

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/304023594>

AValiação DO DESGASTE DOS DENTES DE ENGRANAGENS HELICOIDAIS ASSOCIADO AS IRREVERSIBILIDADES DE UM SISTEMA MOTO-REDUTOR

Conference Paper · August 2010

CITATIONS

0

READS

642

5 authors, including:



Dyego Monteiro

Universidade Federal do Rio Grande do Norte

2 PUBLICATIONS 0 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



João Telésforo Nóbrega Medeiros

Universidade Federal do Rio Grande do Norte

83 PUBLICATIONS 73 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:



Tribology of polymers and Tribological Sources of Air Pollution by Particulate Matter (PM2.5 and PM10) [View project](#)



Markov Chain Applied to Emission Particles and Wear in Diesel Engines [View project](#)

AVALIAÇÃO DO DESGASTE DOS DENTES DE ENGRANAGENS HELICOIDAIS ASSOCIADO AS IRREVERSIBILIDADES DE UM SISTEMA MOTO-REDUTOR

Dyego Monteiro de Souza, dyeego_ms@hotmail.com¹
Leonardo Augusto Moreira Dourado, Leonardo_amd@yahoo.com.br¹
Jailton Pierre de Oliveira Freire, jailtonpierre@gmail.com¹
Marcelo Renney Alves de Freitas, mrenney2000@yahoo.com.br¹
João Telésforo Nóbrega de Medeiros, jtelesforo@yahoo.com¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Caixa Postal 1524 - Campus Universitário Lagoa Nova, CEP 59072-970, Natal/RN - Brasil

Resumo: *Nesse trabalho objetivou-se monitorar parâmetros de irreversibilidade do sistema, tais como: potência elétrica consumida pelo motor, o aquecimento da zona de contato e sua circunvizinhança, o aquecimento do banho de óleo, a velocidade de vibração global como um parâmetro de avaliação simplificada da energia elástica de vibração e o nível de pressão sonora [NPS]. Tais parâmetros são associados ao surgimento de danos nos dentes das engrenagens. Utilizou-se um conjunto motor-redutor com potência de 1/3 de CV (245 Watts), redução 4:1, um conjunto de engrenagens de dentes helicoidais, com torque de saída 5,2 N.m e, como carregamento, um freio de Prony. Para minimizar a influência do ambiente externo na coleta de dados do NPS [dB], os dispositivos foram instalados em uma câmara de alvenaria, revestida com feltro, com dimensões 1,00 x 0,70 x 0,65 m. Após cada ensaio com duração de 48 horas, foi quantificada a perda mássica do conjunto e, também, a morfologia do desgaste através da Microscopia Óptica e Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV). O monitoramento das irreversibilidade do sistema em face aos danos gerados nas superfícies se mostraram bastante positivos no que diz respeito a sua investigação.*

Palavras-chave: Engrenagens Helicoidais 1, Irreversibilidade 2, Desgaste 3, Dano 4

1. INTRODUÇÃO

A utilização de Unidades de Bombeio do tipo cavalo mecânico é o método de elevação de petróleo mais comumente encontrado em campos terrestres da bacia Potiguar. Este equipamento transforma o movimento rotacional de um motor elétrico em movimento alternado (“reciprocating”) e para isto é utilizado um redutor de engrenagens para se conseguir velocidade e torque ideais. Problemas decorrentes de sua utilização dizem respeito ao desgaste devido ao contato entre os dentes das engrenagens, o que leva às vezes, a falhas do equipamento, gerando custo pela parada na produção e para substituição de peças ou equipamentos danificados, além do custo considerável de troca de óleo.

Em uma caixa redutora de unidades de bombeio de petróleo, as engrenagens estão sujeitas ao desgaste que pode ser provocado por diversos mecanismos como, por exemplo, abrasão, em seus modos sulcamento (“ploughing”), corte (“cutting”), formação de proa (“prow formation”), adesão ou aderência, spalling, dentre outros. Um lubrificante é utilizado para redução do coeficiente de atrito entre os pares de engrenagens. Sendo assim, a utilização de lubrificantes com viscosidade e demais propriedades adequadas proporcionam um funcionamento com maior eficiência das engrenagens que integram a caixa redutora.

