



ANÁLISE DE FALHA DE REVESTIMENTO DE SUCÇÃO DE BOMBA DE POLPA

IGOR MARTINI FLORENCIO, MARCO TÚLIO C. FARIA, RUDOLF HUEBNER

Universidade Federal de Minas Gerais
Departamento de Engenharia Mecânica

Av. Pres. Antônio Carlos, 6627, 31270-901, Pampulha, Belo Horizonte, MG, Brasil

(Recibido 3 de marzo de 2019, revisado 11 de junio de 2019, para publicación 2 de octubre de 2019)

Resumo – Bombas centrífugas para polpa de minério são providas de revestimentos internos compostos por materiais altamente resistentes a abrasão. O intervalo e a previsibilidade de reposição destas peças são parâmetros críticos para definição dos custos operacionais (OPEX) e para a eficiência operacional da planta, uma vez que paradas não programadas para manutenção reduzem drasticamente a produção mineral. Este projeto analisará uma série de falhas prematuras do revestimento de sucção que ocorreram após aumento da velocidade de rotação de uma bomba de tamanho 10”/8”ST. Foi construído um modelo computacional do sistema eixo-mancal no software XLRotor para simular o comportamento da dinâmica de rotores e possibilitar investigação da ocorrência do fenômeno “Tip-rub” em um sistema com rotor em balanço. O Software XLRotor utiliza a técnica de matrizes de transferência ou método de elementos finitos, dependendo da complexidade do sistema. Os resultados obtidos no modelo computacional são comparados com os danos encontrados nas peças que apresentaram falha prematura e mostram que as falhas provavelmente ocorreram devido ao balanço do impelidor e sua proximidade do revestimento de sucção. Finalmente, serão feitas recomendações de regulagem do passeio axial do rotor e de correta seleção de materiais para os revestimentos para a bomba em questão.

Palavras-chave – Bomba de Polpa, Dinâmica de rotores, Tip-rub, XLRotor, Método dos Elementos Finitos.

1. INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas para polpa de minério são turbomáquinas robustas projetadas especialmente para resistência à abrasão em suas partes molhadas. Os impelidores usualmente possuem diâmetro fixo e, para controlar o desempenho, altera-se a velocidade de rotação. Conseqüentemente, o conjunto eixo-mancal deverá ser suficientemente rígido para elevar as frequências naturais acima da velocidade máxima de operação, de forma a impedir com que o usuário, inadvertidamente, opere próximo a uma velocidade crítica.

Bombas centrífugas para polpa possuem revestimentos internos substituíveis, usualmente borracha natural ou liga metálica de alta dureza. A escolha de materiais é uma importante tarefa para o engenheiro de aplicações, pois o intervalo e a previsibilidade de reposição destas peças são parâmetros críticos para definição dos custos operacionais (OPEX) e para a eficiência operacional da planta, uma vez que paradas não programadas para manutenção reduzem drasticamente a produção mineral. Revestimentos em borracha natural tem baixo custo relativo e são excelentes para abrasão do tipo “deslizamento” mas apresentam limitações quanto à resistência ao impacto. Caso a velocidade de operação exceda o valor recomendado, a borracha pode não conseguir absorver a energia do impacto das partículas sólidas e romper prematuramente.

A Fig. 1 é um desenho de corte de uma bomba de polpa típica. Nota-se o grande impelidor em balanço, a pequena folga axial entre os revestimentos, identificados pelos itens 11 e 16, e o parafuso de regulagem de posicionamento do impelidor, identificado como o item de número 4.

O passeio axial do rotor é um importante parâmetro que deve ser ajustado na montagem do equipamento. Para economia de energia, é interessante que o impelidor esteja posicionado o mais próximo possível do revestimento da sucção, de forma a reduzir a recirculação. Em bombas cuja selagem é crítica, pode-se

