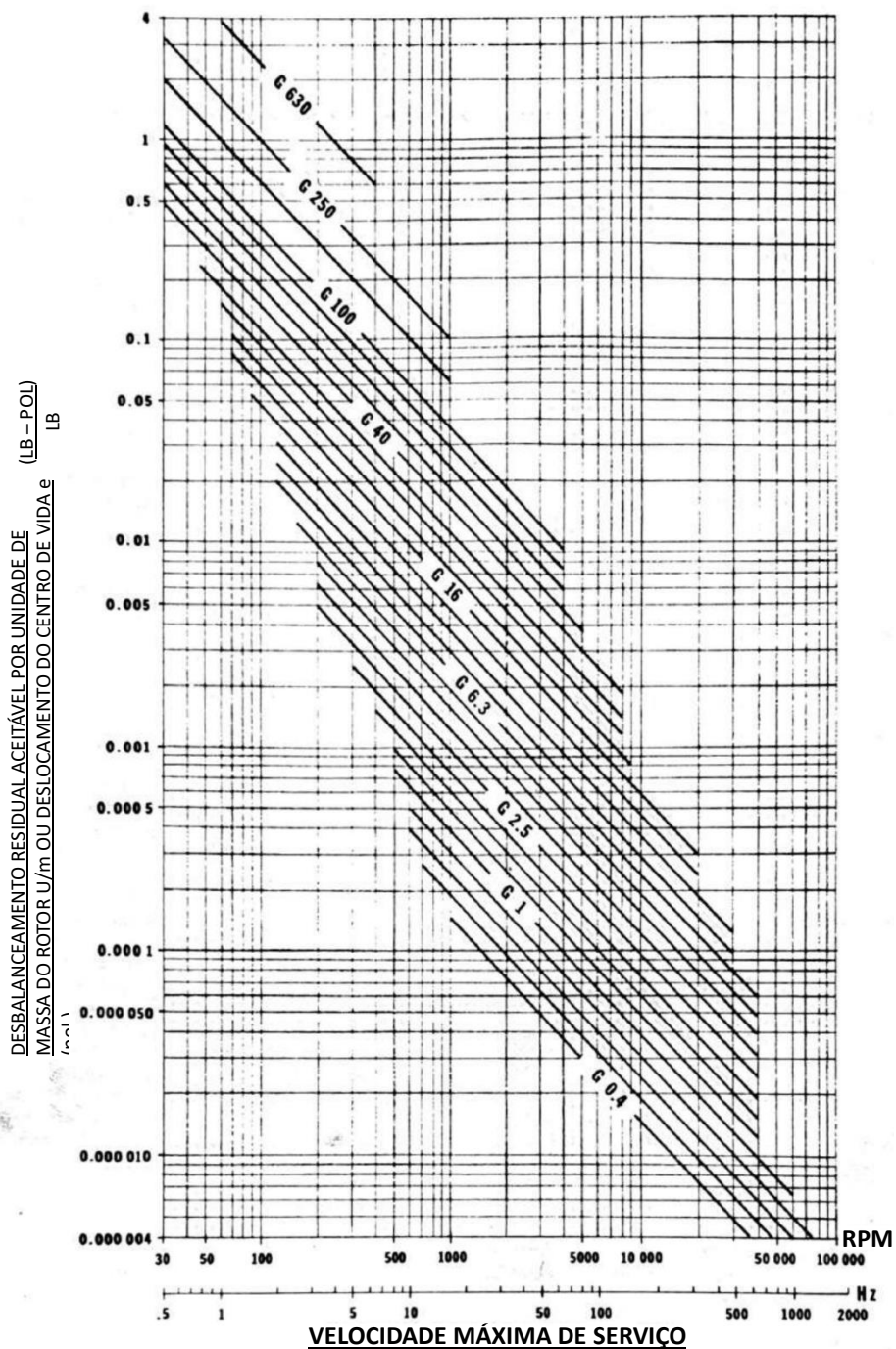
(2) Um acionamento do virabrequim é um conjunto que inclui o virabrequim, um volante, embreagem, polia, amortecedor de vibrações, parte rotativa da biela, etc. (consulte também o parágrafo g)

(3) Para os fins desta recomendação, motores a diesel lentos são aqueles com velocidade de pistão inferior a 30 pés por segundo; motores a

diesel rápidos são aqueles com velocidade de pistão superior a 30 pés por segundo.

(4) Em motores completos, a massa do rotor compreende a soma de todas as massas pertencentes ao acionamento do virabrequim.





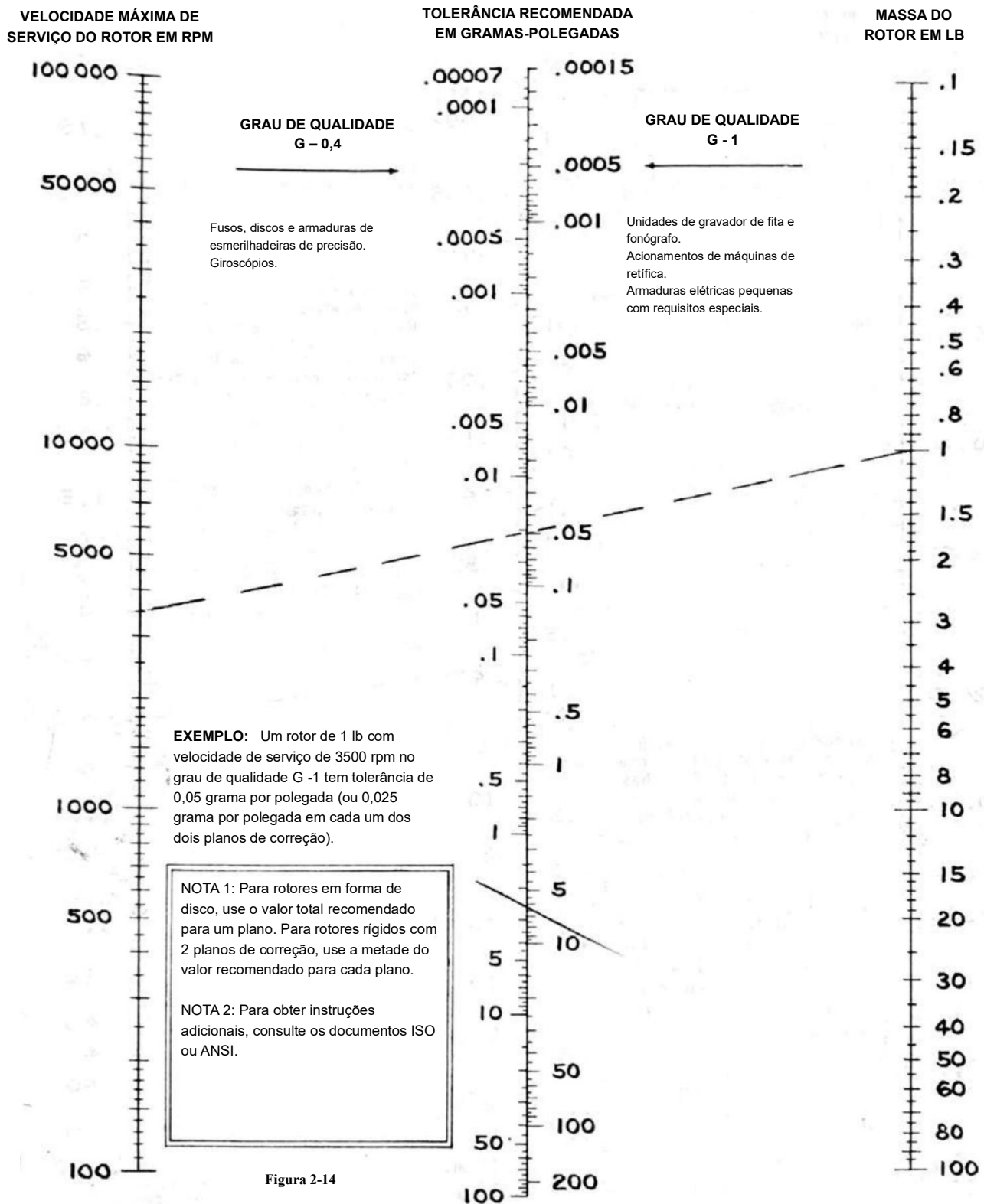
**FIG. 2-13 Desbalanceamento específico residual máximo aceitável correspondente a vários graus de qualidade de balanceamento G de acordo com ISO DR 1940**

**NOTAS:**

- (1) Em geral, para rotores rígidos com dois planos de correção, deve-se considerar metade do desbalanceamento residual recomendado para cada plano; esses valores se aplicam normalmente a quaisquer dois planos escolhidos arbitrariamente, mas o estado de desbalanceamento pode ser melhorado nos mancais (consulte o parágrafo. d. e f.). Para rotores em forma de disco, o valor total recomendado é válido para um plano (consulte parágrafo e.).
- (2) Para obter o desbalanceamento residual aceitável em oz-pol por lb de massa do rotor, multiplique o valor de lb-pol/lb por 16; para obter o desbalanceamento residual aceitável em g-pol/lb, multiplique o valor de lb-pol/lb por 454. Para evitar a necessidade de multiplicação, use o Nomograma de Tolerância de Balanceamento [Illegível]

## NOMOGRAMA DE TOLERÂNCIA DE BALANCEAMENTO

Baseado na norma ISO/TC 108 DR 1940 e Proposta ANSI de Recomendação de Qualidade de Balanceamento



1 g - pol = 0,0353 oz - pol  
1 oz - pol = 28,35 g - pol



## NOMOGRAMA DE TOLERÂNCIA DE BALANCEAMENTO

Baseado na norma ISO/TC 108 DR 1940 e Proposta ANSI de Recomendação de Qualidade de Balanceamento

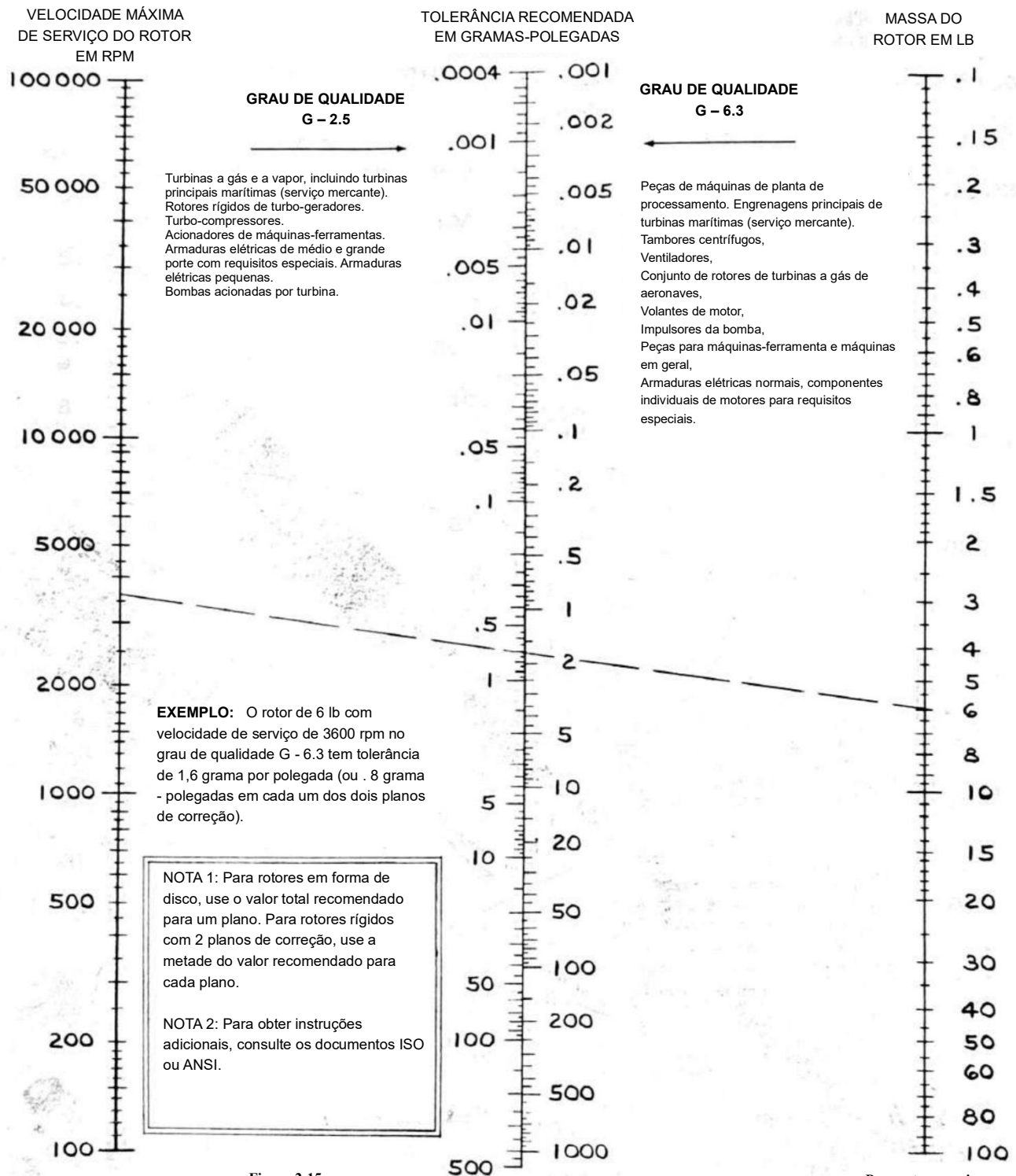


Figura 2-15

1 g - pol = 0,0353 oz - pol  
 1 oz - pol = 28,35 g - pol

# NOMOGRAMA DE TOLERÂNCIA DE BALANCEAMENTO

Baseado na norma ISO/TC 108 DR 1940 e Proposta ANSI de Recomendação de Qualidade de Balanceamento

