

2302134

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

Determinação de Potência Perdida em Redutores

Autor : Vagner Finelli

TF-87
F4942

Orientador : Prof. Hélio Nanni

Sumário

Este trabalho é basicamente um equacionamento sistemático de perdas em elementos de máquinas, mais especificamente nos elementos de máquinas de redutores de velocidade por engrenagens.

Seu desenvolvimento compreende as seguintes etapas:

- identificação das perdas
- equacionamento das perdas
- exemplo de cálculo para redutor existente
- medição prática
- comparação de resultados teóricos e experimentais.

A escolha do tema teve duas causas básicas:

- tentativa de mostrar uma interface entre as disciplinas de elementos de máquinas (frias) e as disciplinas da área energética (quentes).
- busca real da quantização das perdas em redutores para suprir de maneira eficiente e rápida esta dificuldade dos fabricantes destas máquinas.

Também deve-se entender que este é um trabalho de graduação, onde várias dificuldades foram encontradas (técnicas, financeiras, etc.), e que consequentemente seu maior valor é acadêmico.

São Paulo/dezembro/1.987.

Vagner Finelli

Agradecimentos

Reservo este espaço para devotar meus sinceros agradecimentos a aqueles que de maneira direta ou indireta possibilitaram-me transpor as dificuldades e chegar até o fim.

Dentre todos estes, agradeço especialmente :

Sriedheln Schnurle	(Begra)
Manoel Rebelo Morales	(O.Steaux)
Rubens Vaidergorin	(Transmotécnica)
Hermann Lympius	(SEW)
Sérgio Luiz Jabur Salomão	(Voith)
Claudenir Alberto Arcalá	(Voith)
José Celso de Souza	(Voith)
Valter Decresci	(Voith)
Roberto Aparecido Ienne	(Voith)
Sílvio Altman	(Voith)
Luzia Vila Boas de Oliveira	(Voith)
Vilma Justino do Amparo	(Voith)
Maria Giancola	(Voith)
Joubert Francisco Hübener	(Voith)

Ao meu orientador Professor Hélio Nanni, pela seriedade, compreensão e paciência.

E aos meus pais.

Índice Geral

I. O REDUTOR

I.I.	Definição Básica	1
I.II.	Função Básica.....	2
I.III.	Aplicações	2
I.IV.	Tipos de Redutores	6
I.V.	Conclusão	6
I.VI.	Bibliografia	7

II. ANÁLISE DE VIABILIDADE

II.I	Lista de Símbolos	8
II.II.	Identificação da Necessidade	9
II.III.	Formulação do Problema	10
II.IV.	Síntese de Soluções	12
II.IV.I.	Medição Direta	12
II.IV.II.	Medição Indireta	14
II.IV.III.	Método Teórico-Prático	16
II.V.	Exequibilidade Física	17
II.V.I	Medição Direta	17
II.V.II.	Medição Indireta	18
II.V.III.	Método Teórico-Prático	19
II.VI.	Valor Econômico	20
II.VII.	Viabilidade Financeira	20
II.VII.I	Medição Direta	20
II.VII.II	Método Teórico-prático	21
II.VIII.	Conclusão	22
II.IX.	Bibliografia	22

III. PERDAS IDENTIFICÁVEIS

III.I.	Lista de Símbolos	23
III.II.	As Perdas	23
III.III.	Conclusão	26
III.IV.	Bibliografia	26

IV. MANCAIS

IV.I.	Lista de Símbolos	27
IV.II.	Introdução	30
IV.III.	Tipos de Mancais	30
IV.IV.	Mancais de Rolamento	31
IV.IV.I	Histerese na Deformação Elástica.....	32
IV.IV.II.	Deformação Pista x Elemento Rolante..	33
IV.IV.III	Deslizamento pela Geometria da Su- perfície de Contato e Deformação dos Elementos	35
IV.IV.IV.	Deslizamento e Efeito Viscoso Devi- do à Gaiola	37
IV.IV.V.	Deslizamento Elemento Rolante x Flanges Terminais	38
IV.IV.VI.	Deslizamento na Vedação	38
IV.IV.VII	Torque Resistente	39
IV.IV.VIII	Potência Perdida (P_{MA})	46
IV.V.	Mancais de Deslizamento	46
IV.V.I.	Torque Resistente (M_R).....	52
IV.V.II.	Potência Perdida (P_{MA}).....	53
IV.VI.	Conclusão	53
IV.VII.	Bibliografia	54

V. VEDAÇÃO

V.I.	Lista de Símbolos	55
V.II.	Introdução	56
V.IV.	A Perda nos Retentores	59
	V.IV.I. Origem da Perda	59
	V.IV.II. Quantização da Perda	62
V.V.	Conclusão	66
V.VI.	Bibliografia	66

VI. LUBRIFICANTE

VI.I.	Lista Símbolos	67
VI.II.	Introdução	68
VI.III.	A Perda na Lubrificação	69
	VI.III.I. Origem da Perda	69
	VI.III.II. Quantização da Perda	69
VI.IV.	Conclusão	69
VI.V.	Bibliografia	72

VII. ENGRENAMENTO

VII.I	Lista de Símbolos	73
VII.II.	Introdução	77
VII.III.O	Engripamento	77
VII.IV.	Critérios de Avaliação	78
VII.V.	A Perda de Potência	79
	VII.V.I. Quantização da Perda	79
VII.VI.	Conclusão	111
VII.VII.	Bibliografia	111

VIII. VENTILAÇÃO

VIII.I.	Lista de Símbolos	113
VIII.II.	Introdução	113
VIII.III.	A Perda por Ventilação	113
	VIII.III.I. Origem da Perda.....	113
	VIII.III.II. Quantização da Perda.....	114
VIII.IV.	Conclusão	115
VIII.V.	Bibliografia	116

IX. EXEMPLO DE CÁLCULO

IX.I	Lista de Símbolos	117
IX.II.	Introdução	118
IX.III.	Dados do Redutor	118
IX.IV.	Perda nos Mancais	119
IX.V.	Perda na Vedaçāo	124
IX.VI.	Perda no Lubrificação	124
IX.VII.	Perda no Engrenamento	125
IX.VIII.	Perda na Ventilação	128
IX.IX.	Perda por Elementos Externos	128
IX.X.	Perda Total do Redutor	128
IX.XI.	Conclusão	129
IX.XII.	Bibliografia	129

X. VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL

X.I.	Lista de Símbolos	130
X.II.	Introdução	131
X.III.	Instalação Laboratorial	131

X.IV.	Procedimento de Ensaio	131
	X.IV.I. Amaciamento	133
	X.IV.II. Carga	133
X.V.	Montagem da Bancada	135
X.VI.	Resultados obtidos	136
X.VII.	Análise dos Resultados	136
X.VIII.	Fontes de Erro	137
X.IX.	Comparação dos Resultados	138
<u>ANEXO 1</u>	- Desenhos: Adaptação e Flanges	142
<u>ANEXO 2</u>	- Protocolos de Ensaio	146
<u>ANEXO 3</u>	- Fotos da Instalação	149
<u>ANEXO 4</u>	- Desenhos: Redutor A335	156



I. O REDUTOR

I.I. Definição Básica

Redutores são mecanismos de engrenagens capazes de ampliar os momentos transmitidos entre eixos, reduzindo as velocidades angulares. Num redutor de n eixos ($n \geq 2$), temos:

- eixo 1 : eixo de entrada ;
- eixo k : eixo intermediário k ($1 < k < n$) ;
- eixo n : eixo de saída.

Estes eixos só possuem um grau de liberdade (rotação axial), estando seus demais movimentos vinculados a uma caixa (fig. I.1). Porém, possuem comunicação através dos ($n-1$) pares de rodas dentadas (engrenagens) de transmissão, que consequentemente reduzem a apenas um grau de liberdade do mecanismo interno em relação à carcaça.

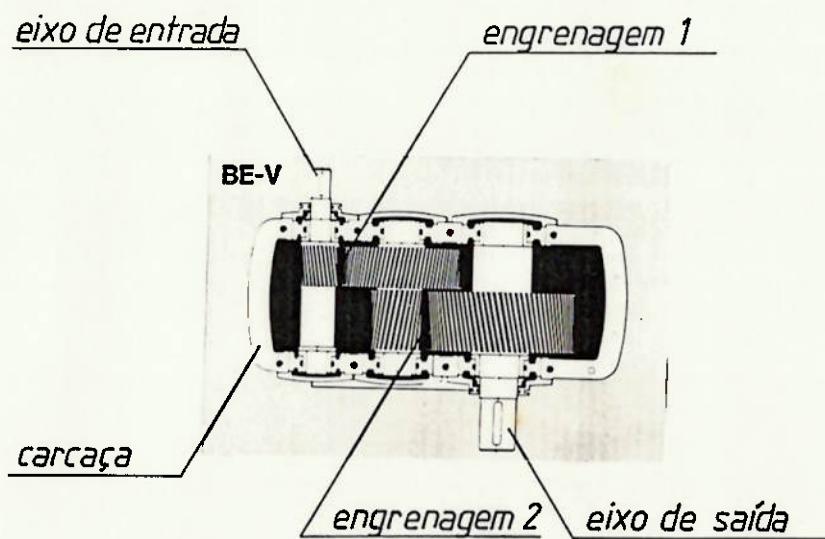


Fig. I.1. - Corte transversal de um redutor.

I.II Função Básica

Sua função básica é a transmissão de potência entre uma fonte ligada a seu eixo de entrada (máquina motora) e um sorvedouro ligado ao eixo de saída (máquina movida), promovendo uma adequação do binômio torque (M_f) x rotação (n)* entre estes.

Podemos então considerar o redutor como um transformador análogo a um transformador elétrico com corrente elétrica igual ao torque (variável tipo T) e tensão igual à rotação (variável tipo A).

I.III Aplicações

Redutores são equipamentos mecânicos extremamente difundidos e utilizados na indústria em geral. Sua aplicação mais comum, como sugere o nome, é a redução de rotação entre eixos de entrada e saída (com respectivo aumento de torque), pois fixada uma potência, motores de alta rotação são mais baratos que os de baixa rotação. Além disso, as máquinas motoras não podem servir para toda gama de máquinas movidas existentes, cabendo ao redutor este trabalho de adequação.

Apesar do que foi dito anteriormente, também existem muitos redutores trabalhando como ampliadores ou não promovendo mudança de rotação entre eixos de entrada e saída (transmissão a longas distâncias), porém em menor escala.

* Em regime permanente podemos escrever (para um eixo)
 $P = M_f \cdot n$; onde $P \rightarrow$ potência transmitida
o que justifica falar em binômio Torque (M_f) x rotação (n).

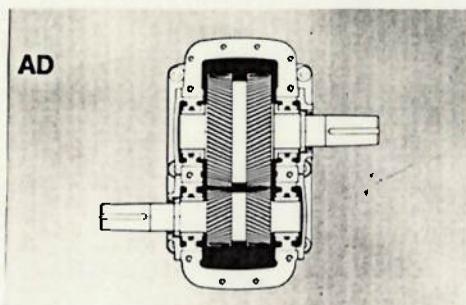


Fig.I.2 - Redutor de um estágio cilindrico duplo - helicoidal.

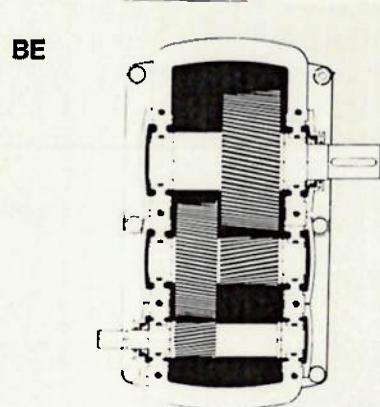


Fig.I.3 - Redutor de dois estágios cilindricos simples-helicoidal.

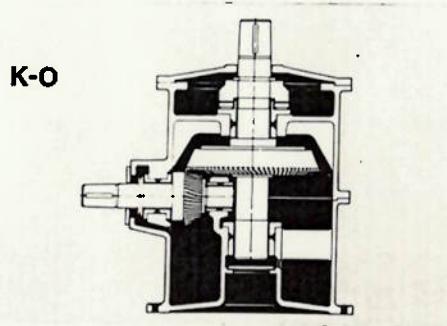


Fig.I.4 - Redutor de um estágio cônico hipocicloidal.