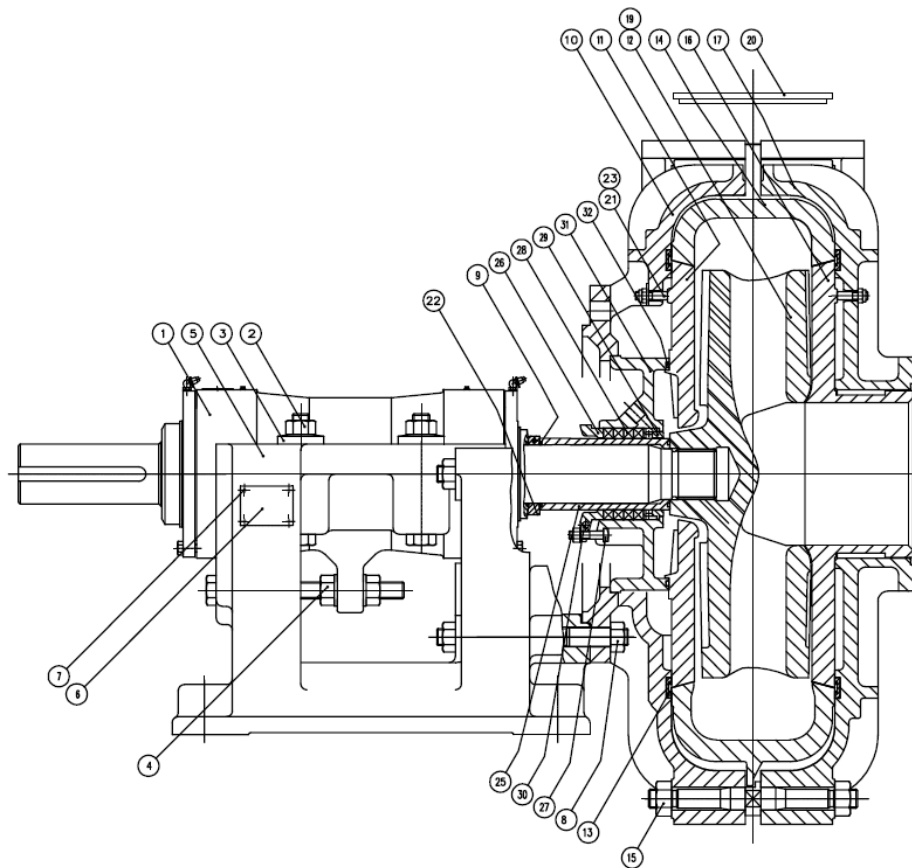


Fig. 1. Desenho de corte.

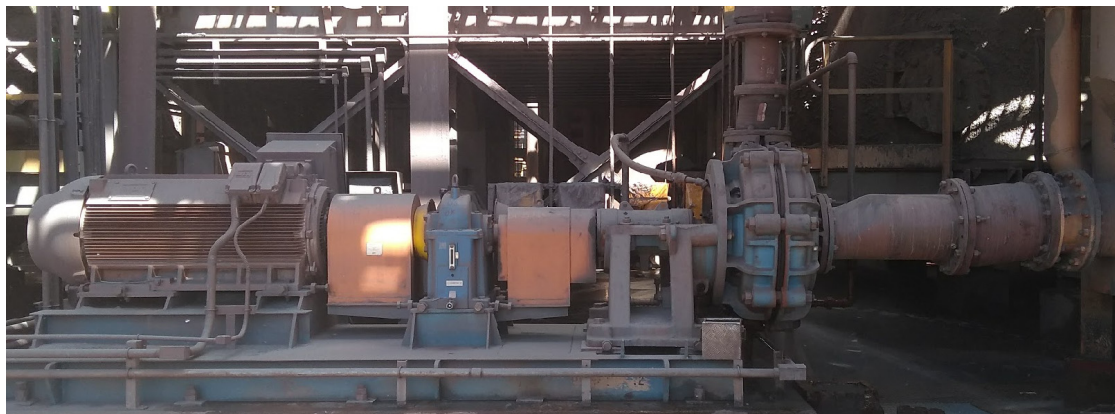


Fig. 2. Bomba em estudo.

aproximar o impelidor do revestimento traseiro, pois o primeiro possui aletas externas que criam uma depressão na região de selagem. Entretanto, o fabricante recomenda que, caso sejam utilizados revestimentos de borracha natural e impelidor metálicos, o impelidor deverá ser posicionado de forma centralizada.

Neste trabalho analisamos a falha prematura de um revestimento de sucção instalado em uma bomba de tamanho 10"x8" (tamanhos dos bocais de sucção e recalque, respectivamente), alimentada por um motor de 500 cv.

A bomba possuía revestimentos em borracha natural e rotor metálico de liga ASTM A532 III. A velocidade de operação era de aproximadamente 900 rpm. O conjunto motor-redutor-bomba pode ser observado na Fig. 2.

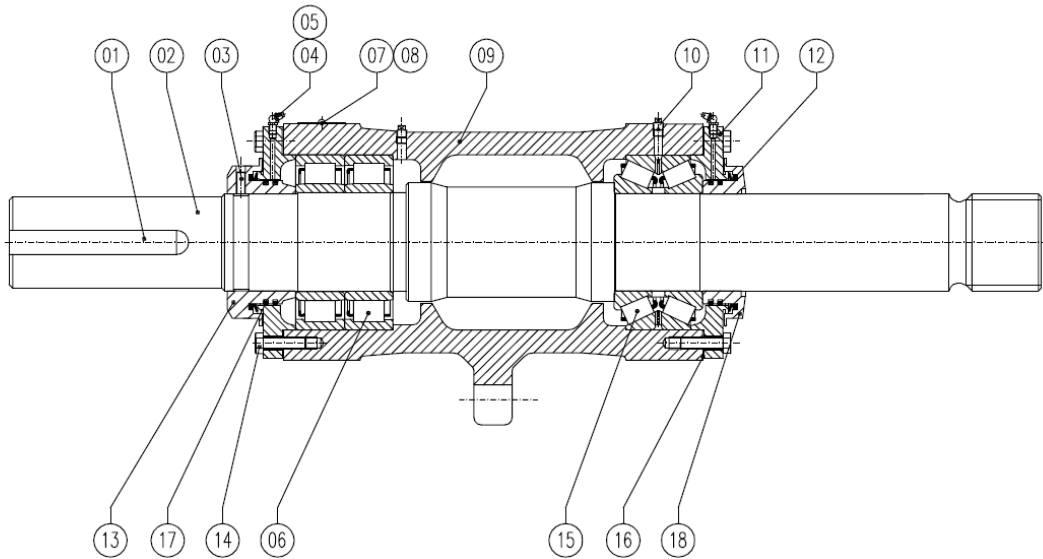


Fig. 3. Conjunto de Mancal.