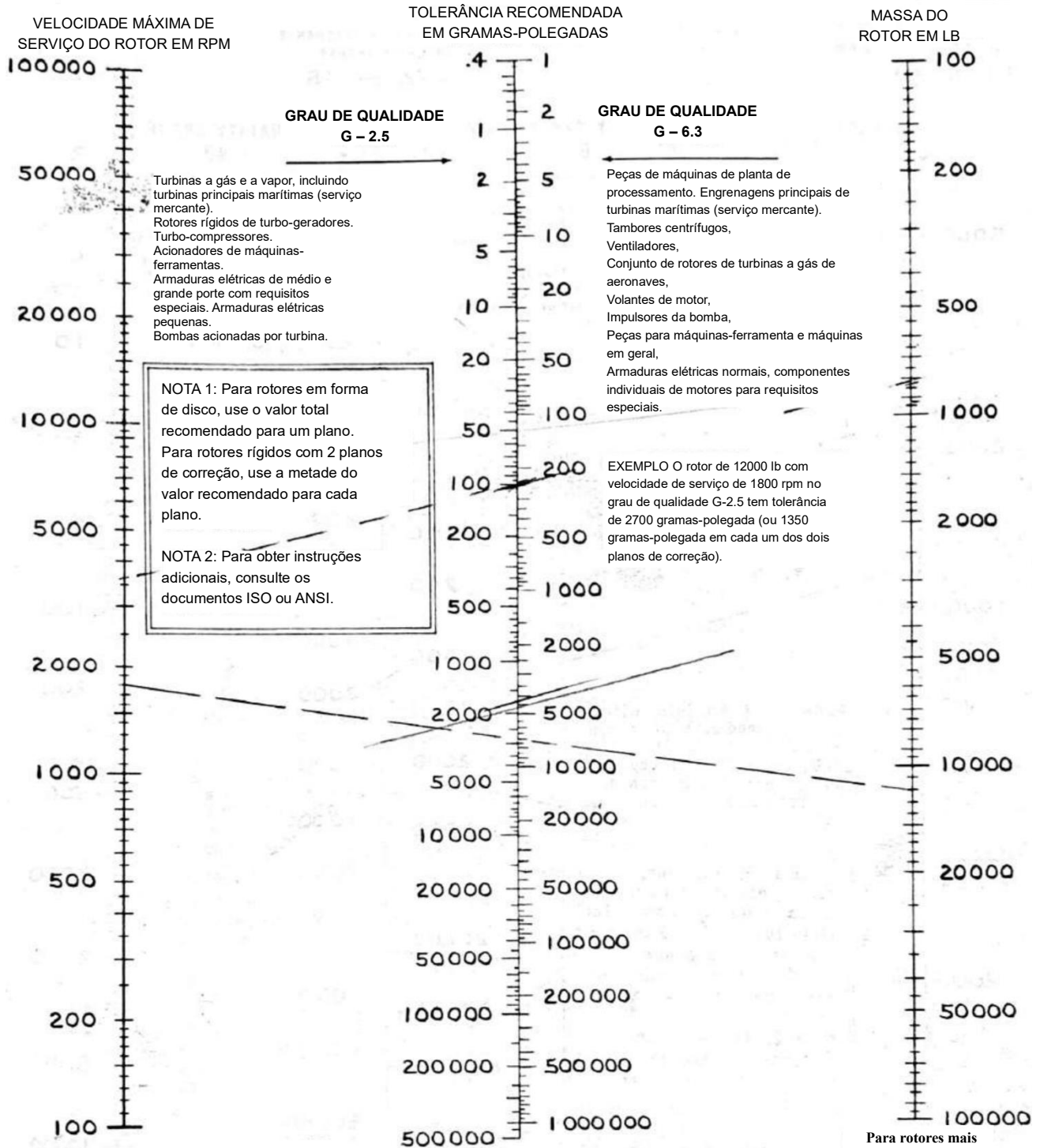
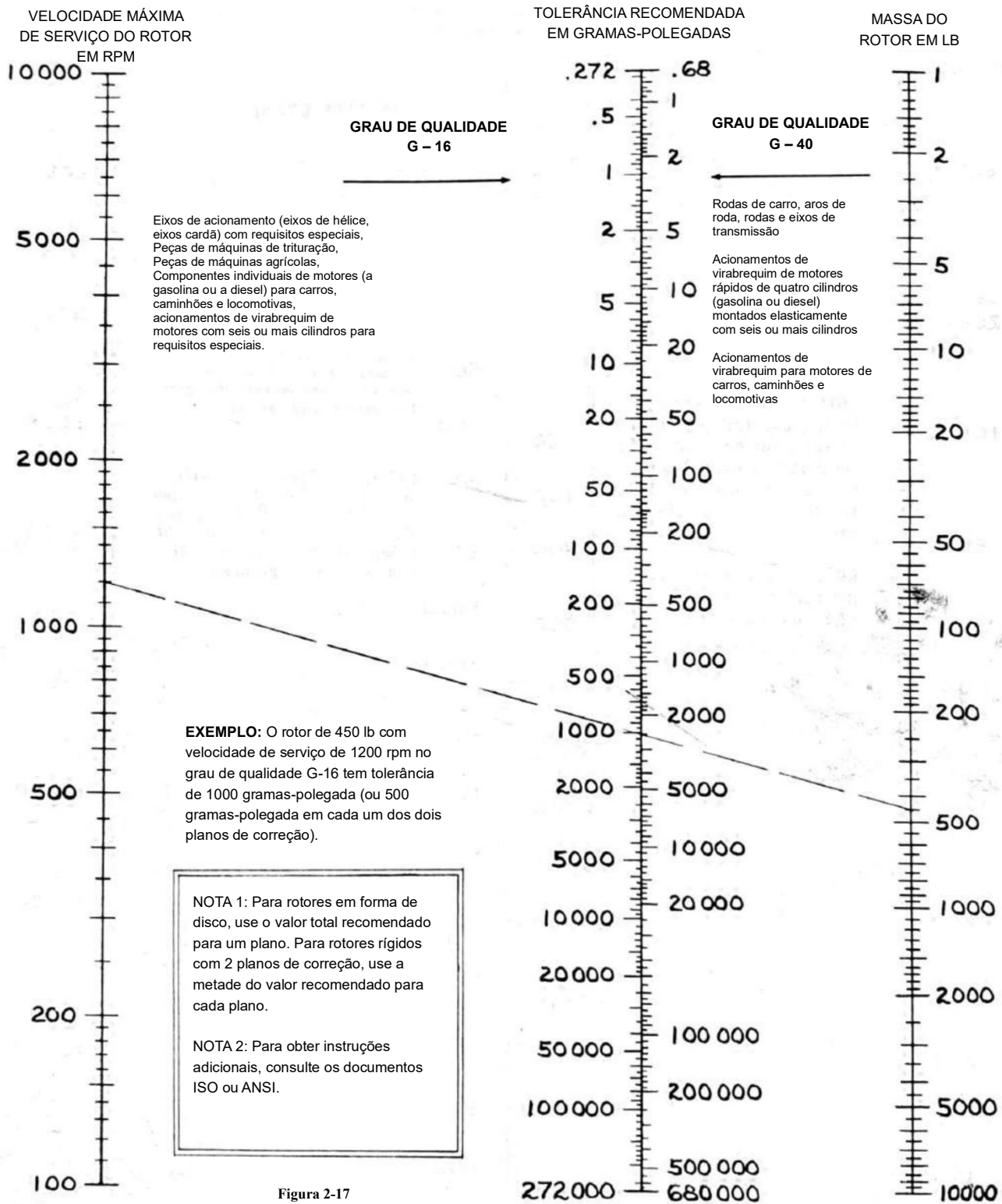


Figura 2-16

1 g - pol = 0,0353 oz - pol  
1 oz - pol = 28,35 g - pol

## NOMOGRAMA DE TOLERÂNCIA DE BALANCEAMENTO

Baseado na norma ISO/TC 108 DR 1940 e Proposta ANSI de Recomendação de Qualidade de Balanceamento



1 g - pol = 0,0353 oz - pol  
1 oz - pol = 28,35 g - pol

## 1. Grau de Qualidade de Balanceamento G 0,4 e G 1, Fig. 2-13 e 2-14

Esses graus extremos são mais sensíveis ao desenvolvimento progressivo da tecnologia de balanceamento. Nessas faixas, a qualidade do balanceamento final selecionada é um compromisso entre os requisitos técnicos e a realidade que pode ser alcançada. O limite selecionado geralmente está associado ao estado mínimo de desbalanceamento que pode ser razoavelmente repetido.

Os valores recomendados nesses graus de qualidade só podem ser alcançados na prática se a precisão dos munhões do eixo (circularidade, etc.) nos mancais do rotor e/ou a precisão do rolamento forem suficientemente restritas. Para o balanceamento no grau G 1, pode ser necessário balancear o rotor em seus próprios mancais de serviço, enquanto que para atender ao grau G 0,4, o balanceamento deve ser realizado com o rotor montado em sua própria carcaça e mancais, em condições de serviço e na temperatura operacional de serviço. Para o grau de qualidade G 1, pelo menos para velocidades de serviço mais altas, é necessária uma transmissão de potência sem juntas universais. Em geral, para o grau de qualidade G 0,4, é necessário dirigir sozinho.

### m. Determinação experimental da qualidade de balanceamento necessária

Para determinar experimentalmente os valores permitidos de desbalanceamento residual, os rotores do tipo em questão são primeiramente balanceados até o desbalanceamento residual mínimo possível. Posteriormente, desbalanceamentos artificiais (massas de teste) de magnitude crescente são acoplados ao rotor (em condições de serviço) até que o efeito do desbalanceamento possa ser detectado acima do nível dos outros distúrbios existentes, ou seja, até que esses desbalanceamentos afetem visivelmente a vibração, a suavidade de funcionamento ou o funcionamento da máquina. No balanceamento em dois planos, os diferentes efeitos dos desbalanceamentos em fases iguais e dos casais de desbalanceamentos devem ser considerados (consulte parágrafo. d. & e.). Se possível, essa avaliação deve ser realizada em condições de serviço reais ou simuladas, com a permissão de alterações que possam ocorrer no serviço ativo.

### n. Fontes ou Erro no Balanceamento

#### (1) Erros de "leitura" do instrumento

No processo de balanceamento realizado pelo fabricante e durante a verificação de balanceamento realizada na entrega (ou seja, pelo cliente), deve-se levar em conta os possíveis erros decorrentes de imprecisões inerentes aos métodos e equipamentos de medição. No primeiro caso, é necessário garantir que o desbalanceamento residual seja menor que o desbalanceamento máximo permitido apropriado, enquanto no segundo caso um valor mais alto pode ser permitido. A magnitude dos desvios permitidos dos valores de desbalanceamento máximos permitidos

selecionados dependerá da qualidade do equipamento de teste. Os seguintes limites de desvios para cada um dos dois casos podem ser usados como exemplos:

Graus de Qualidade	Desvio Permitido
G 2,5 – G 16	± 15 %
G 1	± 30 %
G 0,4	± 50 %

#### (2) Teste Transversal para Desbalanceamento Residual

Se o desbalanceamento residual de um rotor balanceado tiver que ser verificado com o mínimo de desvio possível, o procedimento descrito abaixo pode ser seguido:

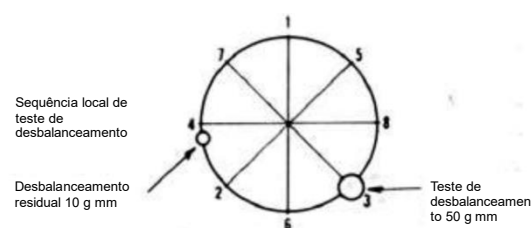


Fig. 2-19 Locais de desbalanceamento do teste transversal

Uma massa de desbalanceamento de teste equivalente a 5 a 10 vezes a magnitude do desbalanceamento residual suspeito é fixada ao rotor em diferentes posições angulares. Para suavizar a dispersão das medições individuais, é vantajoso escolher 8 posições angulares igualmente espaçadas (ou seja, posições espaçadas em 45°). As leituras não balanceadas das 8 execuções são registradas em uma folha de registro, conforme mostrado abaixo.