Um fenômeno precedente ao dano associado a contatos cíclicos é tratado por “Medeiros (2002)”, quando em sua revisão da literatura mostra que a Mecânica do Contato introduz o regime de contato de rolamento denominado trepidação elástica *shakedown* ao considerar que, em um contato cíclico entre duas superfícies sob carga, constata-se sucessivos estados de deformação plástica e de deformação sob o limite elástico dos materiais. Williams (1996), que define trepidação elástica *shakedown* como “o processo segundo o qual a deformação plástica nos ciclos iniciais de carregamento conduz a um estado cíclico em regime permanente no âmbito do limite elástico”.

“Yan Ding e Nenille (2003)”, estudaram o mecanismo de formação de spalling em engrenagens, segundo eles três etapas estão envolvidas na formação de um dano na superfície, a nucleação da trinca, a propagação desta e o arancamento de material. A trinca se forma a partir de um defeito pré-existente no material como: inclusões, partículas duras e outros tipos de defeitos. Depois de nucleada a trinca, as tensões cíclicas provocadas por um contato repetitivo de rolamento ou de deslizamento contribuem para a propagação desta trinca, que caminha em direção da superfície,

quando tais trincas chegam à superfície acontece o desprendimento do material, na forma de spalling ou pitting. A principal diferença entre eles é que o pitting tem uma profundidade da ordem de 10 μm , em quanto que o spalling, tem uma ordem de grandeza de 100 μm .

O movimento relativo entre os dentes de engrenagens se dá de três formas, ora por deslizamento puro, ora por rolamento puro e ora por uma combinação de rolamento mais deslizamento. Segundo Medeiros (2002), no contato entre os dentes de um par de engrenagens, o ponto de tangência entre suas duas circunferências primitivas c.p. é o ponto primitivo. A cabeça do dente, ou addendum, situa-se acima da c.p. e o pé do dente, ou dedendum, abaixo da c.p. O contato entre dois dentes engrenados, dependendo da posição relativa do addendum de um e do dedendum do dente engrenado, pode envolver rolamento puro ou rolamento e deslizamento, como ilustra a Fig. (1). O sentido de rolamento é sempre o mesmo, mas há alternância no sentido de deslizamento para que o sistema mantenha-se em equilíbrio.

Na Fig. (1.a), constata-se que o rolamento tem sentido oposto ao do deslizamento no dedendum do dente da roda motora (diz-se deslizamento negativo) enquanto no addendum do dente da roda movida tem-se rolamento no mesmo sentido do deslizamento (diz-se que o deslizamento é positivo).

Na Fig. (1.b), o contato entre os dentes é feito à altura da c.p., tendo-se rolamento puro. À medida que o contato se afasta dessa condição, a velocidade de deslizamento aumenta e a Fig. (1.c) apresenta alternância no deslizamento em relação àquele da Fig. (1.a). Tricot (1976) assegura que o deslizamento negativo associa-se à condição mais severa de contato.

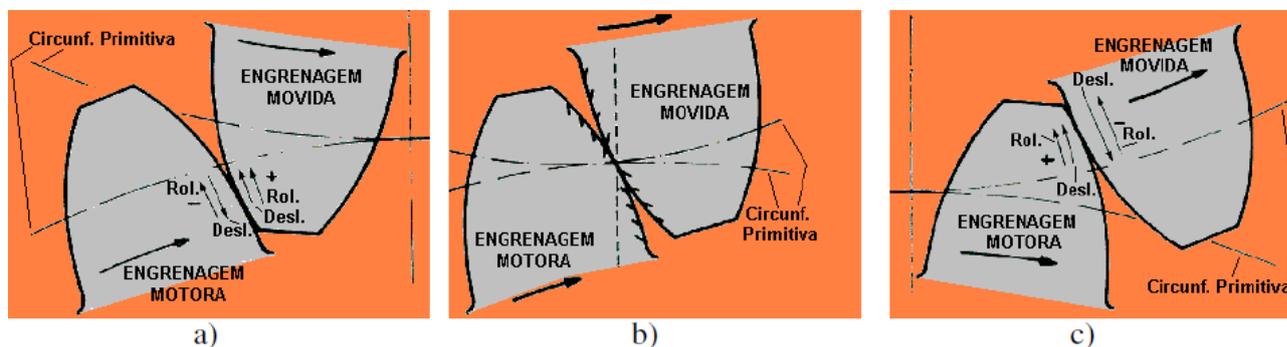


Figura 1. Esquema de alternância no sentido das solicitações de rolamento e deslizamento ao longo de um contato entre dois dentes de engrenagens cilíndricas, em relação à circunferência primitiva. (Medeiros, (2002), baseado em Tricot (1976).