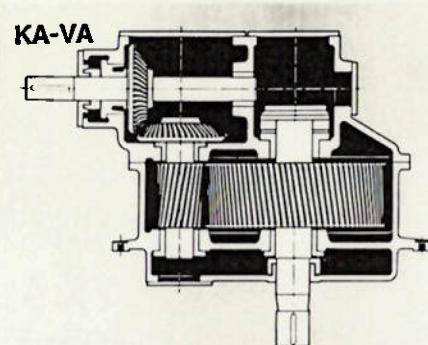


Fig.I.5 - Redutor de um estágio cônico hipocicloidal e um cilíndrico simples helicoidal.

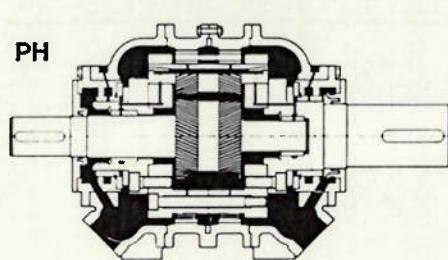


Fig.I.6 - Redutor de um estágio planetário duplo-helicoidal.

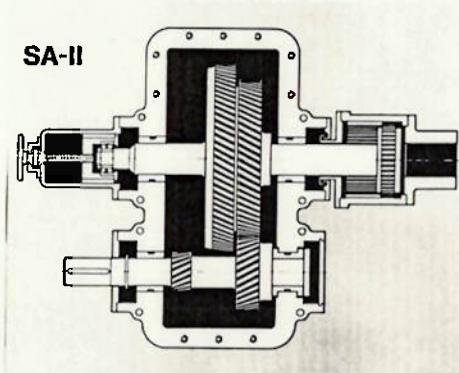


Fig.I.7 - Caixa de mudança de um estágio cilindrico simples-helicoidal e duas marchas.

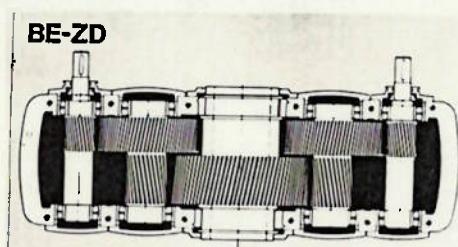


Fig.I.8 - Redutor de dois estágios cilíndricos simples-helicoidal de duplo acionamento e eixo de saída oco.

Adequações de caráter geométrico também são aplicações para os redutores, tais como transmissão de potência entre eixos ortogonais ou mesmo inclinados e não ortogonais (raras), etc.

I.IV. Tipos de Redutores

São vários os tipos de redutores, mas podemos classificá-los em dois grandes grupos, a saber:

- redutores de eixos paralelos
- redutores de eixos não paralelos.

Assim, limitar-nos-emos à apresentação de alguns destes equipamentos, conforme mostrado nas figuras I.2 a I.8. Nestas verificamos os tipos básicos de redutores (Redutores Linha Standard).

Cabe ressaltar que estes equipamentos são extremamente versáteis, sendo possíveis construções bastante especiais, segundo as mais variadas concepções.

I.V. Conclusão

Este item introdutório, teve por objetivo conceituar e ilustrar, com alguns exemplos o que será nosso objeto de estudo. Seu entendimento é fundamental para o acompanhamento do restante do trabalho.

I.VI. Bibliografia

Voith - "High Capacity Gear Units - For Peak
Reliability and Economy".



II. ANÁLISE DE VIABILIDADE

III.I LISTA DE SÍMBOLOS

$A_i \rightarrow$ Área da carcaça para o elemento genérico "i" (m^2).

$F_i \rightarrow$ Fator de forma de radiação do elemento genérico "i" para as paredes (-).

$h_i \rightarrow$ Coeficiente de troca de calor por convecção do elemento genérico "i" para o ambiente ($W/m^2 \cdot K$).

$i \rightarrow$ Contador genérico (-).

$k_i \rightarrow$ Coeficiente experimental genérico "i" (-).

$M \rightarrow$ Torque (N.m).

$n \rightarrow$ Rotação (rad/s).

$P \rightarrow$ Potência (W).

$P_p \rightarrow$ Potência perdida (W)

$P_{pi} \rightarrow$ Perda de potência pela fonte genérica "i" (W).

$P_p^t \rightarrow$ Potência térmica teórica (W).

$Q_{conv} \rightarrow$ Calor cedido por convecção (W).

$Q_{rad} \rightarrow$ Calor cedido por radiação (W).

$T_i \rightarrow$ Temperatura externa da carcaça para o elemento genérico "i" (K).

$T_p \rightarrow$ Temperatura das paredes do invólucro do redutor (k).

$T_{oo} \rightarrow$ Temperatura do ar ao longe (K).

$\epsilon_i \rightarrow$ Emissividade da superfície externa da carcaça do elemento genérico "i" (-).

II.II. Identificação de Necessidade

O ítem anterior introduziu alguns aspectos qualitativos do equipamento mecânico redutor de uma forma acessível e simplificada.

Deve ficar claro que, num processo industrial, o desempenho da máquina movida (final) passa a depender diretamente do desempenho do redutor, na cadeia cinemática da transmissão desde o motor.

Podemos exemplificar tal afirmação por uma aplicação prática:

Nas indústrias de fabricação de papel e celulose, as chamadas "Máquinas de Papel" (responsáveis pela transformação de matérias-primas em papel acabado) são um conjunto de máquinas em série, interligadas, formadas basicamente por cilindros rotativos, com velocidades tangenciais acima de 1.000 m/min, que conferem continuidade à formação da "folha de papel". As paradas para manutenção de equipamentos como este, são pré-determinadas e cada minuto fora de operação representa um prejuízo altíssimo. Fica claro então, que as paradas por falha do sistema devem ser radicalmente evitadas e torna-se evidente que é inconcebível pararmos todo este conjunto pela falha de um redutor. A título de ilustração, vale a pena dizer que uma instalação como a anteriormente citada, tem várias dezenas de redutores que não podem falhar, donde constata-se a real importância de confiabilidade que estes devem ter.

Um outro aspecto é que o redutor, como outros equipamentos, é um elo de união entre máquina motora e movida, promovendo a passagem de potência de uma a outra. Nestas condições, não é interessante que consumamos potências comparáveis à requerida no

processo por uma máquina intermediária. Assim sendo, devemos ter os redutores como máquinas precisas obtidas pelos mais modernos procedimentos de fabricação e com desvios dentro de tolerâncias bem determinadas.

Para atendermos os dois requisitos citados nos parágrafos precedentes, justifica-se uma determinação mais precisa e pormenorizada da grandeza potência perdida do redutor (ente que será melhor explicado no item posterior), o qual nos permite ter uma idéia bastante concreta do consumo da máquina (desempenho) e ainda é fator de extrema importância para definição do sistema de lubrificação e resfriamento do redutor de forma a garantir a vida pré-estabelecida de seus elementos (confiabilidade).

Também, como não poderia faltar, considerações econômicas viabilizam o estudo. Além das anteriormente citadas, podemos obter reduções de gastos também por conseguirmos implementar equipamentos mais baratos com sistemas de lubrificação e resfriamento mais simples.

Outras considerações podem ser feitas, mas julgamos que o que foi exposto já é suficiente até para viabilizar o estudo.

II.III Formulação do Problema

Como fica claro pelo título, este trabalho destina-se ao desenvolvimento de um procedimento de cálculo para determinação da potência perdida de redutores. Assim sendo, antes de mais nada, devemos

conceituar ou até mesmo definir potência perdida de redutores:

- Potência Perdida:

"Potência perdida de um redutor é a quantidade de energia por unidade de tempo que se transforma em calor pela transmissão de potência através deste."

Fica claro então, que esta grandeza está diretamente ligada às perdas do processo de transmissão, sendo o resultado da somatória de todas as parcelas identificáveis e não identificáveis que se transformam em calor.

Obs.: O valor absoluto da potência perdida é muito próximo ao valor total das perdas do redutor, porém há outras formas de se perder energia, tais como vibrações, ruídos, etc., mas que somadas, são até insignificantes.

Assim, por vezes, confundiremos potência perdida com potência perdida total, o que, como veremos, torna-se a favor da segurança.

Neste momento, podemos então formular mais precisamente o problema de determinar a potência perdida: consiste em quantizarmos de maneira bastante precisa todas as parcelas identificáveis de perda de potência na forma de calor. Isto torna visível o alto grau de dificuldade do problema, como é possível evidenciar: perdas, em geral, são valores assumidos ou desprezados para grande parte de máquinas mecânicas.

É bastante otimista a idéia de calcularmos tais valores de maneira rápida e realista para qualquer máquina. Isto torna-se ainda mais difícil para máquinas modernas e precisas como redutores e é o que nós tentaremos fazer no que segue.

II.IV Síntese de Soluções

Não são apenas projetos de caráter construtivo que possuem várias soluções possíveis para se implementar. Também estudos ou modelos possuem um espaço amostral não unitário, em geral.

Para o caso específico de nosso estudo, são possíveis algumas alternativas citadas abaixo:

II.IV.I Medição Direta

Podemos determinar o valor da potência perdida de um redutor através do seguinte procedimento de medição direta:

Acopla-se um par de redutores idênticos entre si e aciona-se um destes por uma fonte de potência, sendo que o conjunto é atravessado por um torque interno (mecanicamente forçado)..
Vide fig. II.1:

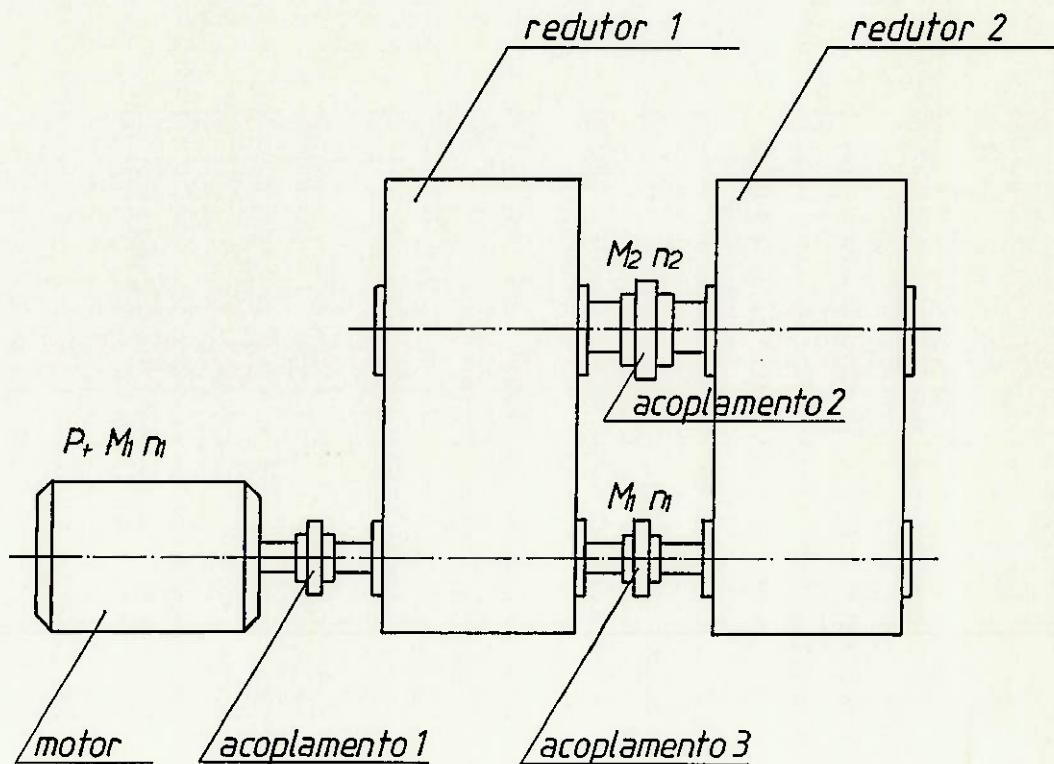


fig. II.1 - Instalação para medição direta

Ao funcionarmos o sistema, poderemos considerar a potência fornecida pelo motor como a potência perdida para os dois redutores:

$$P_p = \frac{M_t \cdot n_1}{2} \quad (\text{II.1})$$

- hip.: . redutores idênticos
- toda potência perdida é dissipada em calor
- regime permanente

Nestas condições, se acionarmos o conjunto por um motor de corrente contínua ou um motor de corrente alternada e um variador de velocidade , de maneira que possamos varrer toda uma gama de rotações, conseguiremos um diagrama que fornece o valor experimental da potência perdida em função da rotação para o redutor considerado .