ÂNGULO DE TESTE MASSA	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
QUANTIDADE DE LEITURAS DE DESBALANCEAMENTO								

Fig. 2-20 Registro de Teste Transversal

Os valores de leitura de desbalanceamento registrados são, então, plotados em suas respectivas posições angulares (consulte a Fig. 2-21 abaixo) e uma curva passa por eles; ela deve ser aproximada a uma senoide. A média aritmética das leituras da escala produz a linha horizontal que pode ser usada como medida do desbalanceamento de teste, enquanto a amplitude da curva senoidal é a medida do desbalanceamento residual real.



O ponto alto da curva ocorre na posição angular do desbalanceamento residual. Se nenhuma curva senoidal for obtida, pode-se presumir que o desbalanceamento residual existente já está abaixo do limite de reprodutibilidade.

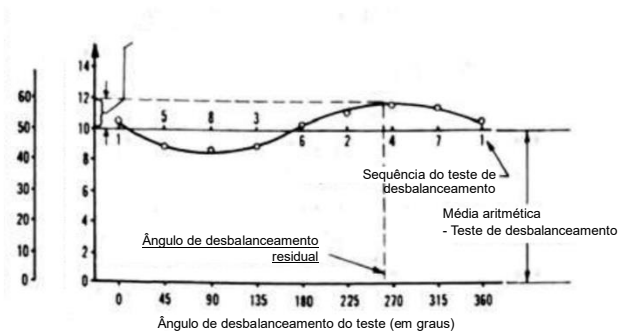


Fig. 2-21 Traçado de teste transversal

Se a linearidade da leitura da escala for questionada, a sequência de teste poderá ser repetida com um desbalanceamento de teste que tenha sido reduzido (ou aumentado) pela quantidade do desbalanceamento residual suspeito. A relação entre as duas curvas senoidais (ou seja, a diferença no valor registrado em cada posição angular) produz, então, um critério mais confiável. A verificação deve ser realizada separadamente para os dois planos de correção.

### (3) Erros devido ao acionamento.

No processo de balanceamento, em geral, e na verificação do desbalanceamento residual, em particular, deve-se ter em mente que podem ocorrer erros graves devido ao fato de os elementos de acionamento (por exemplo, eixos de acionamento de junta universal) estarem acoplados ao rotor ou devido a dispositivos usados para suportar rotores sem seus próprios rolamentos.

Na Figura 2-22, são apresentados exemplos das seguintes fontes de erro:

- Efeitos de desbalanceamento atribuíveis aos elementos de acionamento ou de suporte;
- erros de concentricidade e folgas dos elementos de acionamento ou de suporte;
- folga entre o elemento de acionamento ou suporte e o rotor;
- erros na concentricidade do rotor no ponto de fixação em relação ao munhão.

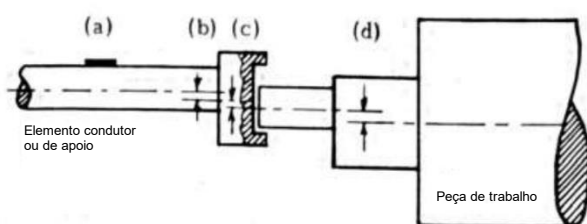


Fig. 2-22 Fontes de erro devido a elementos de acionamento acoplados

Os efeitos dos erros em (a) e (b) podem ser demonstrados por meio de medições em diferentes posições angulares dos acoplamentos, por exemplo, girando o eixo em 180° após a primeira execução.

O erro em (c) pode ser determinado por duas execuções de balanceamento nas quais a folga é eliminada em duas direções opostas.

O erro em (d), entretanto, não pode ser encontrado por meio de balanceamento. Nesse caso, o único recurso é a extrema precisão na fabricação ou um teste transversal em condições de serviço sem elementos de acoplamento, conforme descrito em (2) acima.

### o. Especificação da tolerância de balanceamento nos desenhos

Os dados a seguir devem ser mostrados em desenhos, folhas de especificações ou outros documentos destinados a especificar uma tolerância de balanceamento necessária:

- Desbalanceamento residual máximo permitido em cada plano de correção em onças-polegadas ou gramas-polegadas (ou declaração da massa do rotor, velocidade de serviço e grau de qualidade).
- Local dos planos de correção.
- Local onde as correções podem ser colocadas ou removidas, indicando o método e a quantidade máxima que pode ser adicionada ou removida com segurança, levando em conta a resistência necessária ou outras considerações.
- Tipos de rolamentos e suas localizações na máquina de balanceamento.
- Disposições de acionamento.
- Velocidade de balanceamento.
- Somente em determinados casos: Estado de fabricação ou grau de montagem do rotor quando pronto para o balanceamento (por exemplo, com ou sem volante, chaveta ou similares).



# TERMINOLOGIA DE BALANCEAMENTO

ISO / TC108 / DR1925, inclui Adições de 125 e 142

## 1. MECÂNICA

### 1.1 Centro de Gravidade (Centro da Massa).

O ponto em um corpo pelo qual passa a resultante dos pesos de suas partículas componentes para todas as orientações do corpo com relação ao campo gravitacional uniforme.

- 1.2 Eixo Principal de Inércia. Para cada conjunto de coordenadas cartesianas em um determinado ponto, os valores dos seis momentos de inércia de um corpo  $I_{x_i x_j}$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) são, em geral, desiguais; para um desses sistemas de coordenadas, os momentos  $I_{x_i x_j}$  ( $i \neq j$ ) desaparecem.
- Os valores de  $I_{x_i x_j}$  ( $i = j$ ) para este determinado sistema de coordenadas são chamados de momentos principais de inércia e as direções de coordenadas correspondentes são chamadas de eixos principais de inércia.

#### NOTAS

1.  $I_{x_i x_j} = \int x_i x_j \, dm$ , onde  $x_i, x_j$  são coordenadas Cartesianas.
2. Se o ponto for o centro de gravidade do corpo, os eixos e momentos serão chamados de eixos principais centrais e momentos principais centrais de inércia.
3. No balanceamento, o termo "eixo de inércia principal" é usado para designar o eixo principal central (dos três eixos) mais próximo da coincidência com o eixo do eixo do rotor e, às vezes, é chamado de eixo de balanceamento ou eixo de massa.

- 1.3 Centro de balanceamento. O ponto em que o eixo do eixo (consulte 2.7) intercepta o plano perpendicular ao eixo do eixo através do centro de gravidade de um rotor, quando o rotor está parado.

- 1.4 Velocidade Crítica. Uma velocidade característica que faz com que a resposta predominante ocorra na ressonância do sistema.

#### NOTAS

1. No caso de um sistema rotativo, a velocidade crítica é a velocidade que corresponde a uma frequência de ressonância (também pode incluir múltiplos e submúltiplos da frequência de ressonância) do sistema, por exemplo, a velocidade em rotações por unidade de tempo é igual à frequência de ressonância em ciclos por unidade de tempo.

2. Quando houver vários sistemas rotativos, haverá vários conjuntos correspondentes de velocidades críticas, um para cada modo do sistema geral.

- 1.5 Eixos de Rotação (Eixo de Giro). A linha reta em torno da qual um corpo gira.

#### NOTAS

1. Se os rolamentos forem anisotrópicos, não haverá um eixo de rotação estacionário.
2. No caso de rolamentos rígidos, o eixo de rotação é o eixo do eixo, mas se os rolamentos não forem rígidos, o eixo de rotação não é necessariamente o eixo do eixo.

## 2. ROTORES

- 2.1 Rotor. Um corpo rotativo cujos eixos são suportados por rolamentos.

#### NOTAS

1. Às vezes, o termo "rotor" é aplicado, por exemplo, a uma massa semelhante a um disco que não tem diâmetros (por exemplo, um volante de motor). No sentido da definição 2.1, essa massa em forma de disco se torna um rotor para fins de balanceamento somente quando é colocada em um eixo com moentes (consulte 2.4).
2. No caso do balanceamento, o rotor a ser balanceado às vezes é chamado de peça de trabalho.

- 2.2 Rotor Rígido. Um rotor é considerado rígido quando pode ser corrigido em quaisquer dois planos (arbitrariamente selecionados) (consulte 4.6) e, após essa correção, seu desbalanceamento não excede significativamente as tolerâncias de balanceamento (em relação ao eixo do eixo) em qualquer velocidade até a velocidade máxima de operação e quando estiver operando em condições que se aproximam muito das do sistema de suporte final.

- 2.3 Rotor Flexível. Um rotor que não atende à definição 2.2 é um rotor flexível.

- 2.4 Mancal. A parte de um rotor que está em contato ou é suportada por um rolamento no qual ele gira.

**2.5 Eixo de Mancal.** A linha reta média que une os centroides dos contornos da seção transversal do diário.

**NOTA** – O centroide do contorno da seção transversal é o centro de gravidade do contorno da seção transversal.

**2.6 Centro do Mancal.** A interseção entre o eixo do mancal e o plano central do mancal.

**2.7 Linha Central do Eixo.** A linha reta que une os centros dos diários.

**2.8 Rolamento.** Uma parte que suporta um diário e na qual o diário gira.

**2.9 Eixo de Rolamento.** A linha reta média que une os centroides dos contornos da seção transversal do rolamento (consulte a Nota sobre 2.5).

**2.10 Rotor Perfeitamente Balanceado.** Um rotor está perfeitamente balanceado quando sua distribuição de massa é tal que ele não transmite nenhuma força vibratória ou movimento para seus rolamentos como resultado de forças centrífugas.

**NOTA** – Quando operado em uma velocidade diferente ou quando colocado em rolamentos diferentes, o rotor não necessariamente permanecerá perfeitamente equilibrado.

**2.11 Rotor Interno.** Um rotor de dois moentes que tem seu centro de gravidade entre os moentes.

**2.12 Rotor Externo.** Um rotor de dois munhões que tem seu centro de gravidade localizado em outro local que não entre os munhões.

**2.13 Excentricidade da Massa.** Para um rotor de dois rolamentos, a distância do centro de gravidade do eixo do eixo (consulte 1.1).

**2.14 Excentricidade da massa local** (para rotores de massa distribuída). Para pequenos elementos axiais cortados de um rotor perpendicular ao eixo do eixo, a distância do centro de gravidade de cada elemento em relação ao eixo do eixo.

**2.15 Suporte de Rolamento.** A peça ou série de peças que transmite a carga do rolamento para o corpo principal da estrutura.

**2.16 Fundação.** Uma estrutura que suporta o sistema mecânico.

#### **NOTAS**

1. Ele pode ser fixo no espaço ou sofrer um movimento que proporcione excitação para o sistema suportado.
2. No contexto do balanceamento e da vibração de máquinas rotativas, o termo "fundação" geralmente é aplicado à estrutura de base pesada na qual toda a máquina é montada.

**2.17 Rotor Quase-Rígido.** Um rotor flexível que pode ser equilibrado de forma satisfatória abaixo de uma velocidade em que ocorre uma flexão significativa do rotor.

**2.18 Rotor mecanicamente instável.** Um rotor que normalmente seria considerado rígido, quase rígido ou flexível, mas que possui um ou mais componentes que são flexíveis ou que são fixados de forma flexível.

### **3. DESBALANCEAMENTO**

**Geral.** - As definições desta seção se aplicam ao desbalanceamento em rotores rígidos. Eles também podem ser aplicados a rotores flexíveis, mas como o desbalanceamento em tais rotores muda com a velocidade, quaisquer valores de desbalanceamento fornecidos para esses rotores devem estar associados a uma velocidade específica.

**3.1 Desbalanceamento.** Condição existente em um rotor quando a força ou o movimento vibratório é transmitido a seus mancais como resultado de forças centrífugas (consulte Geral).

#### **NOTAS**

1. O termo "desbalanceamento" às vezes é usado como sinônimo de "quantidade de desbalanceamento" ou "vetor de desbalanceamento".
2. Em geral, o desbalanceamento será distribuído por todo o rotor, mas pode ser reduzido a
  - a) desbalanceamento estático e desbalanceamento de pares descrito por três vetores de desbalanceamento em três planos especificados, ou
  - b) desbalanceamento dinâmico descrito por dois vetores de desbalanceamento em dois planos especificados.