Nos contatos mecânicos, há conversões de energia que podem ocorrer de três formas distintas, ou por suas combinações. São elas: energia elástica de vibração, energia térmica dissipada e energia acústica liberada ao ambiente.

O contato entre dois sólidos em uma determinada frequência e pressão Hertziana provoca um determinado nível de pressão sonora (NPS), que está intrinsecamente ligada ao nível de vibração no sistema, que poderá ser alterado caso haja modificações nas superfícies, seja por formação de trincas ou ocorrência de desgaste por diferentes mecanismos, “Medeiros (2002)”.

“Medeiros (2002)”, citando vários autores, mostra o quanto é complexa a formalização de uma teoria geral que associe ao ambiente a dissipação de energia nos pequenos movimentos entre duas superfícies em contato cíclico, suas geometrias absoluta e relativa, a alternância do sentido e a flutuação do módulo da força tangencial, as propriedades elásticas e o limite de escoamento dos materiais.

Entretanto, “Medeiros (2002)” conclui que é possível se fazer análises indiretas através do monitoramento de parâmetros, tais como: potência elétrica consumida pelo sistema, a dissipação da energia em forma de calor, pela diferença de temperatura do contato e ambiente, a velocidade global de vibração e o nível de pressão sonora. Com esses parâmetros tem-se medidas indiretas das flutuações do atrito e do desgaste do sistema tribológico, inferindo-se uma tendência de comportamento.

No presente trabalho, foram levados em conta vários fatores importantes como: os materiais das engrenagens, o óleo lubrificante, a pressão de contato impressa nos dentes das engrenagens, o calor gerado no contato entre as engrenagens e a perda de massa.

Outro parâmetro a ser considerado é o monitoramento das irreversibilidades do sistema tribológico tendo como ponto de partida a energia consumida pelo motor e as energias dissipativas na forma de calor, elástica de vibração e ruído.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

A proposta é simular, de forma acelerada, as condições reais de uso de redutores em unidades de bombeamento de petróleo. Para isso, optou-se por redutores de velocidade de baixa potência que utilizam conjuntos de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, ou seja, um conjunto motor-redutor com potência de 1/3 de CV (245 Watts), redução de 4:1 com dois pares de engrenagens de dentes helicoidais consistindo de pinhão (Eng 3.1 e 3.3) e coroa (Eng 3.2 e 3.4), velocidade do eixo de entrada em torno de 1750 rpm com torque no eixo de saída de 5,2 N.m.

Para realização dos ensaios, foram utilizados sistemas de aquisição de dados para monitoramento dos seguintes parâmetros: temperaturas [°C] do banho de óleo e ambiente; potência elétrica consumida [W] pelo sistema (motor, redutor e carregamento); carga aplicada [g] no eixo-árvore de saída do redutor de velocidade; nível de pressão sonora, NPS [dBC]; velocidade global de vibração [RMS(mm/s)]. Os danos ocorridos nos dentes das engrenagens provenientes do desgaste dos dentes das engrenagens foram atestados através da microscopia óptica e também da quantificação da perda mássica do conjunto.

Para estabelecer um carregamento, utilizou-se um freio de Prony, além da instrumentação como mostrada no desenho esquemático da Fig. 2.

A fim de minimizar a influência do ambiente externo na coleta de dados do NPS [dBC], o equipamento foi instalado em uma câmara de alvenaria, revestida com feltro, com dimensões 1,00 x 0,70 x 0,65 m.

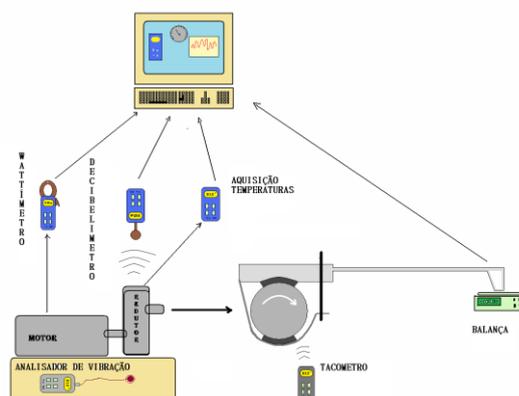


Figura 2. Desenho esquemático da bancada com redutor de baixa potência.