II.IV.II Medição Indireta

Também é possível através de um processo indireto determinarmos a potência perdida:

basta fazermos um balanço energético para um redutor em funcionamento. A figura II.2 esclarece.

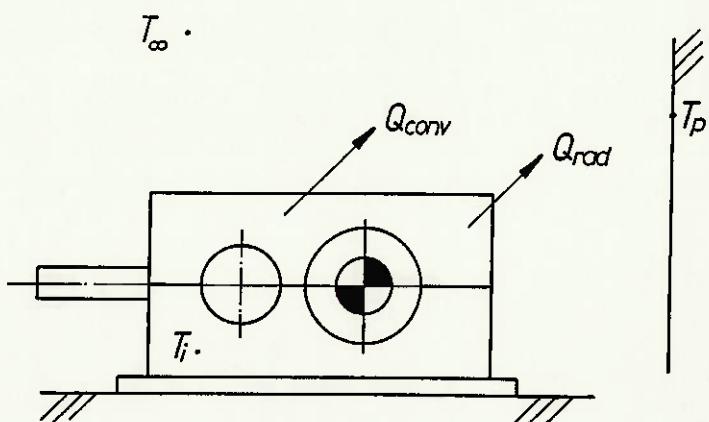


Fig. II.2. - Calor cedido ao meio por 'um redutor'.

A nível de ilustração e para termos noção do que é necessário medir, podemos tentar explicitar tal balanço energético:

- Troca de calor por convecção:

$$Q_{\text{conv}} = \sum_{i=1}^n h_i \cdot A_i \cdot (T_i - T_{\infty}) \quad (\text{II.2})$$

- hip.: . regime permanente
 . T_i e h_i constantes em A_i
 . T_{∞} constante

(n → número de pontos)

- Troca de calor por radiação:

$$Q_{\text{rad}} = \sum_{i=1}^n \epsilon_i \cdot A_i \cdot F_i (T_i^4 - T_p^4) \quad (\text{II.3})$$

- hip.: . regime permanente
 . T_i e ϵ_i constantes em A_i
 . T_p constante

(n → número de pontos)

Ou seja, se dispusermos dos seguintes dados:

- temperaturas superficiais de vários pontos externos da carcaça (T_i);
- coeficientes de troca de calor por convecção (h_i);
- emissividades superficiais da carcaça (ϵ_i);
- fatores de forma de radiação (F_i).

Poderemos estimar as taxas de troca por convecção e radiação e nestas condições:

$$P_p = Q_{\text{conv}} + Q_{\text{rad}} \quad (\text{II.4})$$

hip.: não há mudança de fase, o que significa que teremos determinando a potência perdida do redutor considerado.

II.IV.III Método Teórico-prático

Contrariamente às duas formas anteriores, podemos elaborar um modelo físico-matemático para um redutor genérico que particularize cada perda de potência individualmente, quantificando-a (P_{pi}). Poderemos então calcular a perda total teórica de potência (P_p^t) deste redutor genérico e considerá-la toda dissipada em calor:

$$P_p^t = \sum_{i=1}^n P_{pi} \quad (\text{II.5})$$

($n \rightarrow$ número de perdas)

hip.: toda potência perdida é dissipada em calor.

A seguir, por um dos procedimentos experimentais anteriormente citado, devemos verificar e corrigir as parcelas de perda teoricamente determinadas e recalcular o valor da potência térmica. A grosso modo, isso significa:

$$P_p = \sum_{i=1}^n K_i \cdot P_{pi} \quad (\text{II.6})$$

($n \rightarrow$ número de perdas)

hip.: não há outras fontes de perda.

II.V Exeqüibilidade Física

Analisaremos agora as três soluções possíveis propostas visando caminharmos para a solução ideal.

II.V.I. Medição Direta

Modelo laboratorial simples e facilmente exeqüível, desde que disponhamos de pares de redutores com características de transmissão iguais e atendendo a alguns requisitos construtivos:

- . os redutores deverão ser um a imagem especular do outro, com pontas de eixo (tanto de entrada quanto de saída) na mesma superfície lateral.
- . um dos redutores deverá ter uma outra ponta de eixo auxiliar para ser acionado externamente (vide fig. II.1).

Obs.: Se o redutor a testar possuir eixos não paralelos, é ainda possível, medirmos diretamente a potência térmica, desde que façamos arranjos físicos adequados para cada caso.

Quanto à medida da potência perdida propriamente dita, pode-se afirmar que é bastante simples e precisa, como a expressão (II.1) evidencia:

$$P_p = \frac{M_f \cdot n_1}{2^*} \quad (\text{II.1})$$

* O denominador desta expressão pode variar em função do arranjo físico necessário para medição conforme observação supra.

Logo, basta determinarmos os valores:

$M_f \rightarrow$ torque no eixo motor (N.m); pode ser facilmente medido com um freio de Prony.

$n_1 \rightarrow$ rotação do eixo motor (rad/s) : facilmente obtido com auxílio de um tacômetro.

II.V.II Medição Indireta

Este procedimento de medição é bastante mais complicado que o anterior no que se refere à obtenção de valores representativos. Isto significa que para uma faixa de rotações e potências usuais de um mesmo redutor, deveríamos "encontrar" tal redutor em cada uma destas situações e efetuarmos o balanço energético mostrado nas expressões (II.2) a (II.4).

Além disso, este procedimento depende da estimativa de coeficientes de transmissão de calor por convecção e radiação, o que pode comprometer a precisão do modelo. Desta forma, julgamos esta alternativa descartada para determinação genérica por ser fisicamente inequívoca.

Obs.: Por outro lado, este procedimento de medição pode ser extremamente viável para verificação de um cálculo teórico, podemos eliminar os inconvenientes

acima citados através da medição em condições bem controladas de laboratório e não esbarraremos nos complicantes de caráter construtivo da medição direta (verificação mais econômica).

II.V.III Método teórico-prático

Devemos analisar separadamente a exequibilidade física das partes teórica e prática do método:

- parte teórica: fisicamente exequível (o que não significa simples ou fácil), pois os redutores são compostos por elementos de máquinas bastante conhecidos e utilizados, de maneira que a confecção de modelos matemáticos não está impossibilitada, tendo em vista a volumosa e vultuosa bibliografia já existente a respeito destes que servirá de apoio e verificação.

- parte prática: o procedimento, verificação e correção prática deste método é igualmente exequível fisicamente pelo já exposto nos dois sub-itens precedentes.

II.VI Valor Econômico

Quanto ao valor econômico do estudo, não nos parece necessário fazer uma distinção de cada uma das alternativas propostas, pois desde que desenvolvidas coerente e corretamente todas trarão à tona a mesma saída de resultados. Além disto, o valor econômico de algo é subjetivo, estando diretamente ligado a quem dele se utiliza. Assim, julgamos que este critério não descarta qualquer uma das três possíveis soluções do problema.

II.VII Viabilidade Financeira

Neste ponto, avaliaremos as soluções fisicamente exequíveis por aquele que é o real critério decisivo para quem quer realmente executar qualquer projeto ou estudo: a viabilidade financeira.

II.VII.I Medição Direta

Infelizmente, após sobreviver até aqui, é necessário desfazermos-nos deste método. É mais do que evidente que um estudante de engenharia teria enormes dificuldades em obter recursos de qualquer instituição ou empresa para obter seus valores desta maneira.

O preço de um redutor médio de linha standard, é hoje, na ordem de Cz\$ 800.000,00 ou US\$ 15.000,00, valor que torna impraticável um estudo que necessita de duplicatas, triplicatas,

etc. de redutores, para que possamos obter valores representativos do que nos propusemos a determinar.

II.VII.II Método teórico-prático

De maneira similar à exeqüibilidade física, julgamos necessária a análise em separado das partes teórica e prática desta solução:

. parte teórica: trata-se de um ponto bastante favorecido financeiramente, pois, pelo menos em primeira análise, não necessita de qualquer montante de capital. O material necessário são livros (disponíveis em bibliotecas) ou especialistas dos ramos particulares a analisar que, em geral, mostram-se bastante disponíveis e interessados em ajudar alunos em trabalhos escolares.

. parte prática: é possível que encontremos algumas dificuldades financeiras nesta parte do desenvolvimento do trabalho por necessitar de uma verba não nula. Porém, não abandonaremos aqui o estudo, pois há algumas evidências que nos permitem afirmar que a possibilidade de obtenção destes recursos é grande.

Isto é consequência do contato que foi efetuado com algumas empresas, que serão mencionadas no momento oportuno.

II.VIII Conclusão

O item que acabamos de desenvolver é ainda referente a uma parte preliminar do trabalho, porém, vários pontos importantes já se tornaram focos de estudo, dos quais podemos citar:

- . estabelecimento da necessidade
- . definição de potência perdida
- . elaboração de soluções alternativas
- . escolha da "melhor" solução para o início do desenvolvimento

Assim, agora já nos é possível, iniciarmos a parte principal do trabalho que é o que faremos a seguir.

II.IX Bibliografia

Madureia, Omar Moore de - "PMC - 475 - Métodologia do Projeto - Notas de Aulas" - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica.

Holman, Jack Philip - "Transferência de Calor" - MacGraw-Hill do Brasil, 1983.

Voith - "High Capacity Gear Units - For Peak Reliability and Economy".

III. PERDAS IDENTIFICÁVEIS

III.I Lista de Símbolos

P _{engr} →	potência perdida no engrenamento (W)
P _{ext} →	potência perdida por elementos externos (W)
P _{lub} →	potência perdida no lubrificante (W)
P _{Ma} →	potência perdida nos mancais (W)
P _p →	potência perdida do redutor (W)
P _{ved} →	potência perdida na vedação (W)
P _{vent} →	potência perdida por ventilação (W)

III.II As Perdas

Como já foi citado em item anterior, redutores são máquinas precisas obtidas, em geral, por procedimentos de fabricação, os mais precisos.

Contudo, os limites de precisão para a indústria mecânica encontram, no mínimo, as (ou uma das) barreiras abaixo:

- barreira tecnológica: está intimamente ligada à capacitação técnica dos especialistas e ao tempo (no sentido cronológico). Assim é possível que num determinado instante não consigamos desenvolver algo (a nível de indústria), que mais à frente se rá trivial.

- barreira econômico-financeira: é o limite de precisão que efetivamente viabilizará a execução de um projeto. É muito provável que sem esbarrarmos nos limites técnicos já estejamos comprometendo a competitividade de mercado de um produto.

Obviamente, redutores estão neste contexto, tornando-se máquinas não perfeitas, uma vez que irreversibilidades são associadas às mais infinitésimas falhas. Assim, adentrando um pouco no equipamento, é possível listarmos algumas parcelas de perda de potência, a saber:

- Potencia Perdida nos Mancais (PMa)

É a quantidade de energia dissipada sob a forma de calor na unidade de tempo pelos mancais. Está diretamente ligada aos tipos de mancais em questão, às cargas neles atuantes (potência transmitida), às condições de lubrificação (atrito viscoso), etc., como veremos adiante.

- Potênci a Perdida na Vedaçāo (Pved)

É a parcela devida ao selo imposto entre o ambiente interno e externo ao redutor ' que se perde sob a forma de calor.