**3.2 Vetor de Desbalanceamento.** Um vetor cuja magnitude é a quantidade de desbalanceamento e cuja direção é o ângulo de desbalanceamento.

**3.3 Valor do desbalanceamento.** A medida quantitativa do desbalanceamento em um rotor (referente a um plano), sem se referir à sua posição angular. Ele é obtido pelo produto da massa de desbalanceamento e da distância de seu centro de gravidade em relação ao eixo do eixo.

#### **NOTAS**

1. As unidades de desbalanceamento são, por exemplo, oz, in, g, mm etc.
2. O peso pode ser substituído por massa em alguns países.

**3.4 Ângulo de Desbalanceamento.** Dado um sistema de coordenadas polares fixado em um plano perpendicular ao eixo do eixo, o ângulo no qual uma massa de desbalanceamento está localizada com referência ao sistema de coordenadas fornecido.

**3.5 Massa de desbalanceamento.** A massa que se considera estar localizada em um raio específico, de modo que o produto dessa massa e sua aceleração centrípeta seja igual à força de desbalanceamento.

#### **NOTA**



A aceleração centrípeta é o produto da distância do eixo da massa de desbalanceamento e o quadrado da velocidade angular do rotor em radianos por segundo.

- 3.6 Desbalanceamento Estático.** Condição de desbalanceamento para a qual o eixo principal central é deslocado apenas paralelamente ao eixo do eixo.

**NOTA** – A medida quantitativa do desbalanceamento estático pode ser dada pela resultante dos dois vetores de desbalanceamento dinâmico.

- 3.7 Desbalanceamento Quase-Estático.** Condição de desbalanceamento para a qual o eixo principal central intercepta o eixo do eixo em um ponto que não seja o centro de gravidade.

- 3.8 Desbalanceamento de Acoplamento.** Condição de desbalanceamento para a qual o eixo principal central intercepta o eixo do eixo no centro de gravidade.

#### **NOTAS**

1. A medida quantitativa do desbalanceamento do par pode ser dada pela soma vetorial dos momentos dos dois vetores de desbalanceamento dinâmico em torno de um determinado ponto de referência no plano que contém o centro de gravidade e o eixo do eixo.
2. Se o desbalanceamento estático em um rotor for corrigido em qualquer plano diferente daquele que contém o ponto de referência, o desbalanceamento do par será alterado.

- 3.9 Desbalanceamento Dinâmico.** Condição na qual o eixo principal central não coincide com o eixo do eixo.

**NOTA** – A medida quantitativa do desbalanceamento dinâmico pode ser dada por dois vetores de desbalanceamento complementares em dois planos específicos (perpendiculares ao eixo do eixo) que representam completamente o desbalanceamento total do rotor.

- 3.10 Desbalanceamento Residual (Final).** Desbalanceamento de qualquer tipo que permaneça após o balanceamento.

- 3.11 Desbalanceamento Inicial.** Desbalanceamento de qualquer tipo que exista no rotor antes do balanceamento.

- 3.12 Força de Desbalanceamento.** Em um rotor referido a um plano de correção, a força centrífuga (referida ao eixo do eixo) devido ao desbalanceamento nesse plano.

- 3.13 Força resultante de desbalanceamento.** A força resultante do sistema de forças centrífugas de todos os elementos de massa de um rotor em relação a qualquer ponto no eixo do eixo, desde que o rotor gire em torno do eixo do eixo.

**NOTA** – A força de desbalanceamento resultante sempre fica no plano que contém o centro de gravidade do rotor e o eixo do eixo.

- 3.14 Momento de Desbalanceamento.** O momento de uma força centrífuga de um elemento de massa de um rotor em torno de um determinado ponto de referência no plano que contém o centro de gravidade do rotor e o eixo do eixo.

- 3.15 Momento Resultante de Desbalanceamento (Momento Resultante das Forças de Desbalanceamento).**

O momento resultante do sistema de forças centrífugas de todos os elementos de massa do rotor em torno de um determinado ponto de referência no plano que contém o centro de gravidade do rotor e o eixo do eixo.

#### **NOTAS**

1. A magnitude e o ângulo do plano do momento resultante dependem, em geral, da posição do ponto de referência.
2. Existe uma determinada posição do ponto de referência na qual a magnitude do momento resultante atinge seu mínimo (eixo central de desbalanceamento).
3. O momento resultante é independente da posição do ponto de referência no caso em que a força de desbalanceamento resultante é zero.

- 3.16 Desbalanceamento no Acoplamento.** Para o caso em que a força de desbalanceamento resultante é zero, o par resultante do sistema de forças centrífugas de todos os elementos de massa do rotor.

- 3.17 Desbalanceamento Específico.** A quantidade de desbalanceamento estático (U) dividida pela massa do rotor (M); é equivalente ao deslocamento do centro de gravidade do rotor em relação ao eixo do eixo.

- 3.18 Qualidade de Balanceamento.** O produto de um desbalanceamento específico e uma velocidade angular do rotor, geralmente em condições de serviço de estado estável.

- 3.19 **Desbalanceamento inicial controlado.** Desbalanceamento inicial que foi minimizado pelo balanceamento individual dos componentes e/ou pela atenção cuidadosa ao projeto, fabricação e montagem do rotor.

#### **4. BALANCEAMENTO**

- 4.1 **Balanceamento.** Um procedimento pelo qual a distribuição de massa de um rotor é verificada e, se necessário, ajustada para garantir que a vibração dos moentes e/ou as forças nos rolamentos em uma frequência correspondente à velocidade operacional estejam dentro dos limites especificados.

4.2 **Balanceamento de Plano Simples (Estático).**

Um procedimento pelo qual a distribuição de massa de um rotor rígido é ajustada para garantir que o desbalanceamento estático residual esteja dentro dos limites especificados.

**NOTA** – O balanceamento de plano único pode ser feito em um par de bordas de faca sem rotação do rotor, mas agora é mais comumente feito em máquinas de balanceamento centrífugo.

4.3 **Balanceamento de Dois Planos (Dinâmico).**

Um procedimento pelo qual a distribuição de massa de um rotor rígido é ajustada para garantir que o desbalanceamento dinâmico residual esteja dentro dos limites especificados.

- 4.4 **Balanceamento de Vários Planos.** Conforme aplicado ao balanceamento de rotores flexíveis, qualquer procedimento de balanceamento que exija a correção do desbalanceamento em mais de dois planos de correção separados axialmente.

- 4.5 **Método de Correção.** Um procedimento pelo qual a distribuição de massa de um rotor é ajustada para reduzir o desbalanceamento ou a vibração decorrente do desbalanceamento a um valor aceitável. As correções geralmente são feitas adicionando ou removendo material do rotor.

- 4.6 **Plano de Correção (Balanceamento).** Um plano perpendicular ao eixo do eixo de um rotor no qual é feita a correção do desbalanceamento.

- 4.7 **Plano de Medição.** Um plano perpendicular ao eixo do eixo no qual a quantidade e o ângulo de desbalanceamento são determinados.

- 4.8 **Plano de Referência.** Qualquer plano perpendicular ao eixo do eixo ao qual se refere uma quantidade de desbalanceamento.

- 4.9 **Limite de Aceitabilidade.** O valor de um parâmetro de desbalanceamento especificado como o máximo abaixo do qual o estado de desbalanceamento de um rotor é considerado aceitável.

- 4.10 **Tolerância de Desbalanceamento.** No caso de rotores rígidos, a quantidade de desbalanceamento em relação a um plano radial (plano de medição ou plano de correção) que é especificado como o máximo abaixo do qual o estado de desbalanceamento é considerado aceitável.

- 4.11 **Balanceamento de Campo.** O processo de balanceamento de um rotor em seus próprios rolamentos e estrutura de suporte, e não em uma máquina de balanceamento.

**NOTA** – Nessas condições, as informações necessárias para realizar o balanceamento são derivadas de medições de forças vibratórias ou movimentos da estrutura de suporte e/ou do rotor causados pelo desbalanceamento do rotor.

#### **5. MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS DE BALANCEAMENTO**

- 5.1 **Máquina de Balanceamento.** Uma máquina que fornece uma medida do desbalanceamento em um rotor que pode ser usada para ajustar a distribuição de massa desse rotor montado nele, de modo que o movimento vibratório dos moentes ou a força nos mancais possa ser reduzida, se necessário, uma vez por revolução.

- 5.2 **Máquinas de Balanceamento Gravitacional (Não-Rotativo).** Uma máquina de balanceamento que oferece suporte a um rotor rígido em condições não rotativas e fornece informações sobre a quantidade e o ângulo do desbalanceamento estático.

- 5.3 **Máquina de balanceamento centrífuga (rotacional).** Uma máquina de balanceamento que fornece o suporte e a rotação de um rotor e a medição de forças ou movimentos vibratórios uma vez por revolução devido ao desbalanceamento no rotor.

- 5.4 **Máquina de balanceamento de plano único (estático).** Uma máquina de balanceamento gravitacional ou centrífuga que fornece informações para a realização do balanceamento em um único plano.

- 5.5 **Máquina de balanceamento dinâmico (dois planos).** Uma máquina de balanceamento centrífuga que fornece informações para a realização de balanceamento em dois planos.

**NOTA** – Às vezes, as máquinas de balanceamento dinâmico são usadas para realizar o balanceamento em um único plano.

- 5.6 **Máquina de balanceamento de mancal rígido (abaixo da ressonância).** Uma máquina de balanceamento com uma velocidade de operação abaixo da frequência natural do sistema de suspensão e rotor.

- 5.7 Máquina de balanceamento por ressonância.** Uma máquina de balanceamento com uma velocidade de operação na frequência natural do sistema de suspensão e rotor.
- 5.8 Máquina de balanceamento de mancais macios (acima da ressonância).** Uma máquina de balanceamento com uma velocidade de operação acima da frequência natural do sistema de suspensão e rotor.
- 5.9 Máquina de balanceamento de compensação (força nula).** Uma máquina de balanceamento com um sistema de força calibrado incorporado que neutraliza as forças desequilibradas no rotor.
- 5.10 Máquina de balanceamento de leitura direta.** Uma máquina de balanceamento que indica o desbalanceamento diretamente.
- 5.11 Diâmetro de giro.** O diâmetro máximo da peça de trabalho que pode ser acomodado por uma máquina de balanceamento.
- 5.12 Mandril (Árvore de Balanceamento).** Um eixo usinado com precisão no qual o trabalho é montado para balanceamento.
- 5.13 Equipamento de Balanceamento de Campo.** Um conjunto de instrumentos de medição para fornecer informações para a realização de operações de balanceamento em máquinas montadas que não estejam montadas em uma máquina de balanceamento.
- 5.14 Indicador de Desbalanceamento.** Em uma máquina de balanceamento, o mostrador, calibrador ou medidor com o qual é indicada uma quantidade medida de desbalanceamento ou o efeito desse desbalanceamento.
- 5.15 Unidade de Correção Prática.** Uma unidade correspondente a um valor unitário da quantidade de desbalanceamento indicada em uma máquina de balanceamento. Por conveniência, ele está associado a um raio e a um plano de correção específicos e é comumente expresso como unidades de uma quantidade escolhida arbitrariamente, como profundidades de perfuração de determinado diâmetro, peso, comprimentos de solda de arame, plugues, cunhas etc.
- 5.16 Contrapeso.** Um peso adicionado a um corpo para reduzir um desbalanceamento calculado em um local desejado.
- NOTA** – Esses pesos podem ser usados para equilibrar um corpo assimétrico ou para reduzir os momentos de flexão dentro de um corpo, por exemplo, virabrequins.
- 5.17 Compensador.** Um recurso incorporado a uma máquina de balanceamento que permite que o desbalanceamento inicial do rotor seja anulado, geralmente eletricamente, acelerando assim o processo de ajuste e calibração do plano.
- 5.18 Indicador de Ângulo.** O dispositivo usado para indicar o ângulo de desbalanceamento.
- 5.19 Gerador de referência de ângulo.** No balanceamento, um dispositivo usado para gerar um sinal que define a posição angular do rotor.
- 5.20 Marcas de Referência de Ângulo.** Marcas colocadas em um rotor para indicar um sistema de referência de ângulo fixado no rotor; elas podem ser ópticas, magnéticas, mecânicas ou radioativas.
- 5.21 Dispositivo de Medição de Vetor.** Um dispositivo para medir e exibir a quantidade e o ângulo em termos de um vetor de desbalanceamento, geralmente por meio de um ponto ou linha.
- 5.22 Dispositivo de Medição de Componente.** Um dispositivo para medir e exibir a quantidade e o ângulo do desbalanceamento em termos de componentes selecionados do vetor de desbalanceamento.
- 5.23 Resposta Mínima da Máquina de Balanceamento.** A medida da capacidade da máquina de detectar e indicar uma quantidade mínima de desbalanceamento sob condições especificadas.
- 5.24 Exatidão da Máquina de Balanceamento.** Os limites dentro dos quais a quantidade e o ângulo de desbalanceamento podem ser medidos sob condições específicas.
- NOTA** - Os limites normalmente são fornecidos em termos de uma porcentagem positiva e negativa de um valor e ângulo de desbalanceamento especificados.
- 5.25 Interferência do plano de correção (efeito cruzado).** A alteração da indicação da máquina de balanceamento em um plano de correção de um determinado rotor, que é observada para uma determinada alteração de desbalanceamento no outro plano de correção.
- 5.26 Índices de interferência do plano de correção.** As taxas de interferência ( $I_{AB}$ ,  $I_{BA}$ ) de dois planos de correção A e B de um determinado rotor são definidos pelas relações a seguir:
- $$I_{AB} = \frac{U_{AB}}{U_{BB}}$$
- onde  $U_{AB}$  e  $U_{BB}$  são as indicações de desbalanceamento referentes aos planos A e B, respectivamente, causadas pela adição de uma quantidade específica de desbalanceamento no plano B; e
- $$I_{BA} = \frac{U_{AB}}{U_{AA}}$$
- onde  $U_{BA}$  e  $U_{AA}$  são as indicações de desbalanceamento referentes aos planos B e A, respectivamente, causadas pela adição de uma quantidade específica de desbalanceamento em plano A.