Os instrumentos utilizados para o monitoramento dos parâmetros estudados neste trabalho estão descritos na Tab. (1)

Tabela 1. Equipamentos utilizados para medições com suas funções e resolução.

Instrumento	Fabricante	Função	Resolução
Balança digital	Filizola	Quantificar a carga aplicada	1 (um) grama-força
Decibelímetro	Impac	Quantificar o Nível Pressão Sonora NPS [dBC]	0,1 dBC
Wattímetro	Minipa	Medir a potência elétrica consumida pelo sistema moto-redutor	0,1 Watt
Placa de aquisição de temperatura	National Instruments	Medir a temperatura em diversos pontos do sistema	10^{-1} °C
Medidor de vibração	TEKNIKAO NK300	Medir as velocidades globais de vibração durante os ensaios.	0,1 [RMS(mm/s)]

Foram realizados três ensaios com os mesmos parâmetros e condições de trabalho, sempre usando o mesmo conjunto de engrenagens e apenas trocando o óleo lubrificante utilizado. O óleo utilizado foi o EGF-320- PS, cuja viscosidade é de 327 cSt a 40°C e 24,9 cSt a 100°C com índice de viscosidade de 99. O jogo de engrenagens de aço 8620 foi confeccionado pelo sistema FRESA-MÓDULO.

Para não incorporar contaminantes no óleo, todos os componentes do redutor foram limpos em banho ultrassônico imersos em álcool isopropílico, por vinte minutos e o óleo era armazenado em recipientes previamente limpos.

Todos os elementos a serem ensaiados eram pesados em balança analítica, com resolução de 10^{-4} gramas, antes e depois do ensaio de modo a poder ser quantificada a perda mássica dos mesmos. Também foram realizadas imagens de Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) a fim de evidenciar possíveis danos superficiais.

Outro parâmetro de entrada do sistema foi a aplicação de um momento de torção como forma de carregamento do sistema na saída do redutor. Para tanto foi utilizado um sistema de freio de Prony, que consiste de um tambor e uma cinta, envolvendo-o Fig.(2), onde a carga gerada pelo freio de Prony, na extremidade do braço, situava-se na faixa de $4,90 \text{ N} \pm 10\%$ (500 g), como pode ser observado pela Fig.(3). Tal carregamento é justificado como simulação de uma carga imposta no sistema real, proveniente do trabalho necessário para a elevação do petróleo em poços terrestres.

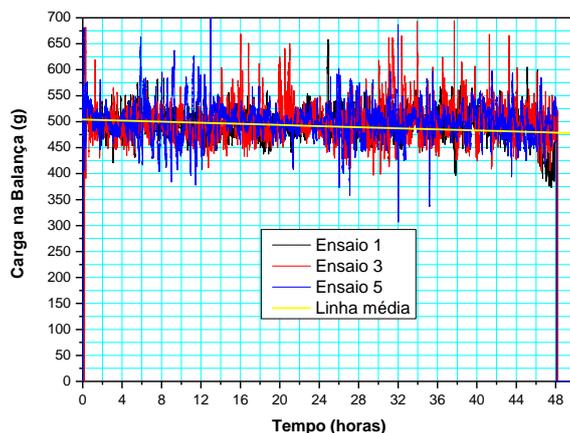


Figura 3. Gráfico do carregamento imposto ao sistema

Pode-se afirmar que tal flutuação na carga normal, medida na balança, nos três ensaios, não é suficiente para se associar linearmente às inflexões da curva de potência consumida pelo motor, como mostrado a seguir nos resultados e discussões.

2.1. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os gráficos a seguir são referentes aos dados obtidos através dos aparelhos de monitoramento das irreversibilidades do sistema mediante os quatro parâmetros observados neste artigo: potência elétrica, ruído, velocidade global de vibração e aquecimento do sistema tribológico.

Como primeira análise tem-se os gráficos comparativos de potência elétrica consumida e a diferença de temperatura dissipada pelo sistema moto-redutor para os três ensaios, fig. 4. Na fig. 4A, verifica-se que as tendências de comportamento nos ensaios foram praticamente às mesmas, ou seja, ambas seguindo uma linha média mostrada em destaque, evidenciando assim a repetitividade das condições de ensaio. Mesmo que a carga imposta ao sistema seja constante, as variações de potência elétrica consumida pelo motor ocorrem devido às oscilações da demanda de consumo da rede elétrica a qual este motor está submetido. Os intervalos de pico ocorrem quando há uma menor demanda na rede elétrica, já os intervalos de menor consumo ocorrem quando a rede elétrica está sobrecarregada, ou seja, com um número maior de equipamentos ligados à mesma, por exemplo, nos horários comerciais.