- Potênci a Perdida no Lubrificante (Plub)

É a quantidade de energia perdida sob a forma de calor na unidade de tempo devido à agitação do óleo lubrificante em contato com partes móveis do redutor.

- Potência Perdida no Engraneamento (Pengr)

Parcela de potência útil dissipada pelo atrito de escorregamento entre os pares de perfis dos dentes das rodas dentadas ao longo de suas respectivas linhas de contato sob a forma de calor.

- Potência Perdida por Ventilação (Pvent)

De maneira análoga à perda no lubrificante é a parcela de perda dissipada pela agitação do ar contido na carcaça que está em contato com as partes móveis do reduutor sob a forma de calor.

- Potência Perdida por Elementos Externos (Pext)

Parcela que só depende da aplicação específica da máquina em questão, tendo as mais variadas causas, devendo ser analisada caso a caso.

Obs.: Para a determinação de cada uma destas parcelas, assumiremos que as falhas de fabricação e/ou montagem das unidades obedecem obrigatoriamente as tolerâncias pré-estabelecidas pelo projeto, pois, caso contrário, seria impossível fazermos qualquer previsão.

Desta forma, podemos escrever:

$$P_p = P_{Ma} + P_{ved} + P_{lub} + P_{engr} + P_{vent} + P_{ext}$$

=====

(III.1)

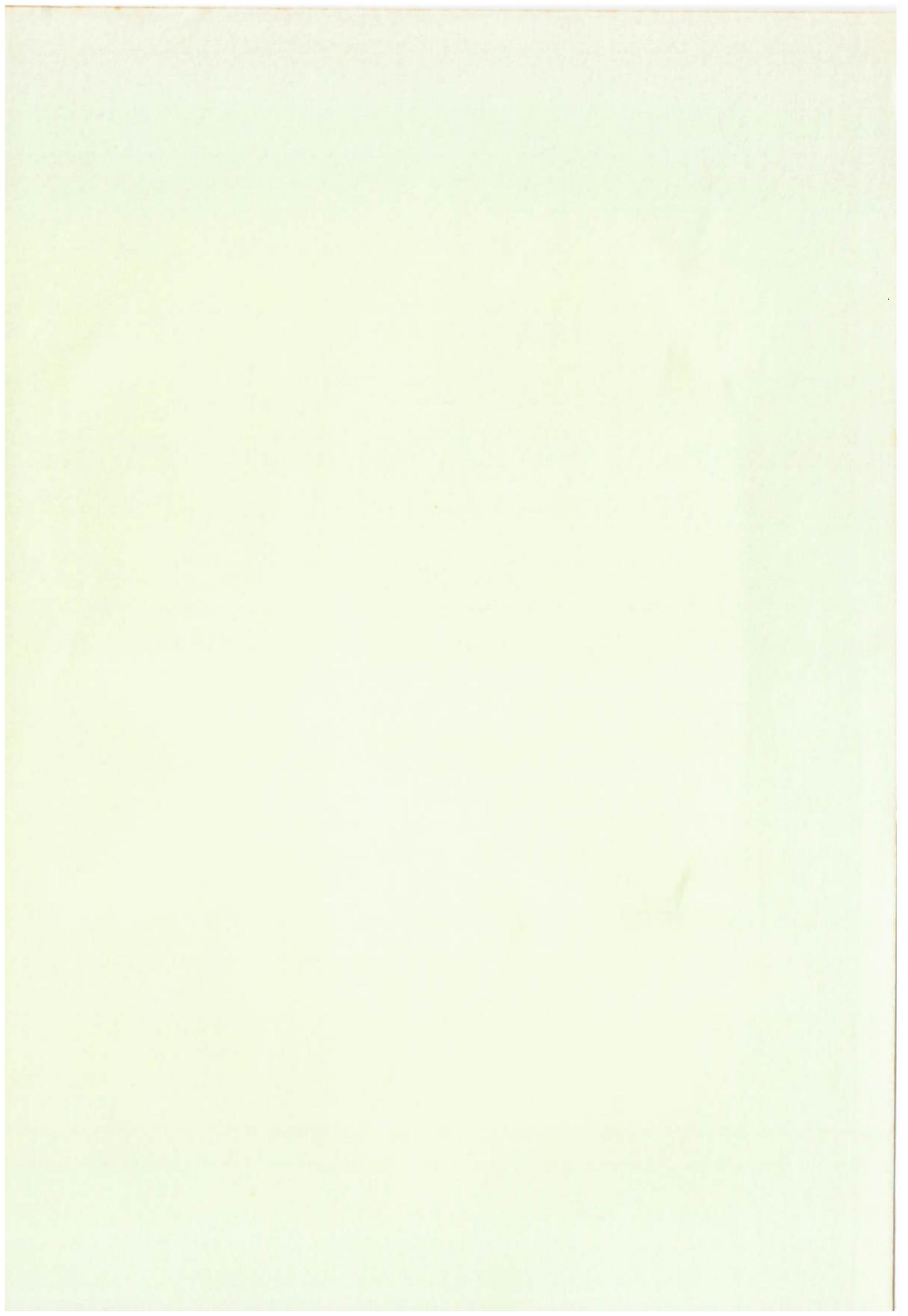
III.III Conclusão

Este item marca o início da análise técnica do trabalho, onde procuramos conceituar a natureza das parcelas identificáveis do estudo, bem como obtivemos a expressão genérica da potência perdida de um redutor (III.1) e fizemos uma hipótese fundamental para a continuidade.

A partir de agora tentaremos quantificar cada uma das parcelas identificadas através de modelos matemáticos individuais.

III.IV Bibliografia

Niemann, G - Winter, H. - "Maschinenelement"
(Band II) - Springer - Verlag - Berlin Heidelberg - New York - Tokyo - 1983.



IV. MANCALIS

IV.I. Lista de Símbolos

a → Semi-eixo maior da elipse teórica de contato (m).

b → Semi-eixo menor da elipse teórica de contato (m).

B → Largura do mancal (m).

C_s → Capacidade de carga estática do mancal (N).

d → Diâmetro do elemento rolante (m).

d_m → Diâmetro médio do rolamento (m).

D → Diâmetro do eixo (m).

D_p → Diâmetro da pista interna (m).

e → Deslocamento dos eixos (m).

e_x → Projeção de e sobre o eixo x (m).

f → Coeficiente de atrito médio (-).

f_o → Coeficiente de lubrificação (-).

f₁ → Fator de forma e carga no rolamento (-).

f_f → Coeficiente de carga axial (-).

F_a → Carga axial de engrenamento (N).

F_{at} → Força de atrito média (N).

F_r → Carga radial de engrenamento (N).

F_s → Carga estática equivalente (N).

F_t → Carga tangencial de engrenamento (N).

F_B → Carga corrigida no rolamento (N).

h → Espessura genérica de lubrificante (m).

- $h_0 \rightarrow$ Espessura mínima de lubrificante (m).
 $i \rightarrow$ Contador genérico (-)
 $M_f \rightarrow$ Torque de atrito nos flanges (N.m).
 $M_l \rightarrow$ Torque devido à carga aplicada (N.m).
 $M_R \rightarrow$ Torque resistente resultante (N.m).
 $M_{R,i} \rightarrow$ Torque resistente no rolamento ou mancal genérico "i" (N.m).
 $M_v \rightarrow$ Torque viscoso (N.m).
 $n \rightarrow$ Rotação (min^{-1}).
 $n_d \rightarrow$ Número de mancais de deslizamento (-).
 $n_i \rightarrow$ Rotação do rolamento ou do eixo no mancal genérico "i" (min^{-1}).
 $n_r \rightarrow$ Número de rolamentos.
 $N \rightarrow$ Componente ortogonal ao plano tangente ou normal (N).
 $\bar{p} \rightarrow$ Pressão média (Pa).
 $P \rightarrow$ Carga radial no mancal (N).
 $P_o \rightarrow$ Ponto de contato teórico.
 $P_a \rightarrow$ Carga axial no rolamento (N).
 $P_{MA} \rightarrow$ Potência perdida nos mancais (W).
 $P_r \rightarrow$ Carga radial no rolamento (N).
 $R \rightarrow$ Raio de curvatura entre superfícies deformadas (m).
 $R_x \rightarrow$ Reação de apoio na direção x (N).
 $R_{y1} \rightarrow$ Reação do apoio 1 na direção y (N).
 $R_{y2} \rightarrow$ Reação do apoio 2 na direção y (N).
 $R_{z1} \rightarrow$ Reação do apoio 1 na direção z (N).
 $R_{z2} \rightarrow$ Reação do apoio 2 na direção z (N).
 $S \rightarrow$ Folga eixo x mancal (m).

- $S_o \rightarrow$ Número de Sommerfeld (-).
 $\vec{T} \rightarrow$ Componente tangencial (N).
 $\vec{V} \rightarrow$ Velocidade periférica do eixo (m/s).
 $V_x \rightarrow$ Velocidade de uma partícula de lubrificante (m/s).
 $x \rightarrow$ Eixo de coordenadas cartesianas.
 $z \rightarrow$ Eixo de coordenadas cartesianas ou expoente constante (-).
 $K_1 \rightarrow$ Constante (-).
 $K_2 \rightarrow$ Constante (-)
 $y \rightarrow$ Eixo de coordenadas cartesianas ou expoente constante (-).
 $\alpha \rightarrow$ Ângulo de pressão do rolamento (rad).
 $\varepsilon \rightarrow$ Deformação (-).
 $\mu \rightarrow$ Viscosidade dinâmica do fluido ($N.s/m^2$).
 $\omega_0 \rightarrow$ Viscosidade cinemática do lubrificante (cSt).
 $\sigma \rightarrow$ Tensão ($F.L^{-2}$).
 $\tau \rightarrow$ Tensão de cisalhamento no lubrificante (Pa).
 $\tau_{xy} \rightarrow$ Tensão de cisalhamento na elipse teórica de contato.
 $\psi \rightarrow$ Largura relativa (-).
 $\chi \rightarrow$ Excentricidade relativa (-).
 $\dot{\omega} \rightarrow$ Velocidade angular (rad/s).

IV.III. Introdução

Como vimos em item anterior os redutores são conjuntos de mecanismos que possuem, via de regra, dois ou mais eixos girantes. Estes, por transmitirem potência de um ponto a outro estão sujeitos a esforços. Conseqüentemente, tais eixos devem estar apoiados para que haja manutenção da compatibilidade física. Neste instante, faz-se menção aos mancais que são os elementos que suportam as cargas dos eixos, transmitindo-as à carcaça, bem como, são os que permitem a existência de movimentos de rotação relativos (fig. IV.1).

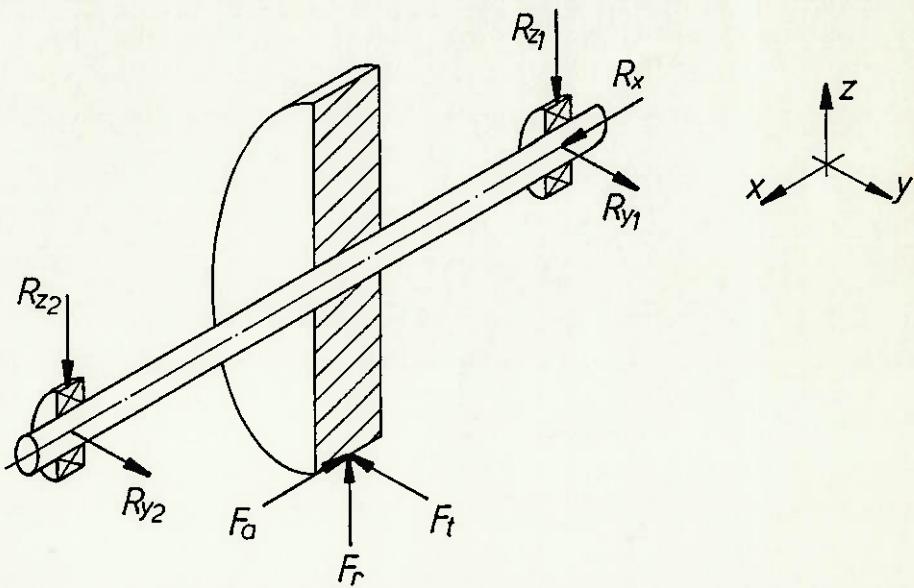


Fig. IV.1 - Eixo genérico apoiado em mancais

IV.III. Tipos de Mancais

São vários os tipos de mancais existentes em redutores, nem cabendo aqui fazer um aprofundamento maior

sobre o assunto. Porém, vale a pena ressaltar que os mais utilizados são os de rolamento (rotações usuais - até 3000 rpm), mas há também redutores com eixos apoiados em mancais de deslizamento (rotações altas). Assim, estudaremos a perda de potência (atraito) nestes dois tipos básicos de mancais.