Fig. 4. Revestimento após falha.

O conjunto de mancal, que pode ser visto na Fig. 3, é composto por dois mancais de rolamentos cilíndricos (identificados pelo número 06) e um mancal de rolamento cônico duplo (item 15).

A vida útil típica dos revestimento desta bomba, nesta aplicação, é usualmente 90 dias, entretanto houveram três falhas consecutivas com vida útil inferior a 20 dias. Percebe-se, pela Fig. 4, que o revestimento sofreu desgaste localizado nas regiões próximas à ponta do rotor e não houve desgaste perceptível em regiões centralizadas ou na sucção. O aspecto da região desgastada é áspero, com vales profundos próximos às regiões pouco afetadas. Este aspecto difere do usualmente observado nos revestimentos cuja vida útil alcança as expectativas. Normalmente o desgaste é uniforme, com vales suaves.

O Warman *Slurry Pump Manual* [18] indica os limites de velocidade periférica para aplicação de revestimentos em borracha natural como 27.5 m/s, devido à um fenômeno denominado *Thermal Breakdown*,

onde a energia do impacto não consegue ser absorvida pela borracha natural, causando seu rompimento. O fabricante recomenda que, quando forem utilizados revestimentos poliméricos em conjunto com rotores metálicos, o rotor deve ser posicionado de forma centralizada, entretanto alguns mantenedores desta planta possuem a cultura de posicionar o rotor o mais próximo possível do revestimento de sucção, visando redução da taxa de recirculação e conseqüente aumento de eficiência da bomba.

A proximidade do impelidor em relação ao revestimento de sucção gera o risco de ocorrer o contato entre as duas peças devido à resposta desbalanceada da máquina. Para investigar esta hipótese, devemos estudar a característica dinâmica do conjunto impelidor-eixo-mancal nas condições de operação.

A bomba em estudo utiliza um rotor de 686 mm de diâmetro a 900 rpm, resultando em velocidade periférica da ponta do rotor de 32 m/s, portanto muito superior ao limite recomendado pelo fabricante.

Apesar da velocidade excessiva, a manutenção da planta já utiliza esta configuração há mais de dois anos, sem ocorrência de falhas prematuras até os três acontecimentos em sequência. Importante também ressaltar que esta bomba possui três revestimentos: O traseiro, dianteiro e de sucção. Apenas o revestimento de sucção apresentou falha prematura, apesar de todos estarem sujeitos às mesmas velocidades periféricas.

2. METODOLOGIA

2.1. Equações de Movimento

Considere um rotor de Jeffcott, representado pelas Fig. 5 e 6, que é composto por um eixo de, massa desprezível, suportando um disco com massa m , no qual há um desbalanceamento representado por e .

As equações de movimento para este rotor são:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = me\omega^2 \sin \omega t \quad (2)$$

A solução destas equações é bastante complexa e muitas vezes requer emprego de técnicas matemáticas sofisticadas.

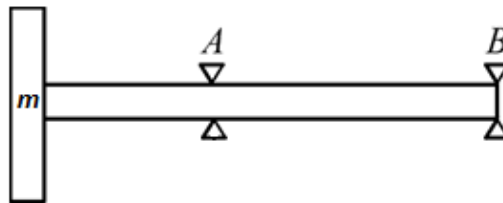


Fig. 5. Rotor em balanço.

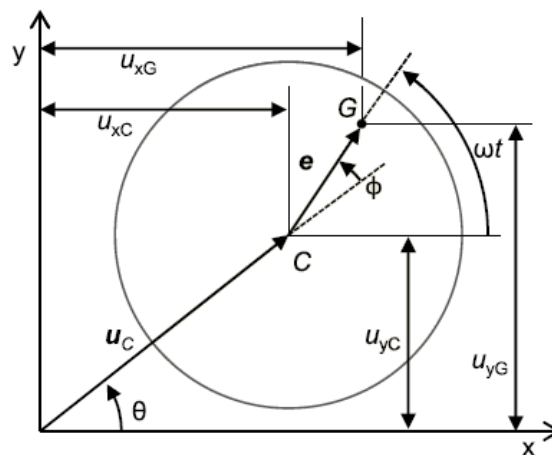


Fig. 6. Rotor desbalanceado.

2.2. Método dos Elementos Finitos

Um modelo computacional do conjunto foi gerado no XLRotor, um software comercial especializado em dinâmica de rotores que utiliza as técnicas de Matrizes de Transferência ou Elementos Finitos.

A técnica de elementos finitos é comumente utilizada por fabricantes de turbomáquinas para previsão do seu comportamento dinâmico. Inicialmente desenvolvida para análise de vibrações em vigas, foi primeiro aplicada em dinâmica de rotores por Ruhl e Booker (1972) e com subseqüentes contribuições de Nelson e McVaugh (1976) [4].