#### NOTAS

1. A taxa de interferência do plano de correção para uma máquina de balanceamento na qual a separação do plano tenha sido cuidadosamente ajustada deve ser mínima.

2. A proporção geralmente é dada como uma porcentagem.

**5.27 Separação de Plano.** Em uma máquina de balanceamento, a operação de redução da taxa de interferência do plano de correção para um determinado rotor.

**5.28 Sensibilidade da Máquina de Balanceamento.** De uma máquina de balanceamento sob condições especificadas, o incremento na indicação de desbalanceamento expresso como movimento do indicador ou leitura digital por unidade de incremento na quantidade de desbalanceamento.

**5.29 Barra Nodal.** Uma barra rígida acoplada por meio de rolamentos a um rotor rígido com suporte flexível, sendo seu movimento essencialmente paralelo ao do eixo do eixo.

#### NOTAS

1. Sua função é proporcionar a separação do plano de correção localizando os transdutores de movimento nos centros de rotação correspondentes aos centros de percussão localizados nos planos de correção.
2. Um transdutor de movimento localizado dessa forma tem uma taxa mínima de interferência do plano de correção.

**5.30 Rede de Separação de Plano (Nodal).** Um circuito elétrico, interposto entre os transdutores de movimento e os indicadores de desbalanceamento, que executa a função de separação de planos eletricamente sem exigir locais específicos para os transdutores de movimento.

**5.31 Massa parasitária.** Em uma máquina de balanceamento, qualquer massa, que não seja a do rotor que está sendo balanceado, que deve ser movida pela(s) força(s) de desbalanceamento desenvolvida(s) no rotor.

**5.32 Rotor de Prova (Teste).** Um rotor rígido de massa adequada projetado para testar máquinas de balanceamento e balanceado o suficiente para permitir a introdução de desbalanceamento exato por meio de massas adicionais com alta reprodutibilidade da magnitude e da posição angular.

**5.33 Calibração Permanente.** Recurso de uma máquina de balanceamento de rolamentos rígidos que fornece calibração para qualquer rotor dentro da capacidade e da faixa de velocidade da máquina por meio do ajuste da máquina.

**5.34 Taxa de redução de desbalanceamento (U.R.R.).** A razão entre a redução do desbalanceamento por uma única correção de balanceamento e o desbalanceamento inicial.

$$U.R.R. = \frac{U_1 - U_2}{U_1} = 1 - \frac{U_2}{U_1}$$

Onde

$U_1$  é a quantidade de desbalanceamento inicial;

$U_2$  é a quantidade de desbalanceamento restante após uma correção de balanceamento.

#### NOTAS

1. A taxa de redução do desbalanceamento é uma medida da eficiência geral da correção do desbalanceamento.

2. A proporção geralmente é dada como uma porcentagem.

**5.35 Rotor Calibração.** Um rotor (geralmente o primeiro de uma série) usado para a calibração de uma máquina de balanceamento.

**5.36 Calibração.** O processo de ajuste de uma máquina de modo que o(s) indicador(es) de desbalanceamento seja(m) lido(s) em termos de unidades de correção selecionadas em planos de correção especificados para um determinado rotor e outros rotores essencialmente idênticos; pode incluir o ajuste da localização angular, se necessário.

**5.37 Configurações** Em uma máquina de balanceamento, a operação de inserir na máquina informações sobre a localização dos planos de correção, a localização dos rolamentos, os raios de correção e a velocidade, se aplicável.

**5.38 Ajuste Mecânico.** Em uma máquina de balanceamento, a operação de preparar a máquina mecanicamente para balancear um rotor.

**5.39 Desbalanceamento Residual Mínimo Alcançável.** O menor valor de desbalanceamento residual que uma máquina de balanceamento é capaz de atingir.

**5.39.1 Dispositivo de Auto-Balanceamento.** Um dispositivo incorporado ao rotor que compensa automaticamente as alterações no desbalanceamento durante a operação normal.

**5.40 Desbalanceamento Residual Mínimo Alcançável Declarado.** Um valor de desbalanceamento residual mínimo atingível declarado pelo fabricante para sua máquina. Esse valor deve ser testado de acordo com o procedimento especificado na Recomendação ISO.

**5.41 Corrida de medição.** (Em uma máquina de balanceamento) uma execução que consiste nas seguintes etapas:

- a) Ajuste mecânico da máquina, incluindo o acionamento, a ferramenta e/ou o adaptador;
- b) Configuração do sistema de indicação;
- c) Preparação do rotor para a execução do balanceamento;
- d) Tempo médio de aceleração;
- e) Tempo de leitura;
- f) Tempo médio de desaceleração;
- g) Quaisquer outras operações necessárias para relacionar as leituras obtidas ao rotor real que está sendo balanceado.
- h) Tempo para todas as outras operações necessárias, por exemplo, medidas de segurança.

#### **NOTAS**

1. No caso de balanceamento de produção em massa, as etapas a) e b) geralmente são omitidas na execução inicial da medição. Para as medições subsequentes, as etapas a), b) e c) são omitidas em todos os casos.
2. Uma execução de medição às vezes é chamada de execução de verificação.

**5.42 Corrida de Balanceamento.** (Em uma máquina de balanceamento) consiste em uma execução de medição e no processo de correção associado.

**5.43 Tempo de Piso a Piso.** (normalmente expresso em minutos), incluindo o tempo para todas as operações de balanceamento e verificação necessárias, juntamente com os tempos de carga e descarga.

**5.44 Taxa de Produção.** (Normalmente expresso em peças por hora) o recíproco do tempo de piso a piso.

## **6. ROTORES FLEXÍVEIS**

**6.1 (Rotor) Velocidade crítica de flexão.** Velocidade de um rotor flexível na qual há flexão máxima do rotor em um de seus modos principais e na qual a flexão do rotor é mais significativa do que a deflexão dos rolamentos.

**6.2 (Rotor) Modo principal de flexão.** O formato do modo que o rotor assume em uma velocidade crítica de flexão (do rotor).

**6.3 Balanceamento Modal.** Um procedimento para balancear rotores flexíveis no qual as correções de balanceamento são feitas para reduzir a amplitude da vibração nos principais modos de flexão significativos separados para dentro dos limites especificados.

**6.4 Desbalanceamento Modal** é o desbalanceamento que está associado a um modo principal.

**6.5 Quantidade de desbalanceamento modal no enésimo modo.** É igual à menor correção de desbalanceamento necessária para corrigir o efeito do desbalanceamento nesse modo.

**NOTA** – A quantidade real de correção de desbalanceamento necessária variará de acordo com sua posição axial ao longo do rotor.

**6.6 Tolerância de desbalanceamento modal.** Com relação a um modo, a quantidade de desbalanceamento modal que é especificada como o máximo abaixo do qual o estado de desbalanceamento nesse modo é considerado aceitável.

**6.7 Vibração de múltiplas frequências.** Uma vibração em uma frequência correspondente a um múltiplo da velocidade de rotação e que não é uma função do estado de desbalanceamento do rotor.

**NOTA:** Essa vibração pode ser causada pela anisotropia do rotor ou por outras causas.

**6.8 Instabilidade Térmica.** Condição exibida por um rotor se sua quantidade de desbalanceamento for significativamente alterada por suas mudanças de temperatura.

**NOTA:** A condição pode ser permanente ou temporária.

**6.9 Balanceamento de baixa velocidade (relacionado a rotores flexíveis).** Um procedimento de balanceamento em uma velocidade (geralmente uma fração da velocidade de serviço do rotor) em que o rotor a ser balanceado não pode ser considerado rígido.

**6.10 Balanceamento em Alta Velocidade (Relativo a Rotores Flexíveis).** Um procedimento de balanceamento em velocidades em que o rotor a ser balanceado não pode ser considerado rígido.

**TERMINOLOGIA****ÍNDICE ALFABÉTICO** (p. 2-20 a 2-27)

Limite de Aceitabilidade	4.9
Quantidade de Desbalanceamento	3.3
Quantidade de desbalanceamento modal no enésimo modo	6.5
Marcas de Referência de Ângulo	5.20
Indicador de Ângulo	5.18
Ângulo de Desbalanceamento	3.4
Gerador de Referência de Ângulo	5.19
Eixo de Rotação	1.5
Qualidade de Balanceamento	3.18
Balanceamento	4.1
Máquina de Balanceamento	5.1
Exatidão da Máquina de Balanceamento	5.24
Resposta Mínima da Máquina de Balanceamento	5.23
Sensibilidade da Máquina de Balanceamento	5.28
Corrida de Balanceamento	5.42
Rolamento	2.8
Eixo de Rolamento	2.9
Suporte de Rolamento	2.15
Calibragem	5.36
Rotor de Calibração	5.35
Eixo Central de Desbalanceamento	3.15
Centro de Gravidade	1.1
Máquina Centrífuga de Balanceamento	5.3
Reivindicado Desbalanceamento Residual Mínimo Alcançável	5.40
Máquina de Compensação de Balanceamento	5.9
Compensador	5.17
Dispositivo de Medição de Componente	5.22
Desbalanceamento Controlado Inicial	3.19
Plano de Correção	4.6
Interferência do Plano de Correção	5.25
Taxa de Interferência do Plano de Correção	5.26
Contrapeso	5.16
<u>Desbalanceamento no Acoplamento</u>	3.8
Velocidade Crítica	1.4
Máquina de balanceamento com leitura direta	5.10
Máquina de Balanceamento Dinâmico	5.5
Desbalanceamento Dinâmico.	3.9
Centro de balanceamento	1.3
Balanceamento de Campo	4.11
Equipamento de Balanceamento de Campo	5.13
Rotor Flexível	2.3
Tempo de Piso a Piso	5.43
Fundação	2.16
Máquina de Balanceamento Gravitacional	5.2
Máquina de balanceamento de rolamentos rígidos	5.6
Balanceamento de alta velocidade	6.10
Rotor Interno	2.11
Desbalanceamento Inicial	3.11
Mancal	2.4
Eixo do Mancal	2.5
	2.6

Centro do Mancal	
Excentricidade da Massa Local	2.14
Balanceamento de Velocidade Baixa	6.9

(1)