IV.IV. Mancais de Rolamento *

Nota-se em duas superfícies quaisquer em contato e que apresentem movimento relativo a presença do fenômeno atrito. Também sabe-se que este é bastante menor entre superfícies lubrificadas (atraito viscoso) que entre superfícies em contato direto (atraito seco). Apesar das diferentes magnitudes, em ambos os casos, temos uma perda de potência que se transforma em calor (aquecimento).

Os mancais de rolamento mesmo com alto grau de acabamento (rugosidade superficial, tolerâncias dimensionais, de forma e de posição) de seus componentes não estão isentos do fenômeno atrito e para quantizá-lo não é tão simples como o atrito entre duas superfícies planas quaisquer. Porém, em geral, são parcelas pequenas, menores que para outros tipos de mancais nas mesmas condições e costuma aparecer na literatura técnica como um torque resistente.

Listaremos agora quais os principais fenômenos que se distinguem como parcelas do atrito em rolamentos:

*Seremos obrigados a admitir que o leitor já é conhecedor dos componentes de um rolamento, caso haja dúvidas recomendamos consultar as referências do assunto (vide bibliografia ao final deste item).

- Histerese na deformação elástica dos elementos.
- Deslizamento entre o elemento rolante (esfera, rolo, cone, etc.) e a pista de contato devido à geometria da superfície de contato entre estes.
- Deslizamento entre a gaiola (se houver) e o elemento rolante ou entre esta e as pistas do rolagemto.
- Resistência viscosa do lubrificante no elemento rolante e na gaiola.
- Deslizamento entre a superfície lateral final do elemento rolante e os flanges das pistas.
- Deslizamento na vedação (mancais selados).

Podemos agora fazer uma breve discussão sobre cada uma destas parcelas.

IV.IV.I. Histerese na Deformação Elástica

Devido às cargas nos elementos rolantes serem variáveis no tempo, mesmo para uma carga fixa no mancal, temos caracterizando um ciclo de carga como representado no diagrama tensão (σ) x deformação (ϵ) da figura IV.2.

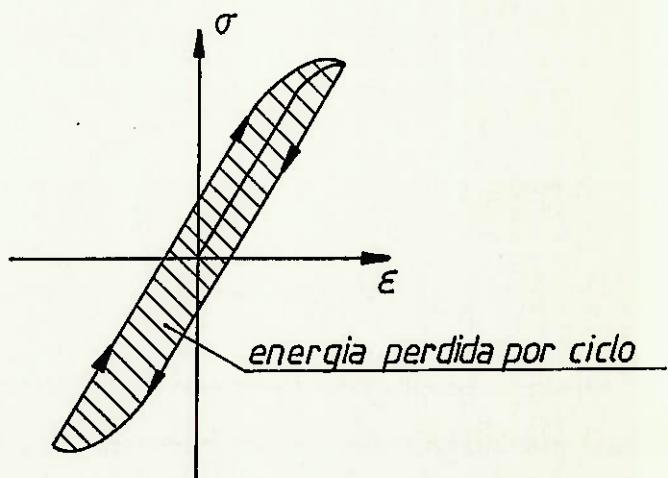


Fig. IV.2 . - Diagrama tensão x deformação.

Nele visualizamos o chamado efeito Bau-chinger característico dos materiais policristalinos e o ciclo de histerese respeitivo.

A área hachurada do diagrama representa a energia perdida por unidade de volume deformado para cada ciclo de carga (rotação do rolamento). Porém, devido às características dos materiais envolvidos, tem-se como resultado final uma parcela muito pequena se comparada com as demais. Assim, não se costuma considerá-la na só matória dos efeitos.

IV.IV.II. Deformação pista x elemento rolante

Ao ser submetido a esforços, um mancal de rolamento possui, via de regra, uma componente ortogonal ao plano que é tangente à superfície da pista ou elemento rolante pelo ponto de contato teórico (fig. IV.3), componente esta, que ao

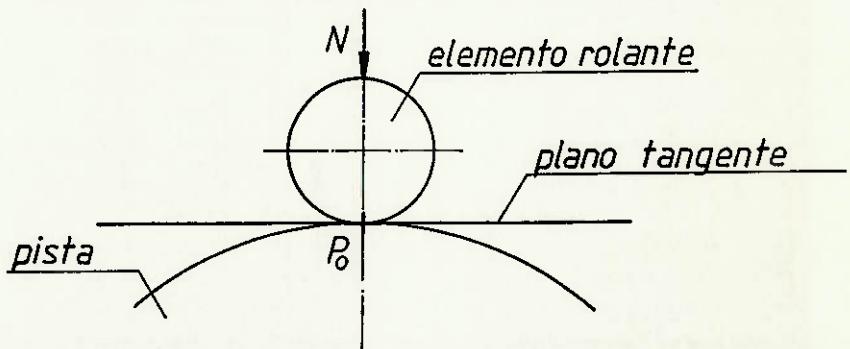


Fig. IV.3 - Contato teórico elemento ro-lante pista.

atuar efetivamente no mancal provoca deformações das superfícies em contato. Segundo Hertz, para magnitude das cargas usualmente atuantes, podemos considerar o raio de curvatura entre as superfícies deformadas (R) como:

$$R = \frac{d \cdot D_p}{d + D_p} \quad (\text{IV.1})$$

Assim sendo, teremos caracterizado um abaulamento da pista, o que oferecerá resistência ao movimento do elemento rolante, tornando-se um acréscimo à componente de esforço paralela ao plano tangencial retrocitado, ou em outras palavras, sendo responsável por uma parcela do torque resistente anteriormente mencionado.

A figura IV.4 esclarece:

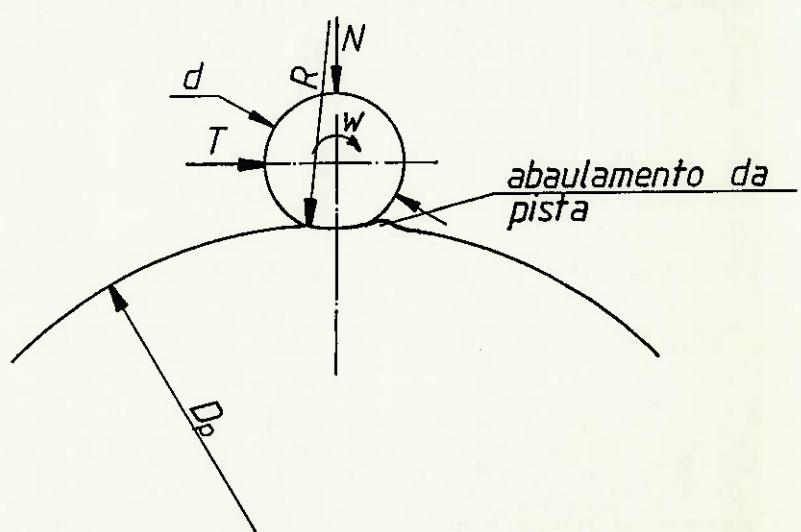


fig. IV.4 - Deformação pista x elemento rolante.

IV.IV.III. Deslizamento pela geometria da superfície de contato e deformação dos elementos.

O item anterior mostrou algumas particularidades da superfície comum no contato pista x elemento rolante. Ficou evidenciado que não se trata de uma superfície plana e também que o contato não é pontual.

Assim sendo, temos caracterizado um fenômeno de deslizamento, uma vez que temos pontos em contato que não possuem o mesmo vetor velocidade, relativo a um referencial inercial qualquer. Este efeito é o principal componente na somatória das parcelas de atrito nos mancais de rolagamento. Apesar disto, sabe-se da existência de dois pontos teóricos na superfície de contato, onde temos rolagamento puro, ou seja, não há deslizamento. Outro ponto de interesse a ressaltar é que os mancais são, via de regra, lubrificados, o que altera significativamente as magnitudes do fenômeno. Vários pesquisadores já estudaram tal evento e verifica-se que mesmo para os chamados fluidos Newtonianos o coeficiente de atrito médio só é constante em pequenas faixas de utilização, variando com a pressão atuante e com as velocidades relativas.

A título ilustrativo, podemos adentrar um pouco mais nos fenômenos referentes à região de contato pista x elemento rolante, citando algumas de suas particularidades.

Vários autores consideram tal superfície elíptica e partindo desta hipótese são características algumas regiões (fig. ... IV.5)

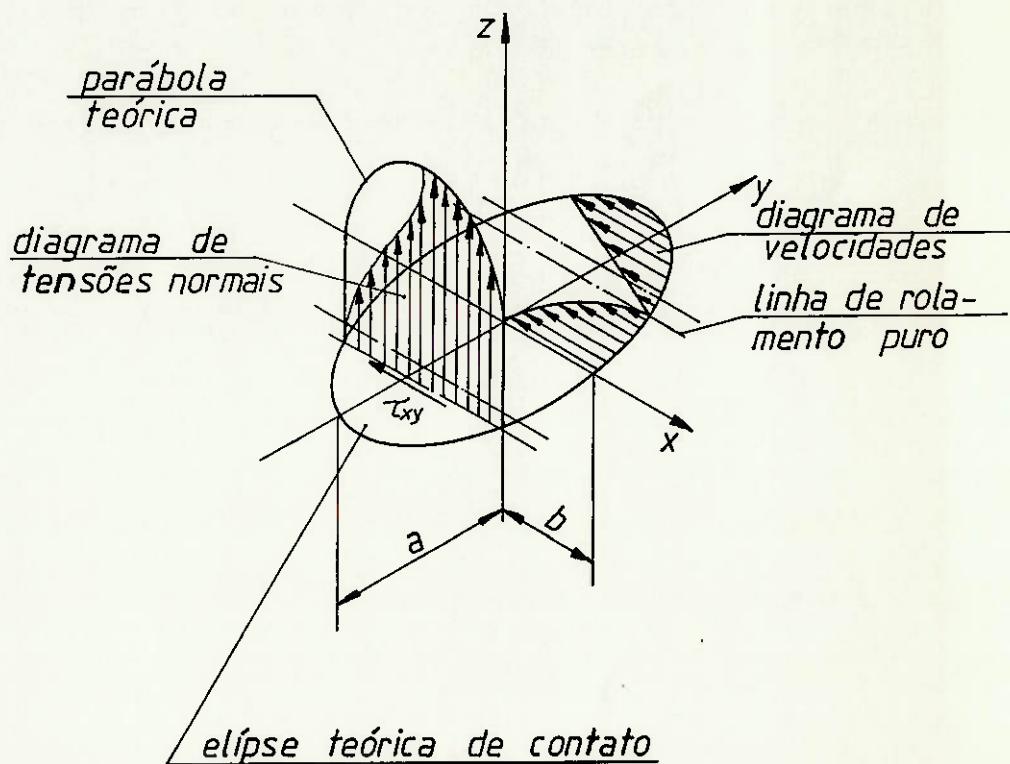


fig. IV.5 - Particularidades da superfície de contato.

Como podemos perceber não se trata de um problema de simples análise. Porém, para nós, o importante é ter em mente a essência dos fenômenos que ocorrem nesta região o que faz considerar suficiente o já exposto.

IV.IV.IV. Deslizamento e efeito viscoso devido à gaiola.

A gaiola é um componente existente na maioria dos tipos de rolamento. Há 2 parcelas de atrito que são facilmente identificáveis:

- . Deslizamento gaiola x elemento rolando.
- . Deslizamento gaiola x pistas do rolagemto.