Diferentemente das técnicas de matriz de transferência, ou de massa concentrada, a técnica de elementos finitos distribui uniformemente a massa no domínio. Cada elemento é um modelo de um pequeno e deformável sólido o qual é atribuído alguns poucos graus de liberdade. Para todos os elementos são atribuídos vetores de deslocamento $\vec{u} = (x, y, z)$ de um ponto de coordenadas x, y, z , aproximado por combinação linear de um número n de funções de forma, que são assumidos arbitrariamente [15].

$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = \mathbf{N}(x, y, z, t)\mathbf{q}(t) \quad (3)$$

Onde \mathbf{u} é deslocamento, \mathbf{N} é a matriz contendo as funções de forma e \mathbf{q} é um vetor no qual as coordenadas generalizadas estão listadas.

A equação de movimento para cada elemento pode ser derivada por meio da mecânica Lagrangeana.

As deformações podem ser obtidas em função dos deslocamentos, por meio da equação:

$$\boldsymbol{\epsilon}(x, y, z, t) = \mathbf{B}(x, y, z, t)\mathbf{q}(t) \quad (4)$$

Onde $\boldsymbol{\epsilon}$ é uma matriz coluna chamada de vetor de deformações e \mathbf{B} é uma matriz contendo derivadas das funções de forma. \mathbf{B} possui o mesmo número de linhas que o vetor de deformações e o mesmo número de colunas que graus de liberdade do elemento.

Se o elemento é livre de tensões e deformações iniciais, e o comportamento do material é linear, as tensões podem ser obtidas diretamente das deformações:

$$\boldsymbol{\sigma}(x, y, z, t) = \mathbf{E}\boldsymbol{\epsilon} = \mathbf{E}(x, y, z, t)\mathbf{B}(x, y, z, t)\mathbf{q}(t) \quad (5)$$

Onde \mathbf{E} é a matriz de rigidez do material.

A energia potencial do elemento pode ser expressa pela equação:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \boldsymbol{\epsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \left(\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \right) \mathbf{q} \quad (6)$$

A integral na equação anterior é chamada de matriz de rigidez do elemento.

$$\mathbf{K} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \quad (7)$$

Uma vez que as funções de forma não dependem do tempo, as velocidades podem ser descritas como:

$$\dot{\mathbf{u}}(x, y, z, t) = \mathbf{N}(x, y, z, t)\dot{\mathbf{q}}(t) \quad (8)$$

Se todas as coordenadas generalizadas são relacionadas com os deslocamentos, a energia cinética e a matriz massa do elemento podem ser expressas como:

$$\tau = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \left(\int_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \right) \dot{\mathbf{q}} \quad (9)$$

e

$$\mathbf{M} = \int_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \quad (10)$$

Quando os deslocamentos representam fisicamente rotações, as equações anteriores necessitam ser modificadas para incluir momento de inércia, mas a estrutura permanece similar.

Se uma força distribuída $\mathbf{p}(x, y, z)$ atua no corpo, o trabalho virtual dL , ligado ao deslocamento virtual $\delta \mathbf{u} = \mathbf{N} \delta \mathbf{q}$, pode ser escrito como:

$$\delta \mathcal{L} = \int_V \delta \mathbf{q}^T \mathbf{N}^T \mathbf{p} dV \quad (11)$$

E a força nodal pode ser escrita como:

$$\mathbf{f}(t) = \int_v \mathbf{N}^T \mathbf{p} dV \quad (12)$$

A equação do movimento para cada elemento é dada por

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) \quad (13)$$

2.3. Rigidez dos Mancais

A rigidez dos mancais é um parâmetro de fundamental importância para o comportamento dinâmico de rotores. O software XLRotor possui uma grande biblioteca para dimensionamento de mancais de deslizamento e de rolamento, inclusive rolamentos cilíndricos, entretanto mancais de rolamentos cônicos não fazem parte da biblioteca.

Uma vez que bombas de polpa possuem rotores em balanço, as forças atuantes em cada mancal serão distintas. Os valores dos coeficientes de rigidez podem ser estimados pelas forças de reação nos mancais geradas pela força de desbalanceamento no impelidor, considerando-se mancais isotrópicos.

Segundo [6] e [13], o deslocamento em um mancal de rolamento de rolos cônicos, após aplicação de uma força “Q”, pode ser estimado pela equação:

$$\delta a = 8,71 * 10^{-7} \frac{Q^{0,9}}{L^{0,8} \text{sen } \alpha} \quad (14)$$

Onde,

$$Q = F_a / (N \text{ sen } \alpha) \quad (15)$$

L é o comprimento efetivo do rolete em polegadas;

α é o ângulo do rolete;

F_a é a força axial em lbf;

N é o número de roletes.

Dividindo-se o valor de F_a por δ podemos encontrar a rigidez do mancal.

2.4. Desbalanceamento de Impelidores

Conforme ANSI/HI 12.1-12.6 [2], todos impelidores devem ser balanceados dinamicamente seguindo norma ISO 1940-1 classe G40 [8], que define:

$$U_{per} = \frac{1000(e_{per} * \Omega).m}{\Omega} \quad (16)$$

Onde,

U_{per} é o desbalanceamento permissível em g.mm

Ω é a velocidade angular em rad/s

m é a massa do impelidor em kg

O produto $e_{per} * \Omega$ é igual a 40 mm/s para a classe G 40.