Mandril	5.12
Excentricidade da Massa	2.13
Plano de Medição	4.7
Corrida de Medição	5.41
Ajuste Mecânico	5.38
Rotor mecanicamente instável	2.18
Método de Correção	4.5
Desbalanceamento Residual Mínimo Alcançável	5.39
Balanceamento Modal	6.3
Desbalanceamento Modal	6.4
Tolerância de Desbalanceamento Modal	6.6
Balanceamento Multi-Plano	4.4
Vibração de Múltipla-Frequência	6.7
Barra Nodal	5.29
Rotor Externo	2.12
Massa Parasita	5.31
Rotor Perfeitamente Balanceado	2.10
Calibração Permanente	5.33
Separação de Plano	5.27
Rede de Separação de Plano	5.30
Unidade de Correção Prática	5.15
Eixo de Inércia Principal	1.2
Taxa de Produção	5.44
Rotor de Prova	5.32
Rotor Quase-Rígido	2.17
Desbalanceamento Quase-Estático	3.7
Plano de Referência	4.8
Desbalanceamento Residual	3.10
Máquina de Balanceamento de Ressonância	5.7
Força Resultante de Desbalanceamento	3.13
Momento Resultante de Desbalanceamento	3.15
Rotor Rígido	2.2
Rotor	2.1
(Rotor) Velocidade crítica de flexão	6.1
(Rotor) Modo principal de flexão	6.2
Dispositivo de Auto-Balanceamento	5.39.1
Configuração	5.37
Linha central do eixo	2.7
Balanceamento de Plano Simples	4.2
Máquina de Balanceamento de Plano Simples	5.4
Máquina de Balanceamento de Mancal Macio	5.8
Desbalanceamento Específico	3.17
Desbalanceamento Estático	3.6
Diâmetro de Giro	5.11
Instabilidade Térmica	6.8
Balanceamento de Dois Planos	4.3
Desbalanceamento	3.1
<u>Desbalanceamento no Acoplamento</u>	3.16
Força de Desbalanceamento	3.12
Indicador de Desbalanceamento	5.14
Massa de Desbalanceamento	3.5
Momento de Desbalanceamento	3.14
Índice de Redução de desbalanceamento	5.34
Tolerância de Desbalanceamento	4.10
Vetor de Desbalanceamento	3.2
Dispositivo de Medição de Vetor	5.21

2 - 27

## FATORES DE CONVERSÃO

Usado para balanceamento e determinação de propriedades de massa  
(Abril de 1976)

PARA CONVERTER	EM	MULTIPLICAR POR
Atmosferas (at)	libras/pol <sup>2</sup>	14,1963 (≈ 14,2)
BTU (média)	quilocalorias	0,252
Dina	gramas	$1,017 \times 10^{-6}$
Pés (ft)	metros	0,3048
Pés (ft)	milímetros	304,8
Grãos (troy)	gramas	0,0648
Grãos (troy)	onças (avdp)	0,00229
Gramas (g)	grãos	15,43
Gramas (g)	onças	0,03527
Gramas (g)	Dinas	980,7
Gramas-polegadas (g-pol)	onça-polegadas	0,03527
Gramas-milímetros (gmm)	onça-polegadas	0,00139 (≈ 0,0014)
Cavalo-força (hp)	quillowatts	0,7457
Polegadas (in)	milímetros	25,4
Quilocalorias (kcal)	BTU (média)	3,968
Quilogramas (kg)	gramas	1000
Quilogramas (kg)	libras	2,205 (≈ 2,2)
Quilogramas (kg)	newtons	9,80665 (≈ 9,81)
Quilograma metros (kgm)	libra-pés	7,233
Quilograma metros <sup>2</sup> (kgm <sup>2</sup> )	libra-pés <sup>2</sup>	23,73
Quilograma metros <sup>2</sup> (kgm <sup>2</sup> )	slug pés <sup>2</sup>	0,7382
Quilolibras (kp) *1	gramas	1000
Quillowatts (kw)	cavalo força (hp)	1,341
Metros (m)	milímetros	1000
Metros (m)	polegadas	39,37 (≈ 40)
Metros (m)	pés	3,281
Metros (m)	jardas	1,094
Micro polegadas	mícron	0,0254
Micron (μm)	micro polegadas	39,37 (≈ 40)
milímetros (mm)	polegadas	0,03937 (≈ 0,04)
Miligrama (mg)	gramas	0,001
Newtons (N) *2	quilogramas	0,102
Newtons (N)	libras	0,225
Newton metros (Nm)	libra-pés	0,738
Onças (oz)	gramas	16
Onças (oz)	grãos	437,5
Onças (oz)	gramas	28,35
Onças (oz)	libras	0,0625
Onça-polegadas <sup>2</sup> (oz-pol <sup>2</sup> )	grama-polegadas	28,35
Onça-polegadas <sup>2</sup> (oz-pol <sup>2</sup> )	grama-milímetros	720
Onça-polegadas <sup>2</sup> (oz-pol <sup>2</sup> )	libra-pés	0,00521
Onça-polegada <sup>2</sup> (oz-pol <sup>2</sup> )	grama-milímetro <sup>2</sup>	18290
Onça-polegada <sup>2</sup> (oz-pol <sup>2</sup> )	slug pés <sup>2</sup>	$13,5 \times 10^{-6}$
Onça-polegada-segundos <sup>2</sup>	slug pés <sup>2</sup>	0,00521
Libras (lb)	grãos	7000
Libras (lb)	onças	16
Libras (lb)	gramas	453,59 (≈ 454)
Libras (lb)	quilogramas (ou quilolibras)	0,4536
Libras (lb)	newtons	4,448
Libra-pé (lb-pé)	quilograma metros	0,1383
Libra-pé (lb-pé)	newton metros	1,35626
Libra-pé (lb-pé)	onça-polegadas	192
Libra-pé <sup>2</sup> (lb-pé <sup>2</sup> )	quilograma metros <sup>2</sup>	0,042 *3
Libra-pé <sup>2</sup> (lb-pé <sup>2</sup> )	libra-polegada <sup>2</sup>	144
Libra-pé <sup>2</sup> (lb-pé <sup>2</sup> )	slug pés <sup>2</sup>	0,031
Libras/pol <sup>2</sup> (psi)	atmosferas	0,068
Slugs	libras	32,17
Slugs	quilogramas	14,594
Slug-pés <sup>2</sup> (slug-pé <sup>2</sup> )	onça-polegadas <sup>2</sup>	74,078
Slug-pés <sup>2</sup> (slug-pé <sup>2</sup> )	quilograma metros <sup>2</sup>	1,3546
Slug-pés <sup>2</sup> (slug-pé <sup>2</sup> )	libra-pés <sup>2</sup>	32,174 *4

\*1 quilolibra foi temporariamente usado para força em kg antes da introdução de newtons.

\*2 Um newton é a força necessária para acelerar 1 kg de massa a 1 m/s em 1 segundo.

\*3 Quando usado para o momento polar de inércia, wk<sup>2</sup> (lb-pés<sup>2</sup>) = 0,168 GD<sup>2</sup> (kgm<sup>2</sup>), ou GD<sup>2</sup> (kgm<sup>2</sup>) = 5,925 wk<sup>2</sup> (lb-pé<sup>2</sup>). NOTA: D = diâmetro, k = raio.

\*4 Aceleração padrão internacional devido à gravidade = 9,80665 m/s<sup>2</sup> = 386,088 in/s<sup>2</sup> = 32,1739 pé/s<sup>2</sup>.



### 1. FORÇA CENTRÍFUGA

$$F_{lb} = \frac{w}{g} \cdot r \cdot \omega^2$$

F - Centrífuga Força em lb

w - Desbalanceado, peso em lb

g - Gravidade constante 32,17 pés/s<sup>2</sup>

r - Raio do peso em pés

$\omega$  - Velocidade rotacional em radianos/s =  $\frac{\pi n}{30}$

$$(1 \text{ radiano} = \frac{360}{2\pi} = 57,3^\circ)$$

$$F_{lb} = 1,77 \cdot U \cdot n^2 \cdot 10^{-6}$$

F - Centrífuga Força em lb

U - Desbalanceamento em oz-pol

n - Velocidade rotacional em rpm

$$F_N = m \cdot r \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \approx 11,000 \cdot m \cdot r \left( \frac{n}{1000} \right)^2$$

F - Força centrífuga em newtons

m - Massa de desbalanceamento em kg

r - Raio da massa em metros

n - Velocidade rotacional em rpm

### 2. DESLOCAMENTO DE CG

$$e = \frac{U \cdot r}{W}; \quad U \cdot r = e \cdot W$$

e - Deslocamento do rotor em polegadas

(excentricidade, também  $U_{spec}$ )

U - Desbalanceamento em onças

r - Raio de U em polegadas

W - Peso do rotor em oz

### 3. INFLUÊNCIA DA MASSA PARASITÁRIA NA SENSIBILIDADE DA MÁQUINA DE MANCAL MACIO

$$U_{Spec} = \frac{W_R + W_P}{W_R} \cdot d_B$$

$U_{Spec}$  - Desbalanceamento mínimo da especificação de realização, em polegadas

$W_R$  - Peso do rotor em lb

$W_P$  - Massa parasita em lb (carrinhos, ferramentas)

$d_B$  - Deslocamento mínimo mensurável da ponte de rolamento em polegadas

### 4. LIMITAÇÃO DE PESO E VELOCIDADE $Wn^2$

Exemplo:

Limites de especificação da máquina  $Wn^2$  para  $2400 \cdot 10^6$  lb/min<sup>2</sup>.

Rotor pesa 1200 lb e deve ser balanceado a 800 rpm.

$$Wn^2 = 1200 \text{ lb} \cdot (800 \text{ rpm})^2$$

$$Wn^2 = 768 \cdot 10^6 \text{ lb/min}^2$$

(bem dentro da limitação)

### 5. LIMITAÇÃO DO SISTEMA DE ACIONAMENTO $Wk^2n^2$

$$Wk^2 = W_{lb} \cdot (r \cdot c)^2$$

W - Massa do rotor em lb

r - Raio externo do rotor em pés

c - Fator dependente do tipo de rotor

Nota:  $r \cdot c$  é o raio de giro k.

É a média dos raios do eixo do eixo de cada parte

infinitesimal do rotor. Ele pode ser aproximado multiplicando-se o raio externo do rotor por um determinado fator;

ou seja, 0,7 para um disco sólido, 1 para um rotor do tipo tubo ou cano em que a maior parte da massa está concentrada na periferia, 0,5 - 0,6 para um rotor de turbina com pás e 0,4 para um propulsor com a maior parte da massa concentrada no cubo.

Exemplo:

$Wk^2$  para um volante de motor em aço sólido de 2500 lb, diâmetro de 3 pés (raio externo de 1,5 pé).

$$Wk^2 = 2500 \text{ lb} \cdot (1,5 \text{ ft} \cdot 0,7)^2 = 2756 \text{ lb-pé}^2$$

Com o momento polar de inércia agora conhecido, é possível determinar a velocidade máxima (n) para a qual a máquina pode acelerar esse rotor em um determinado tempo.

Exemplo:

A especificação da máquina limita o acionamento  $Wk^2n^2$  a  $3000 \times 10^6$  lb-pé<sup>2</sup>/min<sup>2</sup>. O rotor apresenta  $Wk^2$  de 2750 lb pé<sup>2</sup>.

$$n_{max} = \sqrt{\frac{Wk^2 n^2}{Wk^2}} = \sqrt{\frac{3000 \cdot 10^6 \text{ lb-ft}^2/\text{min}^2}{2750 \text{ lb-ft}^2}} \approx 1045 \text{ rpm}$$

Para determinar o momento de inércia máximo que você pode acelerar até uma velocidade de balanceamento específica, divida o momento de inércia limitante por valor  $Wk^2n^2$  por velocidade ao quadrado ( $n^2$ ).

Exemplo:

Limites de especificação da máquina  $Wk^2n^2$  a  $3000 \times 10^6$  lb - pé<sup>2</sup>/min<sup>2</sup>.

O máximo que o rotor  $Wk^2$  pode ser acelerado a 900 rpm, seria:

$$Wk^2_{max} = \frac{Wk^2 n^2}{n^2} = \frac{3000 \cdot 10^6 \text{ lb-ft}^2/\text{min}^2}{(900/\text{min})^2} = 3700 \text{ lb-ft}^2$$

Se o momento de inércia do rotor for menor que 3700 lb-pé<sup>2</sup>, ele pode ser acelerado até uma velocidade de balanceamento de 900 rpm em um tempo aceitável.

### 6. ALTERNATIVAS PARA DESCOBRIR AS LIMITAÇÕES DO SISTEMA DE ACIONAMENTO

$$Wk^2 = \frac{hp \cdot t \cdot 10^6}{n^2 \cdot 0,618}$$

Se  $hp$ ,  $n$  e  $t$  são dados

$$hp = \frac{Wk^2 \cdot n^2 \cdot 0,618}{t \cdot 10^6}$$

Se  $Wk^2$ ,  $n$  e  $t$  são dados

$$t = \frac{Wk^2 \cdot n^2 \cdot 0,618}{hp \cdot 10^6}$$

Se  $Wk^2$ ,  $n$  e  $hp$  são dados

n - rpm; t - tempo de aceleração em segundos.