Tais eventos dispensam maiores comentários, valendo a pena ressaltar que são função, principalmente do tipo de gaiola em questão.

Há, porém, um terceiro efeito que merece considerações: arrasto viscoso. Este refere-se à quantidade de lubrificante que é dragada pelo rolamento em funcionamento e que choca-se com a gaiola. Este é proporcional à chamada força de arrasto

(ou dragagem) que depende fundamentalmente das velocidades envolvidas, da magnitude, dos esforços e de desvios de fabricação (excentricidade principalmente).

IV.IV.V. Deslizamento elemento rolante x flanges terminais.

Este evento ocorre de maneira considerável apenas para alguns tipos de rolagem. São estes os rolamentos de carga predominantemente radial, mas que suportam esforços axiais. Nestes tipos, são necessários flanges protuberantes para apoio, o que causa o fenômeno.

O atrito pode ocorrer simultaneamente nos anéis interno e externo, ou não. A área característica de contato é função da geometria dos flanges e do tipo de elemento rolante (esfera, rolo ou cone), o que resultará numa distribuição de pressões particular para cada tipo de rolagem.

IV.IV.VI. Deslizamento na vedação.

Há aplicações de mancais onde é necessário que haja uma vedação contra o meio externo. Introduz-se, então, os selos hi

drodinâmicos, que nada mais são que elas tómeros que impedem a comunicação entre o interior e o exterior do rolamento, Estes introduzem grandes parcelas de atrito, em geral, superiores à somatória de todos os outros efeitos mencionados, mas que não serão sequer por nós quantizados, pois não são nenhum pouco usuais aplicações deste tipo em redutores.

IV.IV.VII. Torque resistente

Após termos caracterizado qualitativamente os fenômenos identificáveis no atrito em mancais de rolamento, podemos, então, quantizá-los através do torque resistente anteriormente citado.

Esta grandeza foi introduzida por A.Palmgren que analisou-a sob dois pontos de vista principais:

- Torque devido à carga aplicada (M_1)

Esta parcela é uma somatória de todos os efeitos a menos do atrito no lubrificante. Empiricamente, Palmgren determinou, para um rolamento qualquer, a seguinte relação

$$M_1 = f_1 \cdot F\beta \cdot d_m \quad (\text{IV.2})$$

onde:

$f_1 \rightarrow$ fator de forma e carga no rolagemento (-).

$F_B \rightarrow$ carga corrigida no rolamento (N).

Para rolamentos de esferas temos:

$$f_1 = z \left(\frac{F_s}{C_s} \right)^y \quad (\text{IV.3})$$

onde:

z e $y \rightarrow$ constantes para o rolamento

$F_s \rightarrow$ carga estática equivalente (N).

$C_s \rightarrow$ capacidade de carga estática do rolamento (N).

Valores de z e y podem ser obtidos na tabela abaixo (tab. IV.1), transcrita da referência 1:

tipo de rolamento	$\alpha (^\circ)$	z	y
fixo de esferas	0	0.0007	0.55
contato angular	30	0.001	0.33
contato angular	40	0.001	0.33
axial	90	0.001	0.33
auto compensador	10	0.0003	0.4

tab. IV.1 - Valores de z e y .

Valores de C_s são obtidos em catálogos de fabricantes de rolamentos e F_s deve ser

calculado para cada aplicação, segundo procedimentos também presentes nestes catálogos.

Para rolamentos de rolos temos valores de f_1 determinados empiricamente, como podemos ver na tabela IV.2 (transcrita da referência 1).

tipo de rolamento	f_1
rolos cilindr. com gaiola	0.0002 - 0.0003
rolos cilindr. sem gaiola	0.00055
auto compensador	0.0001 - 0.0005
rolos cônicos	0.0003 - 0.0004
axial de rolos cilindr.	0.0011
axial de rolos esféricos	0.0003 - 0.0005

tab. IV.2 - Valores de f_1 para rolamentos de rolos.

Por outro lado temos:

para rolamentos radiais de esferas

$$F_\beta = 0.9 \text{ Pa} \cdot ctn\alpha - 0,1 \text{ Pr} \quad (\text{IV.4})$$

ou

$$F_\beta = \text{Pr} \quad (\text{IV.4})$$

onde:

$P_r \rightarrow$ resultante radial (N)

$P_a \rightarrow$ resultante axial (N)

Porém, se $\alpha = 0^\circ$ (rolamentos fixos de esferas), podemos aproximar a expressão (IV.4) para:

$$F_B = 3 \cdot P_a - 0,1 P_r \quad (\text{IV.5})$$

Para rolamentos radiais de rolos:

$$F_B = 0,8 P_a \cdot \operatorname{ctn} \alpha$$

$$\text{ou} \quad (\text{IV.6})$$

$$F_B = P_r$$

Para rolamentos axiais (rolos ou esferas)

$$F_B = P_a \quad (\text{IV.7})$$

O torque devido a carga, assim calculado mostra-se, apesar da simplicidade, a maneira mais eficiente para avaliarmos as perdas térmicas do sistema.

• Torque viscoso (M_v)

Métodos complexos para quantizar o torque resistente devido às forças viscosas tem sido desenvolvidos, porém, até o presente momento, não há resultados eficientes comprovados.

Assim, seremos obrigados a avaliar tal grandeza através das expressões empíricas desenvolvidas por A. Palmgren. Estas são válidas com precisão razoável a qualquer tipo de rolamento desde que solicitados por cargas e rotações moderadas. Abaixo, apresentamos tais expressões:

$$Mv = 9,79 \times 10^{-2} fo \cdot (v_{0,n})^{2/3} \cdot dm^3$$

se $v_{0,n} > 2000$

$$Mv = 15,86 fo dm^3 \quad (IV.8)$$

se $v_{0,n} < 2000$

onde:

$fo \rightarrow$ coeficiente de lubrificação (-)

$v_0 \rightarrow$ viscosidade cinemática do lubrificante (cSt)

$n \rightarrow$ rotação (min^{-1})

As expressões acima são válidas para lubrificantes com densidade 0,9 em relação à água.

A tabela IV.3 fornece valores de fo como função do tipo de rolamento e lubrificação (transcrita da referência 1).

Tipo de rolamento	névoa de óleo*	banho de óleo ou graxa	jato de óleo
fixo de esferas	0.7 - 1	1.5 - 2	3 - 4
auto-compensador de esferas	0.7 - 1	1.5 - 2	3 - 4
axial de esferas	0.7 - 1	**	3 - 4
contato angular de esferas:			
- simples	1	3	6
- duplo	2	6	9
rolos cilíndricos:	1.5 - 2	2 - 3	*** 4 - 6
- com gaiola			
- sem gaiola	-	5	-
auto compensador de rolos	2 - 3	4 - 6	8 - 12
rolos cônicos	2 - 2.5	4 - 5	8 - 10
axial de rolos cilíndricos	-	4	8
axial de rolos esféricos	-	3 - 4	6 - 8

tab. IV.3 - Valores de f_o .

Obs.: Uma terceira parcela de torque resistente aparece em rolamentos radiais de rolos, mas que também suportam cargas axiais, devida ao atrito nos flanges terminais. Esta parcela é denominada torque de atrito nos flanges (M_f) e pode ser avaliada como abaixo:

$$M_f = f_f \cdot P_a \cdot dm \quad (IV.9)$$

* menores valores para séries leves

** deverá ser superior a 5

*** deverá ser inferior a 2 com eixo horizontal.

Valores de f_f podem ser obtidos da tabela IV.4 (transcrita da referência 1) desde que $F_a/F_r \leq 0,4$ e o lubrificante seja suficientemente viscoso.

tipo de rolamento	óleo	graxa
com gaiola (constr. ótima)	0.002	0.003
com gaiola (outras constr.)	0.006	0.009
sem gaiola	0.003	0.006

- Torque resistente resultante (M_R):

Podemos agora obter o torque resistente de um mancal de rolamento como sendo a somatória das parcelas anteriormente discriminadas, assim:

$$M_R = M_l + M_v + M_f \quad (\text{IV.10})$$

É importante ressaltar que a expressão acima terá maior validade para cargas e velocidades moderadas, pois partimos de expressões empíricas. Outro ponto de interesse, é citar que o torque resistente resultante, assim calculado, não considera vedações, não servindo para mancais selados.

IV.IV.VIII Potência Perdida (P_{MA})

Podemos agora quantificar a parcela de potência que é perdida num redutor com eixos apoiados em mancais de rolamento, assim:

$$P_{MA} = \frac{\sum_{i=1}^{nr} \pi \cdot n_i \cdot M_R i}{30} \quad (\text{IV.11})$$

hip.: regime permanente

onde:

n_r → número de rolamentos.

M_R → torque resistente resultante no rolamento genérico "i" (N.m).

n_i → rotação do rolamento genérico "i" (min^{-1}).

IV.V. Mancais de Deslizamento

Mancais de deslizamento são menos comuns em redutores de engrenagens sendo utilizados, em geral, para altas rotações quando não é possível a utilização de mancais de rolamento.

Têm construção simples e são constituídos por uma única peça, além do que na maioria das vezes, são submetidos apenas a esforços radiais.

A perda de potência neste elemento está diretamente ligada ao atrito viscoso do lubrificante em contato

com o eixo girante e o mancal fixo à carcaça. Com isto posto e a revelia dos mancais de rolamento tal perda é equacionável, como já fez Petroff e como nós simplificadamente apresentaremos a seguir.

Seguindo a nomenclatura da figura IV.6, temos:

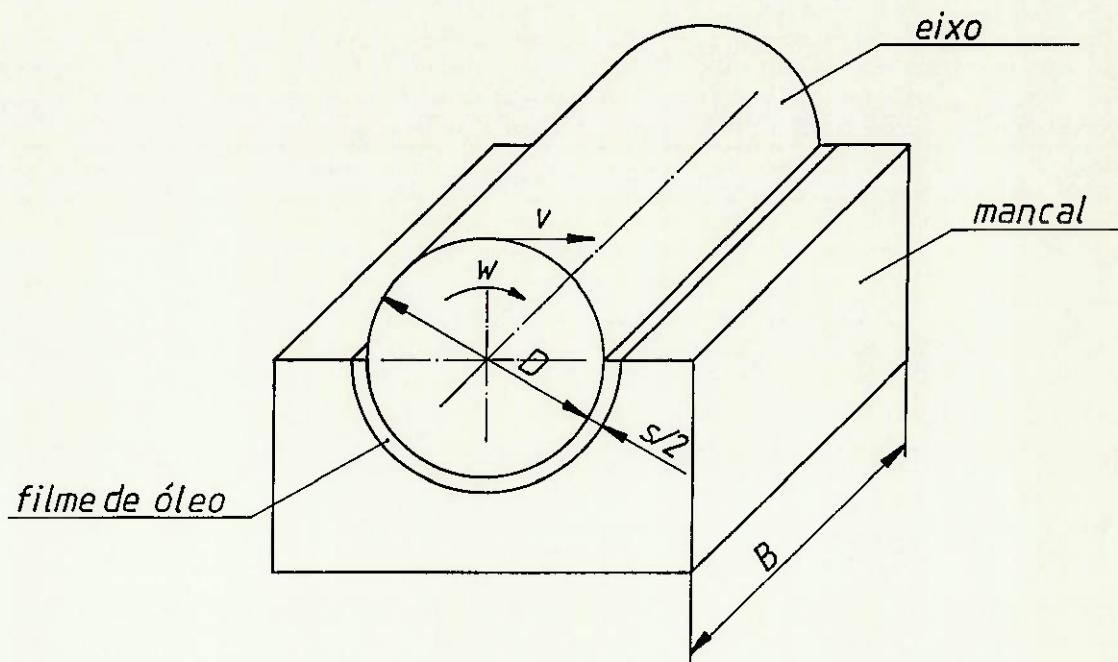


Fig. IV.6. – Mancal de deslizamento.

Para equacionarmos o problema é necessário que façamos inicialmente algumas hipóteses simplificadoras:

- eixo centrado no mancal;
- fluido lubrificante Newtoniano;
- mancal não estreito ($B/D \geq 1,5$).