O impelidor da bomba em estudo possui massa de 320 kg e possui velocidade máxima 1000 rpm, portanto o desbalanceamento máximo permissível de uma peça nova é de $1,2 \times 10^6$ g.mm.

Entretanto, conforme mencionado pela ANSI/HI 12.1-12.6, devido à condição severa de operação, o desgaste das pás pode não ser uniforme e gerar fortes desbalanceamentos.

2.5. Implementação no XLRotor

O comportamento dinâmico do sistema impelidor-eixo-mancal será analisado no software XLRotor para uma ampla faixa de desbalanceamentos. As forças radiais provadas pela aceleração do fluido de trabalho serão desprezadas devido ao rotor ser fechado e estar operando próximo ao BEP (*best efficiency point*). O impelidor é considerado rígido e o material do eixo possui comportamento linear elástico.

O XLRotor permite solução por meio dos métodos dos Elementos Finitos ou pelo método de Matrizes de Transferência. Nesta análise foi optado pelo solver baseado no método dos Elementos Finitos devido a maior robustez, segundo Nikolajsen (2001) [11].

Estamos interessados em mensurar os deslocamentos axiais na ponta do impelidor, que podem causar o contato, ou aproximação, com o revestimento de sucção.

Utilizando o deslocamento radial obtido computacionalmente, e a equação da linha elástica de Euler-Bernoulli, podemos estimar o ângulo máximo de deflexão.

Para uma viga engastada com uma força aplicada em sua extremidade temos [7]:

$$\theta_{max} = -\frac{PL^2}{2EI} \quad (17)$$

e,

$$v_{max} = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (18)$$

O deslocamento axial pode então ser calculado utilizando o ângulo de deflexão e o diâmetro do impelidor, por simples trigonometria, conforme Eq. 18 e Fig. 7.

$$r_z = \frac{D}{2} \text{sen } \theta \quad (19)$$

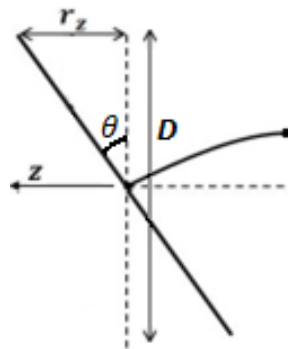


Fig. 7. Rotor desbalanceado.

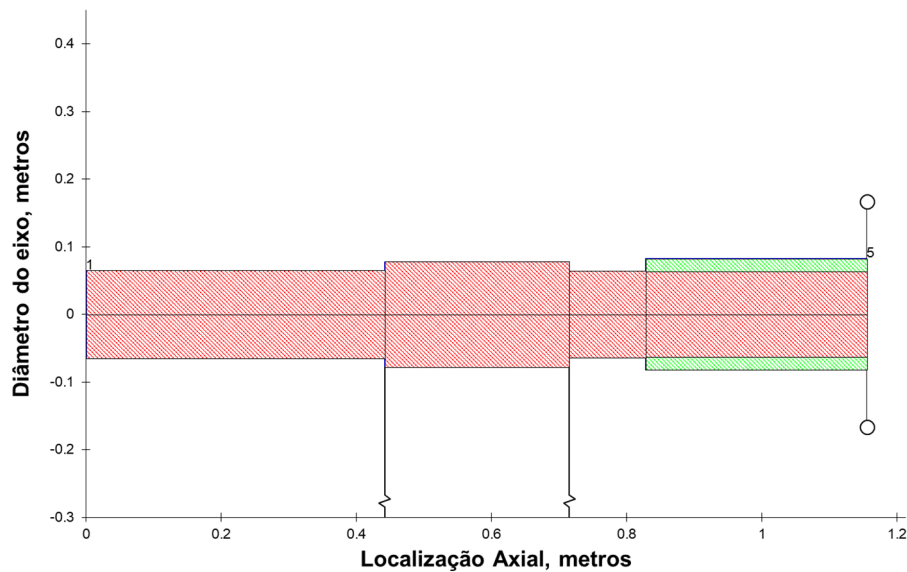


Fig. 8. Modelo computacional.

Um modelo simplificado, representado pela Fig. 8, foi construído no XLRotor utilizando cinco elementos. Os mancais de rolamentos cilíndricos e cônicos foram representados nos elementos dois e três, respectivamente. No elemento 4 adicionou-se a luva do eixo e no cinco, o impelidor.

2.6. Validação do modelo no XLRotor

Bombas de polpa usualmente possuem um rotor de grande massa em balanço, sustentado por mancais e eixo bastante rígidos. Uma forma de verificar o desempenho do programa XLRotor neste tipo de sistema é por meio de comparação de resultados com modelos disponíveis na literatura.

Cota (2008) [5] apresentou em seu trabalho um estudo de um rotor em balanço sustentado por um mancal rígido, representado pela Fig. 9. O modelo em questão foi simulado no software ANSYS Workbench 9.0 utilizando uma malha com 10780 elementos e também foi realizado cálculo analítico para obtenção das frequências naturais.