Tal comportamento é percebido também no gráfico de temperatura do banho de óleo dos três ensaios, fig. 4B, como se pode ver, a influência da rede é também visível, entretanto com uma pequena suavização. Os gráficos de temperatura estão relacionados diretamente com a potência consumida pelo sistema, pois parte dessa energia transmitida pelas engrenagens da caixa de redução é dissipada em forma de calor devido ao atrito existente entre os dentes em contato, que de acordo com “Medeiros (2002)”, ora se comporta como rolamento, ora se comporta como deslizamento, entretanto não se pode associar diretamente a dissipação por atrito com as flutuações no gráfico. Para se fazer essas associações deve-se levar em consideração os dados de ruído e vibração do sistema bem como os danos gerados nas superfícies em contato.

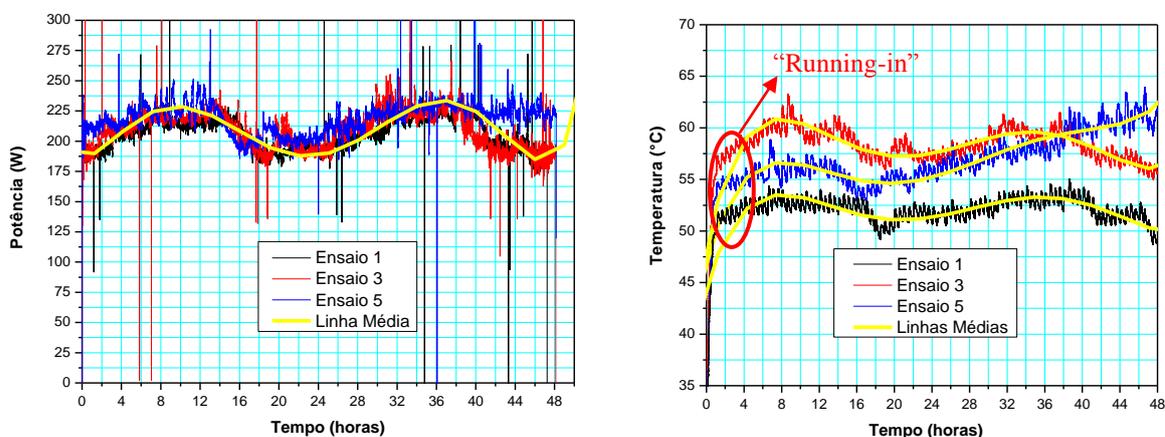


Figura 4. Gráficos da potência consumida pelo sistema e as temperaturas do banho de óleo.

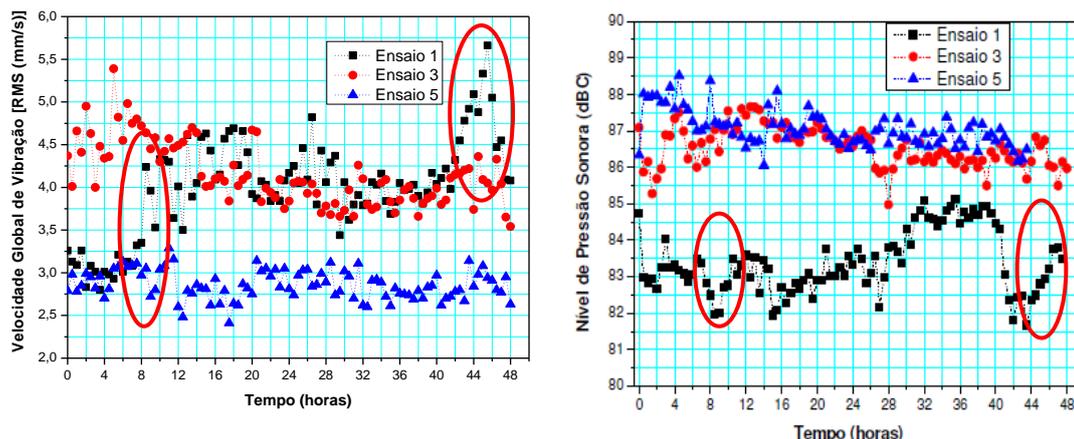


Figura 5. Gráficos da velocidade global de vibração em [RMS(mm/s)] e o nível de pressão sonora em (dBC).