Para determinarmos a perda por atrito é necessário que equacionemos o perfil de velocidades do lubrificante no cilindro entre o eixo e o mancal (fig. IV.7).

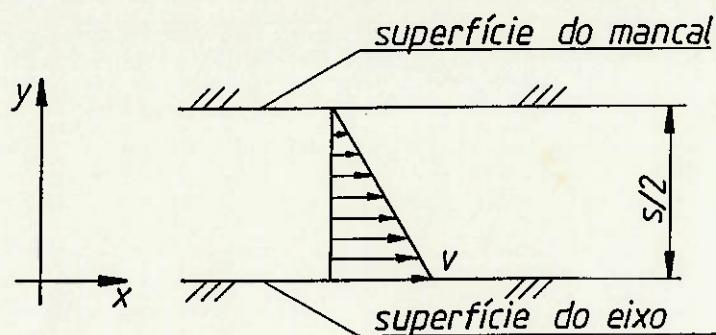


Fig. IV.7. - Diagrama de Velocidade.

Segundo o princípio de aderência completa, podemos afirmar

$$\begin{aligned} y &= 0 \quad \rightarrow \quad v = V \\ y &= s/2 \quad \rightarrow \quad v = 0 \end{aligned}$$

Para determinarmos o diagrama de velocidades real do lubrificante, deveríamos integrar a equação de Navier-Stokes. Porém, tendo em vista $s \ll D$ podemos admitir que este seja linear como acima, assim:

$$v_x(y) = V \left(\frac{1 - y}{s/2} \right) \quad (\text{IV.12})$$

Por outro lado, para fluidos Newtonianos, podemos escrever:

$$\tau(y) = \mu \frac{dv_x}{dy} \quad (\text{IV.13})$$

onde:

$\tau \rightarrow$ tensão de cisalhamento (Pa)

$\mu \rightarrow$ viscosidade dinâmica do fluido (N.s/m^2)

Substituindo-se a expressão (IV.12) em (IV.13), temos:

$$\tau = -\mu \frac{V}{s/2} \quad (\text{IV.14})$$

Admitindo-se que a tensão de cisalhamento é constante em toda largura B, poderemos escrever:

$$F_{at} = -BD\pi\tau \quad (\text{IV.15})$$

onde:

F_{at} → força de atrito viscoso no eixo (N)

B → largura do mancal (m)

D → diâmetro do eixo (m)

logo:

$$F_{at} = BD\pi\mu \frac{V}{s/2} \quad (\text{IV.16})$$

Por outro lado:

$$V = \frac{\omega D}{2} \quad (\text{IV.17})$$

Assim teremos:

$$F_{at} = BD\pi\mu \frac{D\omega}{s} \quad (\text{IV.18})$$

Do estudo de Petroff três definições são cabíveis neste ponto:

. Coeficiente de atrito (f):

$$f = \frac{F_{at}}{P} \quad (\text{IV.19})$$

onde:

P → carga radial no mancal (N)

• Pressão média (\bar{p}):

$$\bar{p} = \frac{P}{B \cdot D} \quad (\text{IV.20})$$

• Largura relativa (ψ):

$$\psi = \frac{s}{D} \quad (\text{IV.21})$$

Após algumas manipulações algébricas, chegamos a:

$$\frac{f}{\psi} = \pi \cdot \frac{\mu \omega}{p \cdot \psi} \quad (\text{IV.22})$$

Se lembramos que :

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} \quad (\text{IV.23})$$

onde:

So → número de Sommerfeld

teremos: $\frac{f}{\psi} = \frac{\pi}{So} \quad (\text{IV.24})$

A expressão (IV.24) permite calcular o coeficiente de atrito médio no mancal de maneira bastante simplificada. Com este é possível calcularmos a força de atrito média e consequentemente a potência perdida.

Porém, o modelo do qual partimos, foi bastante simplificado e algumas considerações a mais devem ser feitas. A figura IV.8 esclarece:

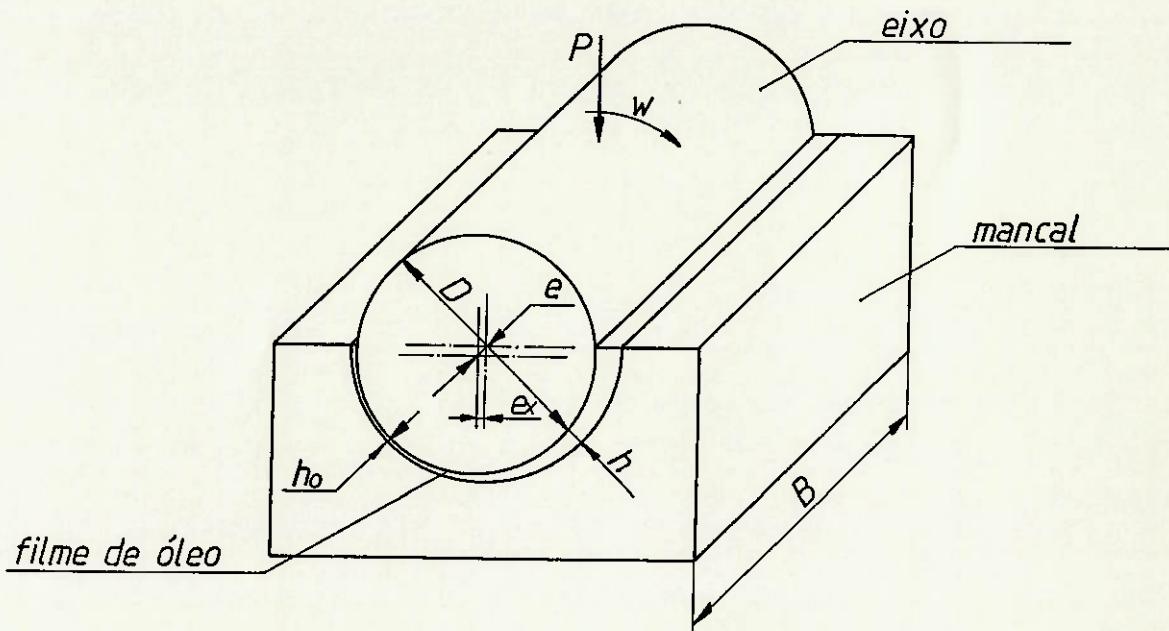


Fig. IV.8. - Mancal de deslizamento sob carga.

Como fica claro pela figura acima, a hipótese anterior de eixo centrado no mancal não é válida resultando num deslocamento dos eixos (e). Sendo assim, a espessura de lubrificante não é constante ao longo da periferia do eixo. Outro ponto a ressaltar é que o verdadeiro diagrama de velocidades do filme de lubrificante não é linear, como feito anteriormente, e ainda varia para cada ponto da periferia do eixo que for tomado. Além disto, as considerações anteriores também não são válidas para as extremidades do mancal onde temos efeitos de borda acentuados, fuga de lubrificante e etc.

Petroff agrupou todas estas considerações, equacionando-as para finalmente chegarmos às expressões do coeficiente de atrito médio:

$$\frac{f}{\psi} = \text{função } (\chi, B/D) \quad (\text{IV.25})$$

onde: $\chi \rightarrow$ excentricidade relativa (-)

$$\chi = \frac{e}{s/2} \quad (\text{IV.26})$$

Explicitando f/ψ , temos:

$$\frac{f}{\psi} = \begin{cases} \frac{K_1}{S_o} & \text{se } S_o < 1 \\ \sqrt{\frac{K_2}{S_o}} & \text{se } S_o > 1 \end{cases}$$

onde: $K_i \rightarrow$ constantes, $i = 1, 2$

Após vários levantamentos experimentais (vide referência 4), chegou-se que:

$$K_1 = K_2 = 3,0$$

Finalmente, poderemos escrever:

$$f = \begin{cases} 3,0 \mu W / \bar{p} \psi & \text{se } S_o < 1 \\ 3,0 \sqrt{\mu W / \bar{p}} & \text{se } S_o > 1 \end{cases} \quad (\text{IV.27})$$

IV.V.I. Torque Resistente (M_R)

De maneira análoga aos mancais de rolamento poderemos, agora, determinar um torque resistente para os mancais de deslizamento, a saber:

$$M_R = \frac{f \cdot P \cdot D}{2} \quad (\text{IV.28})$$

IV.V.II. Potência Perdida (P_{MA})

Da mesma forma que para mancais de rolamento, a parcela de potência que é perdida nos mancais de deslizamento é dada por:

$$P_{MA} = \sum_{i=1}^{n_d} \frac{\pi n_i M_{Ri}}{30} \quad (\text{IV.29})$$

hip.: regime permanente

onde:

n_d → número de mancais de deslizamento (-).

M_{Ri} → torque resistente no mancal genérico "i" (N.m).

n_i → rotação do eixo no mancal genérico "i" (min^{-1}).

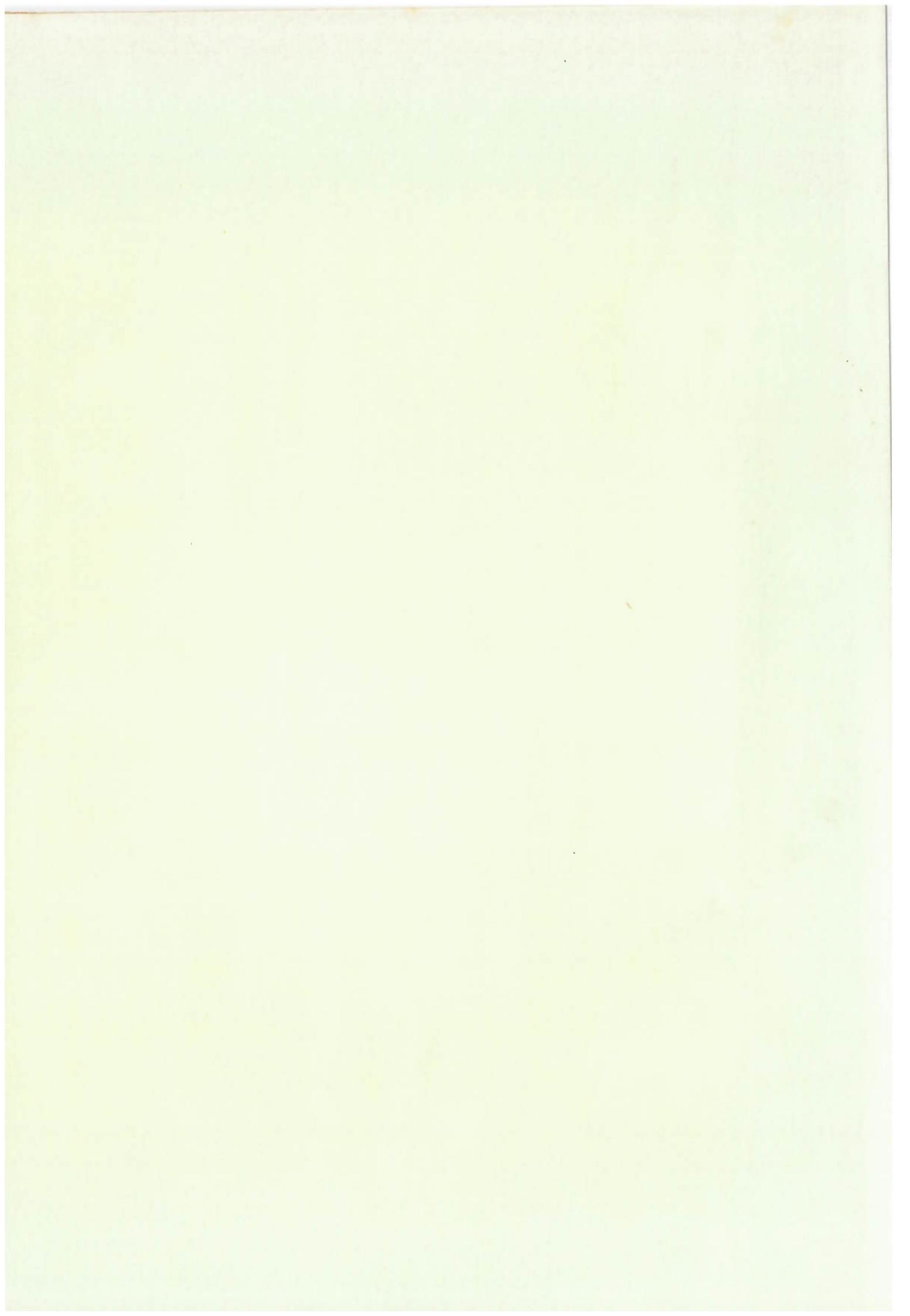
IV.VI. Conclusão

Neste item, foi possível equacionarmos os mancais de redutores sob o ponto de vista de perdas de potência. Dividimos o estudo para mancais de rolamento e deslizamento. Para mancais de rolamento, principalmente, devido ao número de seus componentes, foi possível identificarmos uma série de fenômenos, uns complexos, outros não, como parcelas de perda. Para mancais de deslizamento, a essência dos fenômenos foi mais simples, o que permitiu que fizéssemos um estudo um pouco mais aprofundado.