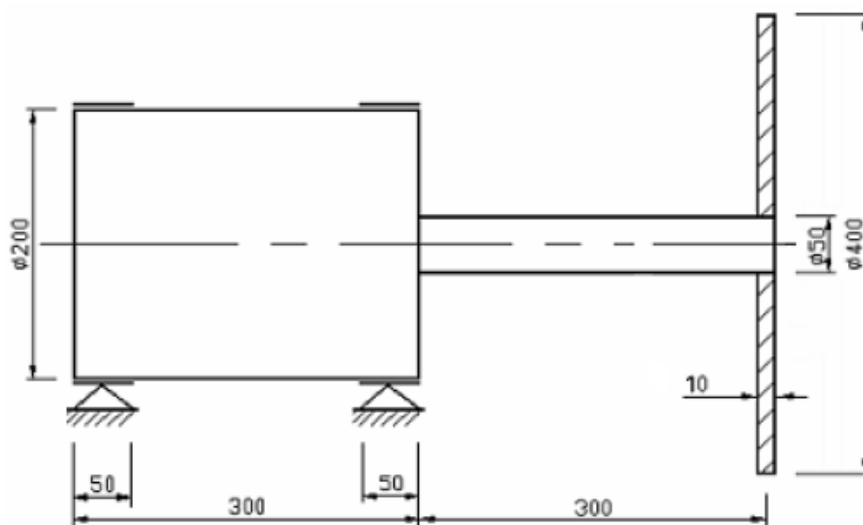


Fig. 9. Rotor em balanço. Fonte: Cota (2008)

Tabela 1. Parâmetros de modelagem do rotor em balanço. Fonte: Cota (2008)

Denominação	Parâmetros
d_E (Diâmetro do eixo)	0,05 m
d_D (Diâmetro do disco)	0,4 m
E_E (Módulo de elasticidade do eixo)	$2,00 \times 10^{11}$ N/m ²
I_E (Momento de inércia do eixo)	$3,07 \times 10^{-7}$ m ⁴
I_P (Momento polar de inércia)	0,194 kg x m ²
I_T (Momento transversal de inércia)	0,0972 kg x m ²
k (Rigidez do eixo)	$6,82 \times 10^6$ N/m
L_D (Espessura do disco)	0,01 m
L (Comprimento do eixo)	0,3 m
m (Massa do disco)	9,7 kg
m_{EQ} (Massa equivalente no centro de massa do disco)	12 kg
λ (Parâmetro de modificação das equações de movimento do rotor)	$4,55 \times 10^6$ N/m
Ω (Velocidade de rotação do rotor)	0 a 300 rad/s

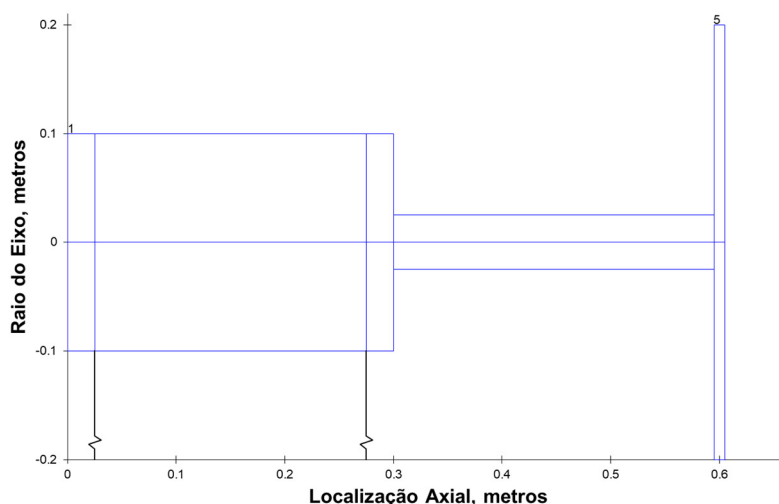


Fig. 10. Implementação no XLRotor.

Tabela 2. Comparação de resultados por Cota (2008) e obtidos no XLRotor,

Velocidade do Rotor (rad/s)	Resultado 1ª FN (Hz)			Diferença	
	Análítico	Ansys	XLRotor	Análítico x XLRotor	Ansys x XLRotor
0	108.7	110.5	111.2	2%	1%
100	111.7	110.7	114.2	2%	3%
200	114.6	111.4	117.1	2%	5%
300	117.6	112.5	120.1	2%	6%

O disco em balanço e os mancais foram considerados rígidos, enquanto o eixo flexível. Os efeitos giroscópicos foram incluídos na análise.

O mesmo modelo foi implementado no software XLRotor para comparação de resultados.

A Tabela 2 compara os resultados analíticos e numéricos para primeira frequência natural encontrados por Cota (2008) [5] e também os obtidos por meio do XLRotor.