Analisando as primeiras 48 horas de ensaio (ensaio 1), verifica-se uma região antes das quatro horas de ensaio onde se pode perceber uma tendência de estabilização do sinal, ou seja, quando a derivada da curva tende a zero, caracterizando o final do período do “running-in”, que é o tempo necessário para que ocorram deformações nas asperezas das superfícies em contato com o movimento relativo entre si. Esta região é mais visível nos gráficos de temperatura. Por volta de 8h de ensaio percebe-se uma perturbação na curva de temperatura que também é visível na curva de velocidade global de vibração bem como na curva do nível de pressão sonora, como indicados nas fig.4 e Fig.5. Este fato dar uma indicação de que, muito possivelmente, os primeiros danos entre as superfícies em contato com movimento relativo começaram a ocorrer. Na curva de velocidade global de vibração fica bem evidenciado este momento, pois a partir das 8 até as 42 horas vê-se uma região de grande perturbação do sinal de vibração culminando com um pico na curva por volta de 42 horas. Este pico também é perceptível na curva do nível de pressão sonora como mostrado na Fig.5B.

Nas 48 horas seguintes (ensaio 3) percebe-se um aumento na curva de nível de pressão sonora em cerca de 3 dBC $\pm 0,5$. Esta tendência de aumento também é verificada nos dados de dissipação térmica do sistema onde o aumento se deu em torno de $10^{\circ}\text{C} \pm 2$. No que diz respeito aos dados de potência elétrica consumida pelo sistema bem como a velocidade global de vibração não ocorreram mudanças significativas. Este fenômeno vem caracterizar a existência de um modo de desgaste em progressão. Analisando as últimas 48 horas de ensaio (ensaio 5), verifica-se uma diminuição na curva de velocidade global de vibração em cerca de $1,5 \text{ [RMS (mm/s)]} \pm 0,2$. Já nas curvas de temperatura percebe-se uma ligeira diminuição em relação às 48 horas anteriores bem como um ligeiro aumento em relação as primeiras 48 horas. No que diz respeito aos dados de potência e nível de pressão sonora não se percebe variação significativa. As variações ocorridas nas ultimas 48 horas descritas anteriormente trazem indícios de que houve um processo de evolução mais rápido para um modo de desgaste moderado onde supostamente algumas partículas solidas de desgaste desprendidas das superfícies de contato conformaram-se plasticamente nas regiões de contato proporcionando uma ligeira diminuição da pressão de contato.

Na Tab.2 são apresentados os dados de perda mássica do conjunto após os ensaios, onde fica evidenciada uma perda mássica total do conjunto de 0,06%, onde essa perda de massa é concentrada na região dos dentes de engrenagem onde ocorre o engrenamento do conjunto. Pode-se verificar que os elementos que apresentaram uma maior perda mássica individualmente foram os peões que estão identificados na tabela como Eng3.1 e Eng3.3, este fato se deve a maior concentração de esforços e contato uma fez que este possui um menor numero de dentes.

Tabela 2. Perda mássica das engrenagens do sistema motor redutor

	Ens 1	Ens 5	Perda Mássica (%)
Eng 3.1	92,4451	92,38271	0,0675
Eng 3.2	102,4812	102,4555	0,0251
Eng 3.3	89,16346	89,04847	0,1290
Eng 3.4	105,0426	105,0164	0,0249
Total	389,1324	388,9031	0,0589

Nas Fig. 7 e 8 que representam respectivamente as (eng.3.4) (eng.3.3), ilustram-se a morfologia da superfície dos dentes da engrenagem de um conjunto após decorrido 144 horas de ensaio. Em ambas as imagens podem ser verificados danos de desgaste nos dentes das engrenagens que, de acordo com “Yan Ding (2003)” e “Medeiros (2002)”, consistem no mecanismo de desgaste chamado de spalling. Eles estudaram o mecanismo de formação de spalling em engrenagens, que passa por três etapas de formação, a nucleação da trinca, a propagação desta e o arancamento de material. A trinca se forma a partir de um defeito pré-existente no material como: inclusões, partículas duras e outros tipos de defeitos. Depois de nucleada a trinca, as tensões cíclicas provocadas por um contato repetitivo de rolamento ou de deslizamento contribuem para a propagação desta trinca, que caminha em direção da superfície, quando tais trincas chegam à superfície acontece o desprendimento do material, na forma de spalling ou pitting. Entretanto, no caso do trabalho em questão fica configurado o spalling pois a ordem de grandeza do dano é de 100 μm , como mostrado na Fig.7B.