### 7. MOMENTO DE INÉRCIA

$$GD^2 = 0,168 W r^2; W r^2 = 5,95 GD^2$$

G - Massa em kg

D - Diâmetro de giro em metros

W - Massa em lb

r - Raio em pés

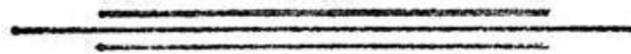
### 8. TORQUE

$$t(\text{lb-ft}) = \frac{hp \cdot 5250}{\text{rpm}}; \quad Md (\text{Nm}) = \frac{kw \cdot 9550}{\text{rpm}}$$

# CUIDADO

## FAÇA

- sempre use dispositivos de retenção de segurança.
- use batentes de impulso axial.
- use todos os dispositivos de segurança fornecidos para a máquina: proteções, divisórias.
- proteja os rolos ao esmerilhar, perfurar ou soldar na máquina.
- certifique-se de que todos os dispositivos de fixação estejam apertados antes de ligar a máquina:
  - carrinhos para suporte
  - suporte para berço
  - Parafusos de junta universal, se aplicável
  - Suporte de acionamento por correia no berço, com a correia apertada.
- use óculos de segurança.
- use o bom senso.



## NÃO FAÇA

- não sobrecarregue a máquina
- não fique na fila (na frente ou atrás) com o rotor girando - com com ou sem compartimento de segurança.
- não tente limpar os moentes e/ou rolos enquanto o rotor estiver girando.
- não tente parar um rotor em desaceleração com as mãos.
- não aterre o rotor através da máquina durante a soldagem a arco, mas conecte o aterramento diretamente ao rotor.
- não use roupas largas, gravatas, etc., na máquina.

# Compartimentos do Rotor

Dependendo do tipo de rotor a ser balanceado, pode ocorrer um risco potencial para o operador, para a máquina e para os arredores, ou seja, pessoas entrando em contato com o rotor, componentes ou pesos de balanceamento se soltando e voando, o rotor se desprendendo dos suportes ou se desintegrando completamente. Esse risco aumenta com o tamanho do rotor e a velocidade de balanceamento.

Particularmente perigosos são os componentes salientes ou aqueles que podem se soltar durante a execução do balanceamento. Portanto, podem ser necessárias caixas de proteção. Eles devem ser projetados e construídos pelos fabricantes de rotores ou pelo usuário da máquina de balanceamento para atender às necessidades de um determinado rotor ou gama de rotores, métodos de correção, velocidade de balanceamento e outras condições especiais.

Para o balanceamento em baixa velocidade, pode ser suficiente fornecer uma cerca ou barreira para manter o pessoal afastado da peça de trabalho em rotação e para capturar um peso voador. Esses compartimentos devem ser resistentes o suficiente para impedir a penetração de um peso de correção ou de uma peça pequena semelhante que se solte do rotor. Ele deve ser flexível e/ou maleável o suficiente para que as peças não ricocheteiem. Devem ser tomadas providências para permitir o acesso ao rotor para fazer correções de desbalanceamento ou para carregar e descarregar.

Durante qualquer tipo de balanceamento de alta velocidade, por exemplo, de rolos de papel, em que pesos temporários devem ser amarrados na parte externa do rolo, é necessário um compartimento de proteção. Por exemplo, um peso preso a um rotor em um raio de 10", girando a 3000 rpm, gerará uma força centrífuga 2500 vezes maior que seu próprio peso: ( $F = m \cdot r \cdot w^2$ ). Se esse peso se separasse do rotor giratório, o projétil teria o impulso correspondente. Portanto, deve-se tomar cuidado especial para que esses pesos sejam fixados com segurança.

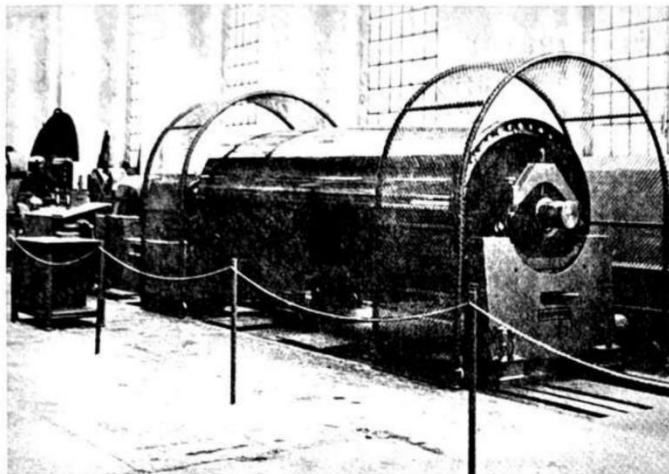
Se um peso se desprender, uma força igual atuará sobre o próprio rotor. Essa força pode ser suficiente para fazer com que o rotor se levante dos suportes. Todas as máquinas padrão são equipadas com suportes de fixação de segurança para conter o rotor. No entanto, esses suportes não foram projetados para suportar a separação dos principais componentes do rotor ou a desintegração.

Alguns rotores precisam ser balanceados e, em seguida, testados em sua velocidade de serviço ou acima dela. Existe o risco de o rotor se desprender. Pode ser necessário fornecer um compartimento do tipo bunker para reter o rotor em caso de ruptura.

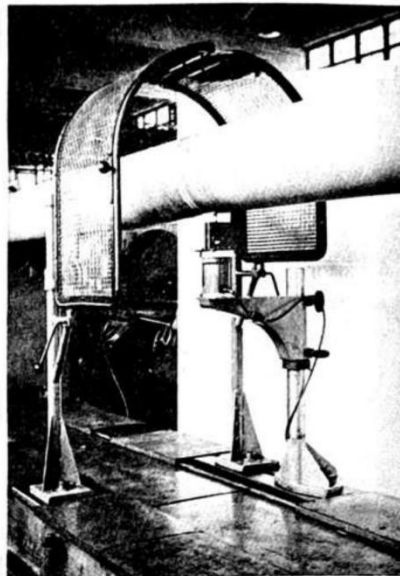
Vários tipos sugeridos de gabinetes de proteção são mostrados no verso desta página. No entanto, para o balanceamento de alta velocidade, em que é necessária a proteção contra explosões, nossos serviços de engenharia especializados devem ser solicitados.



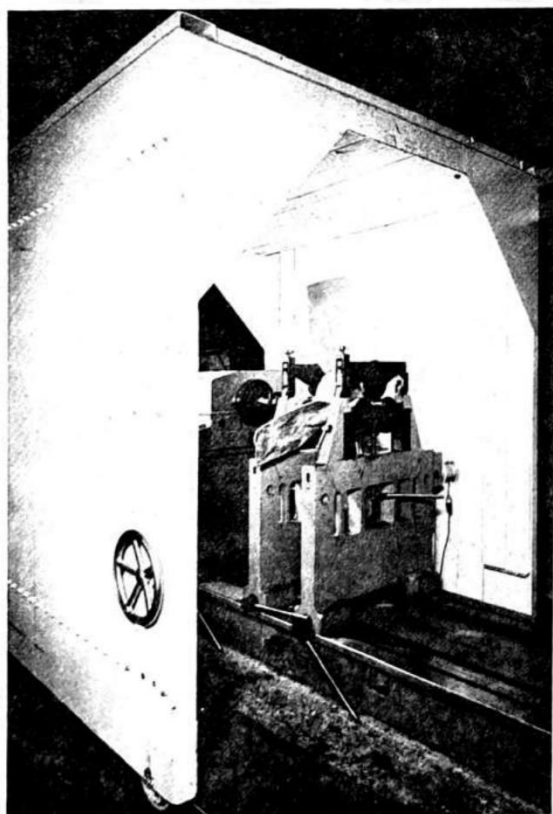
## GABINETES DE ROTOR SUGERIDOS



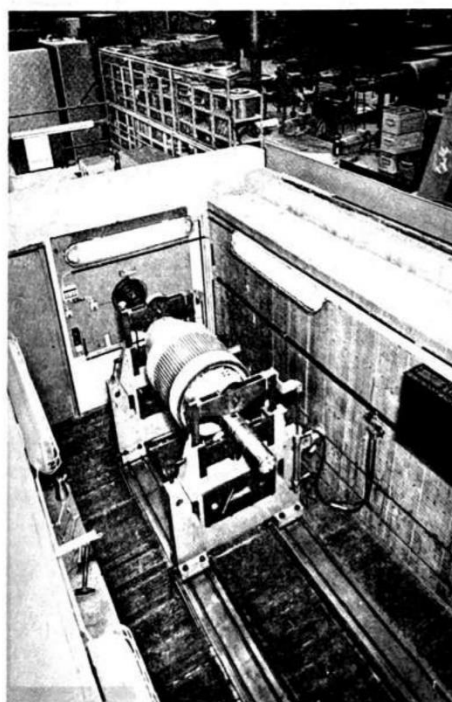
Telas de segurança nos rolos cobrem os planos finais onde pesos de calibração temporários devem ser adicionados. As telas podem ser removidas do caminho para a operação do guindaste.



Tela de proteção em duas partes aparafusada à base da máquina. Cada metade articulada pode ser girada para o lado para permitir o acesso ao rotor para carregamento e descarregamento.



Caixa de placa de aço sobre rodas com revestimento de madeira macia para absorver a energia das peças que voam. O volante grande facilita a colocação da tampa na posição. Acomoda uma grande variedade de diâmetros de rotor.



Bunker de teste de alta velocidade, tipo fosso, com a tampa protetora removida. Construção de concreto reforçado com forro de madeira.

## DESCRIÇÃO GERAL, UNIDADE ELETRÔNICA M480

Para máquinas de balanceamento de rolamentos rígidos para compensação em dois planos com calibração permanente.

A unidade mede a quantidade e a localização angular do desbalanceamento simultaneamente para ambos os planos de correção do rotor.

Para rotores rígidos, a indicação está dentro do valor limite permitido para a máquina ( $Wn^2$ ), completamente independente da velocidade. As alterações no estado de desbalanceamento de rotores não rígidos (elásticos ou plásticos), que dependem da velocidade, podem ser monitoradas continuamente na instrumentação.

A leitura pode ser mantida pressionando o botão de pressão S9.

### CARACTERÍSTICAS

#### Modos de Medição de Desbalanceamento:

1. Rolamentos 1 e 2.
2. Planos de Correção 1 e 2.
3. Indicação estática separada/acoplada.

#### Configurações de Unidade Eletrônica:

- a) Indicação de acordo com os planos de correção com o rotor parado. As dimensões geométricas do rotor de teste (a, b e c) são inseridas na instrumentação com chaves de década (separação de planos). Isso elimina o efeito que um peso de correção fixado no plano esquerdo exerce sobre a indicação do plano direito e vice-versa (calculadora analógica).
- b) Indicação de acordo com o desbalanceamento, separadamente para desbalanceamento estático e de pares. Para a leitura calibrada do desbalanceamento do par, os dados geométricos do rotor devem ser inseridos na instrumentação.
- c) Os raios de correção selecionados ou necessários ( $r_1$  e  $r_2$ ) são inseridos no instrumento com chaves de década.
- d) Configurações para a localização dos planos de correção à direita ou à esquerda do diário correspondente (convencional ou suspenso).
- e) Alteração da polaridade da indicação com botões de pressão, para correção do desbalanceamento por meio da adição ou remoção de material. Ponto pesado ou leve indicado separadamente para cada plano de correção.

"AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA"



Deer Park, N.Y. 11729

CARGO

DESCRIÇÃO GERAL M480

CSD Nº

Folha 1 de 3

- f) Seleção da faixa de velocidade de correção do desbalanceamento com botões de pressão.
- g) Seleção do fator de sensibilidade em 9 etapas. O fator de escala é indicado digitalmente, separadamente para cada plano de correção.

#### Operação e equipamento

- a) Retenção de leitura, com conexão para retenção externa.
- b) Verificação da instrumentação com o botão "Test".
- c) Indicação digital separada para ambos os canais na unidade de massa.
- d) Saída de componentes de desbalanceamento como sinais CC e do fator de escala, para processamento adicional dos valores medidos com a impressora.

#### Equipamento Extra Opcional

- Tacômetro com indicação digital de velocidade:  
Indicação nas faixas de 100 a 9999 rpm e 10.000 a 99.990 rpm, com ponto decimal móvel e potências decimais.

Exatidão da leitura:

1 rpm na faixa de 10.000 rpm.

10 rpm na faixa de 100.000 rpm.

Tempo de medição 3 - 10 s dependendo da velocidade de balanceamento.

- Saída de componentes de desbalanceamento como sinais CC e comutação de fator de escala externa para processamento de sinal adicional por computador, gravador etc.