É interessante verificar que, utilizando apenas 5 elementos, o XLRotor alcançou uma excelente aproximação numérica do cálculo analítico e das simulações realizadas no ANSYS, com uma malha de 10780 elementos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Primeiramente verificamos, na Fig. 11, que o equipamento está operando longe de sua primeira velocidade crítica. Podemos constatar que, para a faixa de rigidez do mancal (7×10^8 N/m) a primeira velocidade crítica está em torno de 3000 rpm, enquanto a velocidade de operação é de aproximadamente 1000 rpm.

A resposta desbalanceada amortecida (Fig. 12) e o diagrama de Campbell (Fig. 13) confirmam as informações encontrada no mapa de velocidades críticas.

Análises de respostas desbalanceadas foram conduzidas para diferentes intensidades de desbalanceamento. Por meio da equação da equação da linha elástica pode-se obter os deslocamentos axiais do impelidor.

É possível observar, por meio da Fig. 14, que desbalanceamentos de 10^7 g.mm podem proporcionar deslocamentos de aproximadamente 5 mm pico a pico (2,5 mm para cada lado), mas para desbalanceamentos pequenos, o deslocamento axial é praticamente inexistente.

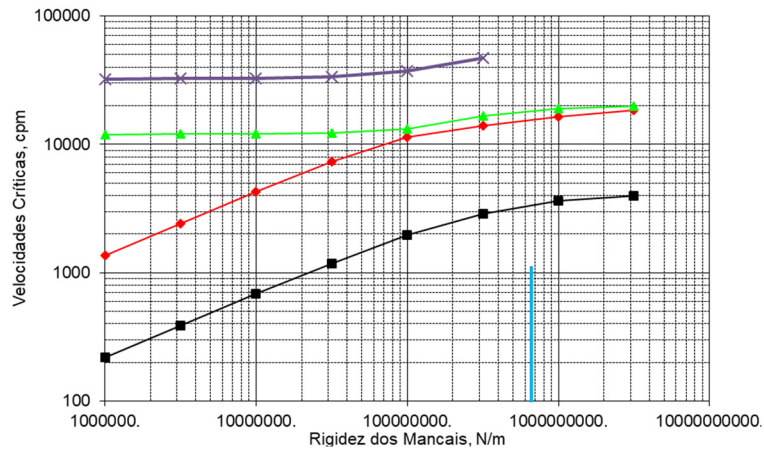


Fig. 11. Mapa de velocidades críticas não amortecidas.

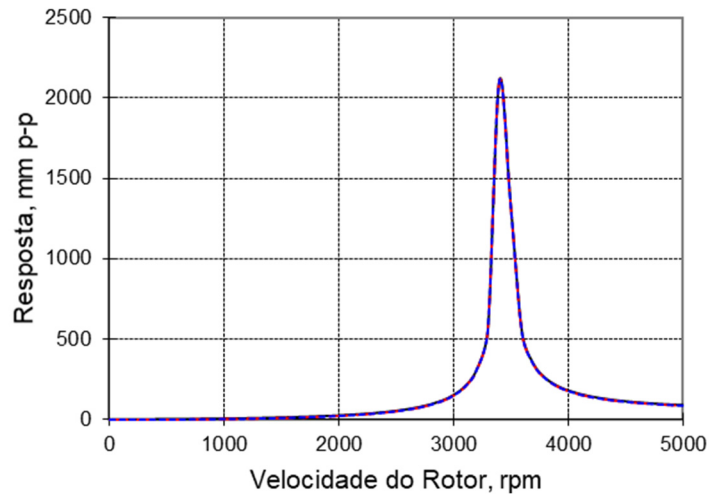


Fig. 12. Resposta desbalanceada para 1×10^7 g.mm de desbalanceamento.

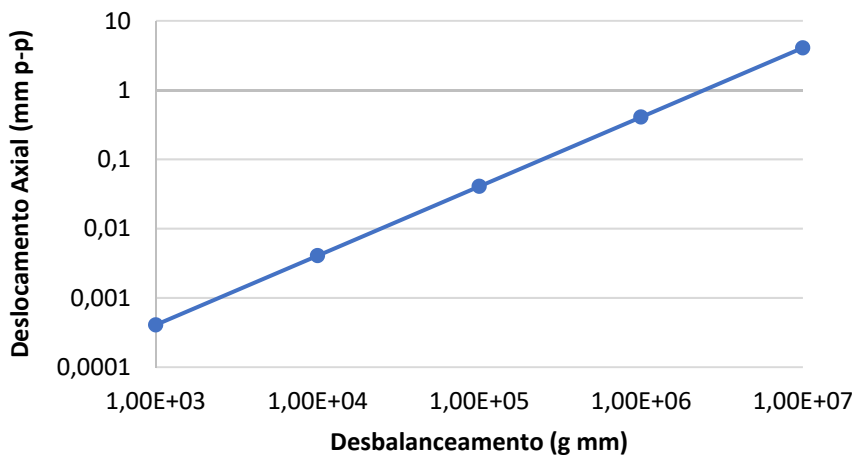


Fig. 13. Deslocamentos axiais para diferentes desbalanceamentos (incluindo efeitos de amortecimento).

Importante mencionar que a folga axial máxima entre o impelidor e o revestimento de sucção é de apenas 5mm, portanto o contato pode ocorrer caso haja desbalanceamentos elevados.