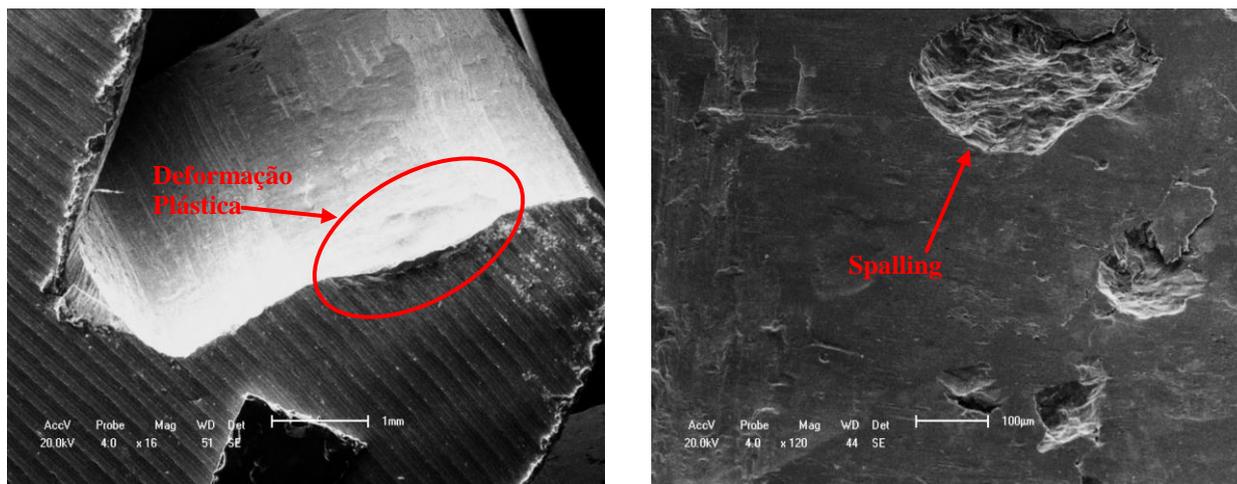


Figura 7. Imagens de microscopia eletrônica de varredura (MEV) da engrenagem 3.4 após 144 horas de ensaio.

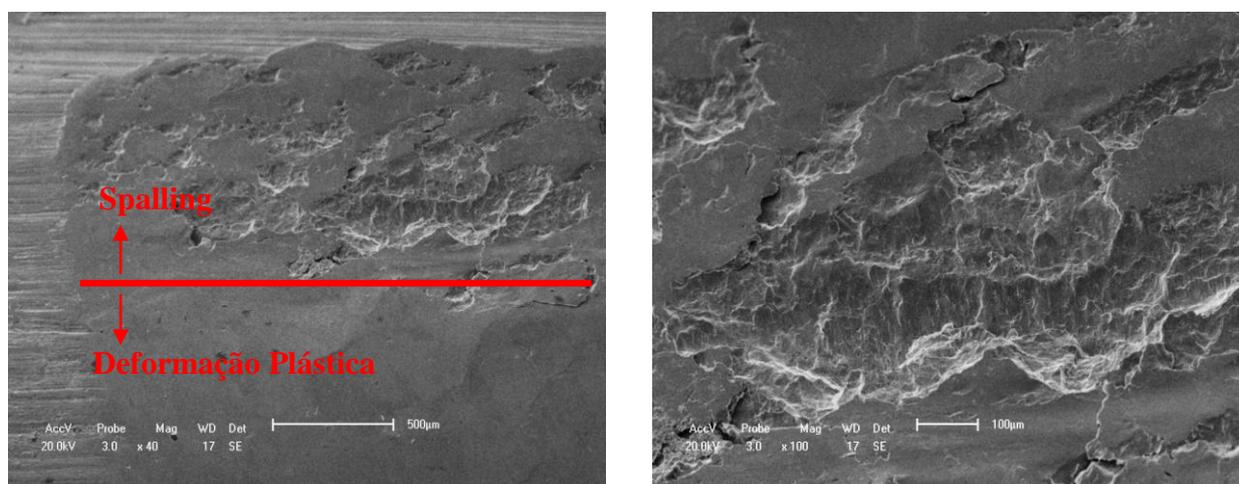


Figura 8. Imagens de microscopia eletrônica de varredura (MEV) da engrenagem 3.3 após 144 horas de ensaio.