#### Projeto

Para facilitar a manutenção, a instrumentação consiste em placas de circuito impresso plug-in localizadas em grupos funcionais. Eles são totalmente transistorizados usando transistores e diodos de silício de alta qualidade, bem como circuitos integrados. A fonte de alimentação é regulada eletronicamente para que as flutuações de tensão de +10% não influenciem a indicação de desbalanceamento. O baixo consumo de energia garante uma longa vida útil dos componentes.

Requisito de tensão da linha: 110/220  $\pm$  10%, 50/60 Hz.

"AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA"



Deer Park, N.Y. 11729

CARGO

DESCRIÇÃO GERAL M480

CSD Nº

Folha 2 de 3



### Geração de Sinal de Referência

Máquinas de acionamento por correia O sinal de referência é gerado por um cabeçote de escaneamento fotoelétrico, que escaneia em qualquer um dos três modos possíveis de marcação do rotor, como segue:

1. Marca única não refletora no rotor com reflexo.
2. 180° com reflexo/180° sem-reflexo.
3. Marca única não refletora no rotor sem reflexo.

A seleção do modo de escaneamento é feita por meio de uma chave de três etapas no instrumento.

Máquinas de acionamento final - O sinal de referência é gerado por um gerador de fase mecânico que funciona de forma sincronizada com o rotor.

Máquinas combinadas de acionamento por correia/extremidade - O sinal de referência é gerado por um captador sem contato que gera um pulso acionado por um came ou ranhura na peça magnética rotativa.

\*AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA\*



Deer Park, N.Y. 11729

CARGO

DESCRIÇÃO GERAL M480

CSD Nº

Folha 3 de 3



## GERADOR DE FASE P40 ou P50

O gerador de fase gera dois sinais para referência horizontal e dois sinais para referência vertical. Em cada caso, esses sinais estão 90° fora de fase um do outro.

Caso seja necessário ajustar a relação do ângulo de fase com o rotor, opere a máquina em velocidade média com o desbalanceamento adicionado em "O" ao rotor bem balanceado. Observe o desvio de O°. Pare a máquina. Solte o anel de fixação no gerador de fase e gire o compartimento do gerador até que a leitura seja de O° no velocímetro. Reaperte o anel de fixação todas as vezes antes de fazer a verificação.

"AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA"



FARMINGDALE, N. Y. 11735

CARGO	CSD Nº	DESENHO Nº
P40 (P50)	A22 300e	

## Indicador Digital M 455

- u1, u2      Exibe a quantidade de desbalanceamento.  
O valor numérico com dois dígitos pode variar entre 00 e 99. As leituras que ultrapassam essa faixa são indicadas por flashes recorrentes de um terceiro dígito (à esquerda) que não deve ser confundido com uma indicação numérica. Por exemplo: 100 seria exibido como uma intermitência recorrente de 1 e 00 continuamente aceso. O dígito piscando indica que a leitura envolvida está além do limite superior da indicação. Isso requer uma mudança para uma etapa mais alta de atenuação para obter a leitura verdadeira.

O ponto luminoso no lado direito das telas indica as dimensões da leitura.

### Nota:

A leitura de escala total do indicador analógico é de 50 divisões, enquanto o valor numérico máximo indicado pelo instrumento digital é de 99 (aprox. 100).

Consequentemente, o uso simultâneo de indicadores digitais e analógicos exige um fator de comparabilidade de "2" entre as leituras analógicas e digitais para garantir a correspondência das leituras sem perda de metade da faixa digital. Por exemplo: Uma leitura analógica de 28 divisões é equivalente a uma leitura digital de "56" e assim por diante.

- 41,42      As leituras angulares são indicadas diretamente em graus de 0 a 360°.

- n      Mediante pedido especial, o indicador pode ser equipado com um instrumento para indicação do tacômetro.  
Para obter a taxa de velocidade de rotação em rpm, o valor numérico indicado deve ser multiplicado por "x1" ou por "x1000", de acordo com o ponto luminoso aceso.

"AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA"



Deer Park, N.Y. 11729

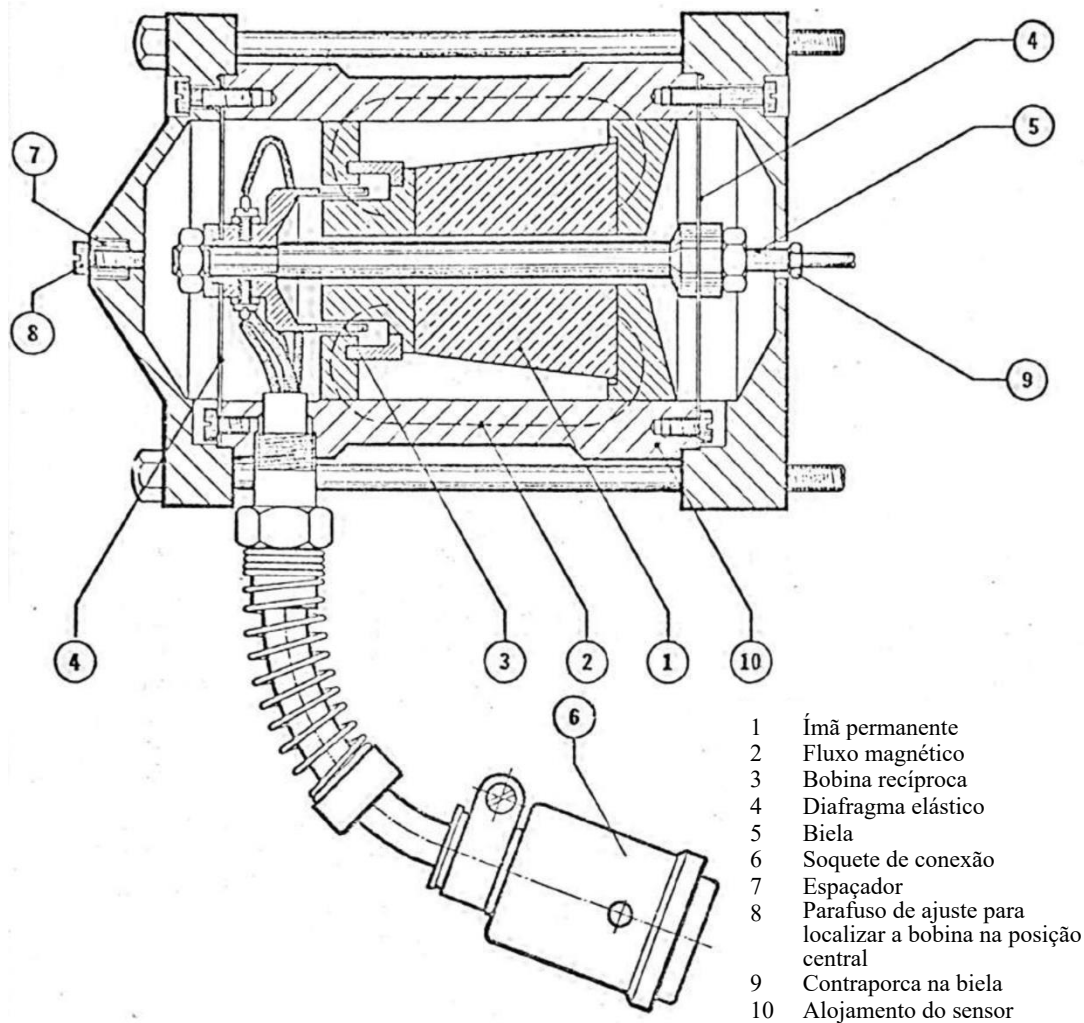
CARGO

M455 Painel Frontal

CSD Nº

22 836

Criado com Scanner Pro



Um coletor é montado na parte traseira de cada pedestal de suporte. Ele consiste basicamente em um ímã permanente e uma bobina recíproca, sendo esta última conectada ao sistema vibratório por uma biela. Assim, a bobina de captação segue as vibrações do sistema vibratório causadas pelo desbalanceamento na peça de trabalho. Uma tensão induzida na bobina é proporcional ao desbalanceamento em quantidade e ângulo.

"AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA"

**SCHENCK TREBEL**  
CORPORATION

FARMINGDALE, N. Y. 11735

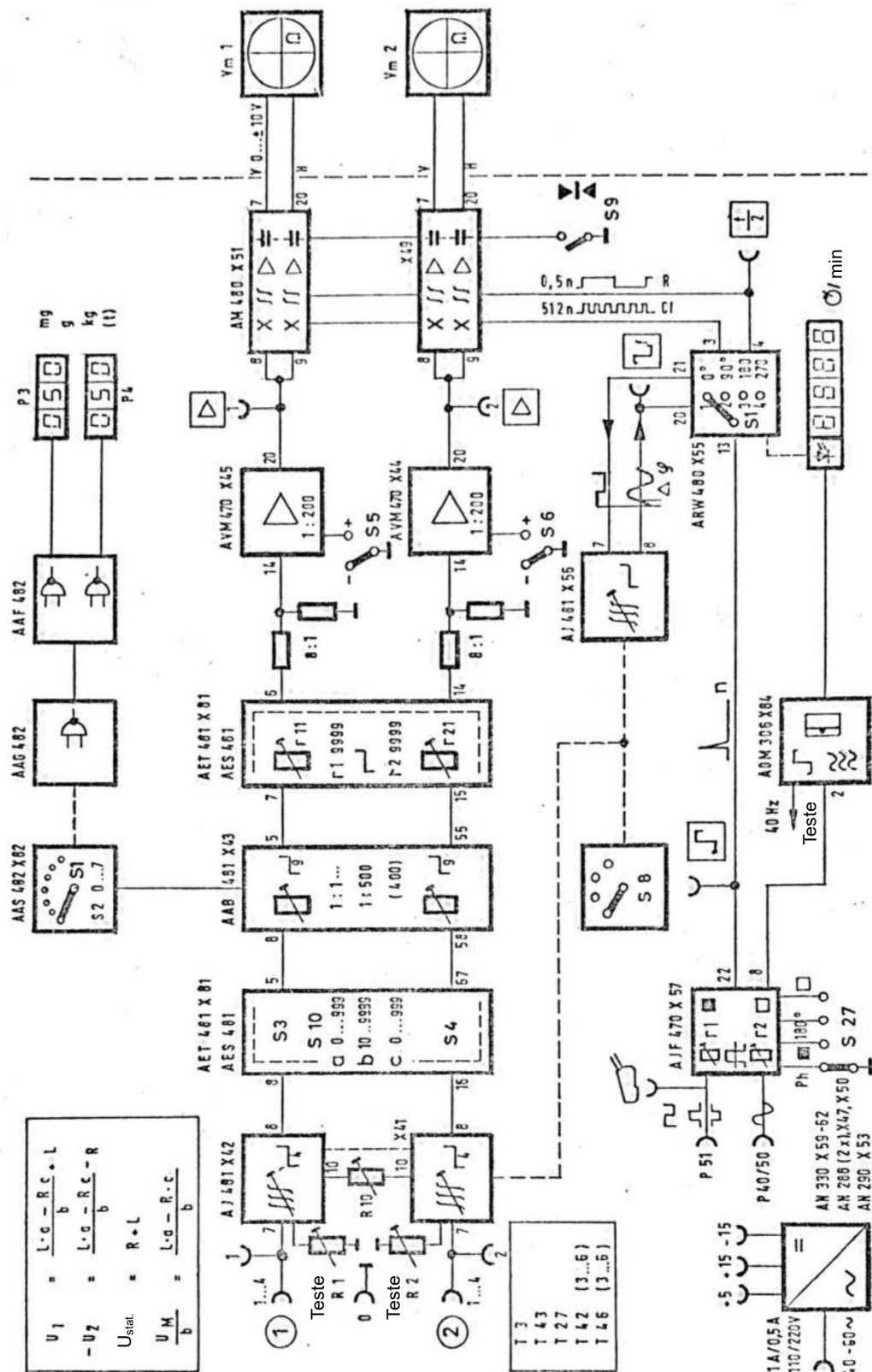
CARGO

SENSOR DE VIBRAÇÃO

CSD Nº

A 17 260

DESENHO Nº



"AS INFORMAÇÕES DIVULGADAS NESTE DOCUMENTO SÃO DE PROPRIEDADE DA SCHENCK TREBEL CORPORATION FORNECIDAS APENAS PARA REFERÊNCIA E NÃO DEVEM SER USADAS OU DIVULGADAS PARA QUALQUER OUTRA FINALIDADE, EXCETO CONFORME ESPECIFICADO EM CONTRATO ENTRE O DESTINATÁRIO E A SCHENCK TREBEL CORPORATION. A DUPLICAÇÃO DE QUALQUER PARTE DESSES DADOS DEVE INCLUIR ESTA LEGENDA"



Deer Park, N.Y. 11729

CARGO

M 480 DIAGRAMA DE BLOCO

CSD Nº

AP8 546