O impelidor utilizado nesta bomba possui 686 mm de diâmetro e pesa 320 kg. Para que ocorra um desbalanceamento na ordem de 10^7 g.mm deverá haver desgaste irregular de apenas 5% do seu peso, em região externa. Este desbalanceamento é, portanto, factível.

Um deslocamento de 2,5 mm é um valor aparentemente pequeno, entretanto, uma prática da equipe de manutenção da planta é aproximar o impelidor o máximo possível do revestimento de sucção, buscando obter melhores desempenhos hidrodinâmicos. Mesmo que não ocorra contato, as tensões de cisalhamento viscosas são inversamente proporcionais à distância entre as placas, portanto pode-se induzir tensões excessivas simplesmente devido à aproximação entre as partes.

4. CONCLUSÃO

O comportamento dinâmico do rotor de uma bomba centrífuga para polpa foi analisado por meio do software XLRotor mostrando que apesar do rotor operar longe de suas velocidades críticas, é factível a ocorrência de deslocamento axial de até 2,5 mm para desbalanceamentos da ordem de 10^7 g.mm em uma bomba 10”/8”ST-AH operando a 900 rpm. Caso o impelidor não esteja centralizado, o deslocamento axial calculado pode ocasionar contato entre impelidor e revestimentos, ocasionando falha prematura dos revestimentos.

A equipe de manutenção foi instruída quanto a regulagem correta do posicionamento do rotor. Não foram constatados novos eventos de falha prematura após a ação tomada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Aiming, F., Jinming L., Ziyun T., “Failure analysis of the impeller of a slurry pump subjected to corrosive wear”. Department of Materials Science and Engineering, Kunming Institute of Technology, China, *Wear*, 181-183 876-882 (1995)
- [2] ANSI/HI 12.1-12.6-2005, Rotor Dynamic (Centrifugal) Slurry Pumps (2005)
- [3] Chen, G., “Characteristics analysis of blade-casing rubbing based on casing vibration acceleration”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, **29**(4), 1513-1526 (2015)
- [4] Childs, D.W., *Turbomachinery RotorDynamics*, McGraw-Hill (1993)
- [5] Cota, R.E., Análise Dinâmica de Rotores em Balanço Utilizando Procedimentos Computacionais e Experimentais, Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil (2008)
- [6] Harris, T.A., *Essential Concepts of Bearing Technology*, CRC Taylor & Francis (2007)
- [7] Hibbeler, R.C., *Resistencia dos Materiais*, 5a ed., Pearson Prentice Hall (2003)
- [8] ISO 1940-1:2003, Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state, 2003
- [9] Khalid, Y.A., Sapuan, S.M., “Wear analysis of centrifugal slurry pump impellers”, *Industrial Lubrication and Tribology*, **59**(1), 18–28 (2007)
- [10] Ma, H., Tai, X., Niu, H., Song, R., “Numerical research on rub-impact fault in a blade-rotor-casing coupling system”, *Journal of Vibroengineering*, **15**(3), 1477-1489 (2013)
- [11] Nikolajsen, J.L., “Finite Element and Transfer Matrix Methods for Rotordynamics: A Comparison”. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 4 (2001)
- [12] Sinha, S.K., Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping dueto tip-rub, General Electric, EUA, *Journal of Sound and Vibration*, 273, 875–919 (2004)
- [13] Smith, D.H., *Tapered Roller Bearing Ballscrew Support System*, MIT (1994)
- [14] “Some aspects of slurry pump design”, *World Pumps*, **1999**(389), 58-61 (1999)
- [15] Taplak, H., Parlak, M., “Evaluation of gas turbine rotor dynamic analysis using the finite element method”, *Measurement*, **45**(5), 1089-1097 (2012)

- [16] Vance, J.W., *Rotordynamics of Turbomachinery*, Wiley-Interscience Publication (1988)
- [17] Walker, C.I., Bodkin, G.C., “Empirical wear relationships for centrifugal slurry pumps Part 1: side-liners”, Warman International Ltd., Australia, *Wear*, 242. 140–146 (2000)
- [18] Warman Slurry Pumping Handbook, Australasian version (2000)
- [19] White, F.M., *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill (1974)

A CENTRIFUGAL SLURRY PUMP ROTORDYNAMIC ANALYSIS

Abstract – Centrifugal slurry pumps have highly abrasion resistant internal lining. These parts life and reliability are critical parameters for the plant’s Operational Expenditures and operational efficiency, since unscheduled breakdown drastically reduces production. This paper investigates a series of suction lining unexpected breakdowns after increasing a 10”x8”ST Warman Pump speed. A bearing-rotor computational model was built in XLRotor software in order to analyze it’s rotor dynamic behavior and to investigate a possible “Tip-rub” phenomenon. XLRotor software utilizes either Matrix Transfer or Finite Element Methods, depending on the system complexity. Comparing computational results with damage found in faulty parts show that the damage likely occurred due to impeller swing and proximity to the suction lining. Recommendations regarding impeller positioning and lining material selection are made for this application.

Keywords – Rotor dynamics, Slurry Pump, Tip-rub, XLRotor, Finite Element Method.