Nessas mesmas imagens também fica evidenciado regiões de deformações plásticas, onde geralmente estão localizados na altura da circunferência primitiva das engrenagens, onde se tem, teoricamente, rolamento puro. Na Fig.7A verifica-se regiões de deformações plásticas localizadas que provocou uma alteração visível do perfil evovental. Também fica evidenciado este fenômeno na Fig.8A, onde se tem uma região com danos de spalling e logo abaixo deformação plástica. Estas deformações plásticas, principalmente essas localizadas, podem estar associadas a algum desvio de forma geométrica das engrenagens como, por exemplo, falta de paralelismo dos eixos onde as engrenagens estão situadas, o que prejudicaria o acoplamento dos dentes das engrenagens. Outro problema pode está associado a defeitos de fabricação das engrenagens.

2.2. CONCLUSÃO

Os dados de diferença de temperatura estão relacionados diretamente com os dados potência consumida pelo sistema moto-redutor, bem como os dados de velocidade de vibração estão intrinsecamente ligados com os dados de nível de pressão sonora.

A análise de parâmetros associados à dissipação de energia (atrito) e variação mássica (desgaste) tais como: janelas das assinaturas (I) da potência elétrica consumida pelo motor, (II) do aquecimento do sistema medido através da diferença de temperatura e (III) do nível de pressão sonora, bem como as medidas seqüenciadas da velocidade global de vibração, demonstraram consistência quando os sinais foram confrontados entre si;

A análise da textura superficial de um dente de engrenagem por microscopia óptica ratificou o exposto por “Ding (2003)” e “Medeiros (2002)”, identificando o mecanismo de desgaste por spalling;

A comparação de assinaturas do NPS [dB] demonstrou uma tendência clara da sua utilidade na avaliação do desgaste associado aos dentes em contato lubrificado, ratificando o exposto por “Medeiros (2002)”.

A presença de deformações plásticas localizadas nos dentes das engrenagens demonstrou que o sistema pode ter problemas de desvio de forma geométrico ou que as engrenagens possuem problemas de defeitos de usinagem.

2.3. REFERÊNCIAS

- A. F. Il'yushchenko, E. V. Zvonarev, L. P. Pilinevich, and V. V. 2006 , “Savich. Exchange of experience: New technologies in powder metallurgy and ceramics developed in Belarus.” A survey. Powder Metallurgy and Metal Ceramics, 45 (1-2), 2006: 98-108.
- Medeiros, J. T. N. de, 2002, “Fadiga de contato de discos metálicos não-conformes submetidos a ensaios a seco de rolamento cíclico”, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, V.1.
- Y. Ding, Reiger F.N.,2003 , “Spalling formation mechanism for gears.” Wear 254(2003) 1307-1317.

AVALIAÇÃO DO DESGASTE DOS DENTES DE ENGRANAGENS HELICOIDAIS ASSOCIADO AS IRREVERSIBILIDADES DE UM SISTEMA MOTO-REDUTOR

RESUMO *The aim present work is track the irreversibility parameters of the system such as consumed electric power by the engine; the heating of the contact zone and around it; heating of the oil bath; the speed of global vibration as a parameter for gross assessment of energy of elastic vibration; and sound pressure level [SPL]. These parameters are associated with the appearance of damage in the teeth of gears. For this was used an engine-reducer set with power of 245 Watts (1/3 HP), 4:1 reduction, a helical gears set with 5.2 N.m output torque, and like loading a Prony's brake. To minimize the influence of external environment in the data collection from the SPL [dB], the devices were installed in a chamber of masonry, covered with felt, with dimensions 1.00 x 0.70 x 0.65 m. After duration 48 hours each testing, was quantified by weight loss of the set and also the wear morphology through Optic Microscopy.*

PALAVRA CHAVE: *Helical Gear 1, Irreversibility 2, Wear 3, Damage 4*