Apesar das diferenças entre os vários tipos de mancais foi possível definirmos uma grandeza que traduz de maneira global a somatória de perdas para um dado mancal numa dada aplicação: o torque resistente (M_R). Através desta grandeza é possível, facilmente, determinarmos a perda de potência nos mancais (P_{MA}).

IV.V Bibliografia

- . Harris, Tedric A. - "Rolling Bearing Analysis" - 2º edition - New York, Wiley Interscience 1984.
- . Palmgren, Arvid - "Grundlagen der Wälzlagertechnik" - 3. Aufl. - Stuttgart, Franckh'sche - 1964.
- . Dieter, George E. - "Mechanical Metallurgy" - New York, McGraw Hill - 1961.
- . Vogelpohl, Georg - "Betriebssichere Gleitlager: Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb - Berlin, Springer - 1958.



V. VEDAÇÃO

V.I. Lista de Símbolos

$d \rightarrow$ diâmetro do eixo (m).

$Fr \rightarrow$ carga radial no eixo (N).

$i \rightarrow$ contador genérico (-).

$Mr \rightarrow$ torque resistente (N.m).

$n \rightarrow$ rotação do eixo (min^{-1}) .

$nr \rightarrow$ número de retentores (-).

$pr \rightarrow$ pressão radial linear (N/m).

$P_p \rightarrow$ potência perdida (W).

$P_p^i \rightarrow$ potência perdida no retentor genérico "i" (W).

$P_{ved} \rightarrow$ potência perdida na vedação (W).

$v \rightarrow$ velocidade periférica do eixo (m/s).

$k_1 \rightarrow$ constante (N/m).

$k_2 \rightarrow$ constante (N).

$\alpha(d) \rightarrow$ coeficiente angular para o diâmetro d (N).

$\mu \rightarrow$ coeficiente de atrito (-).

V.II. Introdução

A vedação numa máquina lubrificada internamente, tem papel fundamental para seu correto funcionamento. Os redutores são máquinas assim, e com um complicante a dicional: possuem comunicação direta com no mínimo duas outras máquinas (motora e movida). Além disto tal comunicação se faz através de transmissão de mo vimento de rotação de entrada e saída do redutor. Assim, tendo em vista uma carcaça fixa, a vedação para com o meio externo, se fará com a existência de movimentos de rotação relativos. A figura abaixo , fig. V.1 esclarece:

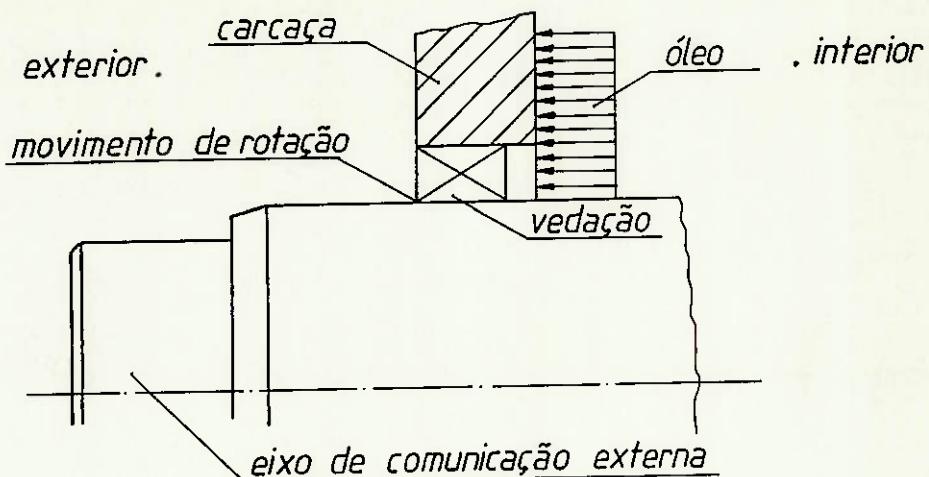


Fig. V.1. Movimentos relativos na vedação.

Desta forma, a vedação dos redutores deverá ser tal que permita, sem compromisso dos eixos ou da carcaça, a existência de tais movimentos.

Como vedações possíveis podemos citar:

- . gaxetas
- . anéis de feltro
- . retentores
- . labirintos.

Todas possuem suas características particulares e consequentemente introduzem uma também particular perda de potência cuja causa é o exposto acima.

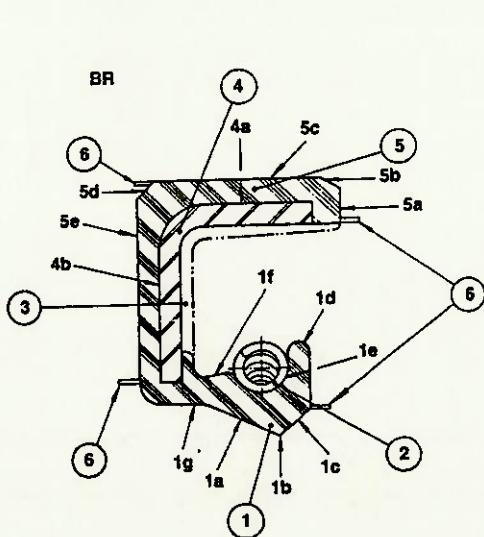
Caberia-nos então, da mesma forma como para os mancais, equacionar cada um destes tipos de vedações, o que não será feito, pois a grande maioria dos redutores tem a vedação de seus eixos através de retentores de lábio que são elementos de máquinas bastante difundidos.

Obs.: Para altas rotações é usual que a vedação seja feita por labirintos, porém a geometria de cada labirinto é bastante particular não sendo possível que façamos um equacionamento genérico.

V.III. Características dos Retentores de Lábio

Como dito anteriormente, os retentores são elementos de máquinas bastante difundidos e utilizados, de forma a possuírem normas específicas para si. A norma DIN 3760 padroniza as dimensões principais dos retentores.

Para que possamos equacioná-lo vamos inicialmente reconhecer seus principais elementos mostrados na seção transversal em corte da figura abaixo (fig. V.2).



1. Membrana elastomérica (ou lábio)
 - 1.a. Ângulo de ar
 - 1.b. Aresta de vedação
 - 1.c. Ângulo de óleo
 - 1.d. Região de cobertura da mola
 - 1.e. Alojamento da mola
 - 1.f. Região Interna do lábio
 - 1.g. Região de engaste do lábio*
2. Mola de tração
3. Região interna do vedador, eventualmente recoberta por material elastomérico.
4. Anel de reforço metálico ou carcaça.
 - 4.a. Porção cilíndrica de sustentação.
 - 4.b. Flange radial de engaste.
5. Cobertura externa elastomérica
 - 5.a. Borda
 - 5.b. Chanfro da borda
 - 5.c. Superfície cilíndrica externa ou diâmetro externo
 - 5.d. Chanfro das costas
 - 5.e. Costas
6. Filetes de escoamento de moldagem
7. Carcaça externa metálica
8. Vedação auxiliar
9. Carcaça interna metálica

Fig. V.2. Seção transversal de um retentor.

Os materiais dos retentores também são universalmente utilizados e são os seguintes: NBR, ACM, MVQ, FPM em ordem crescente de qualidade. As figuras V.3 a V.6 mostram fotografias ampliadas de tais materiais. A seleção do material do retentor é usualmente feita através de um diagrama da norma DIN 3760, parametrizado pelo diâmetro do eixo e a velocidade periférica do mesmo (fig. V.7).



Fig. V.3. NBR

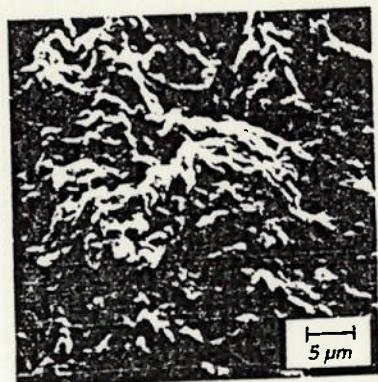


Fig. V.4. ACM

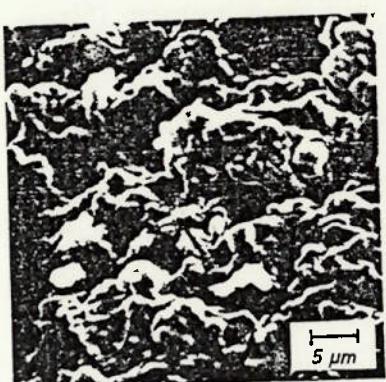


Fig. V.5. MVQ

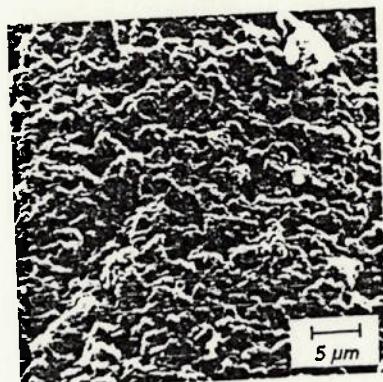


Fig. V.6 FPM

Os retentores possuem uma infinidade de outras particularidades interessantes, mas que não serão descritas por simplicidade. Recomendamos aos interessados consultar a bibliografia anexa para maiores informações.

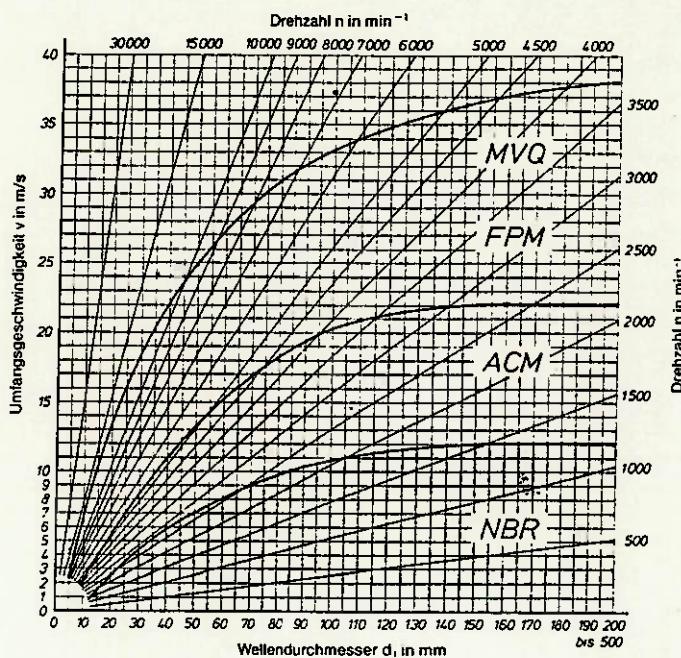


Fig. V.7. Seleção de materiais para retentores.

V.IV. A Perda nos Retentores

Um estudo pormenorizado de perdas em retentores pode ser o título de um extenso trabalho de formatura, por isto faremos a exposição de alguma de suas particularidades e então quantificaremo-la através de uma expressão genérica.

V.IV.I. Origem da Perda

A selagem promovida pelo retentor é obtida através de um esforço de pressão no contato lábio x eixo (fig. V.8).

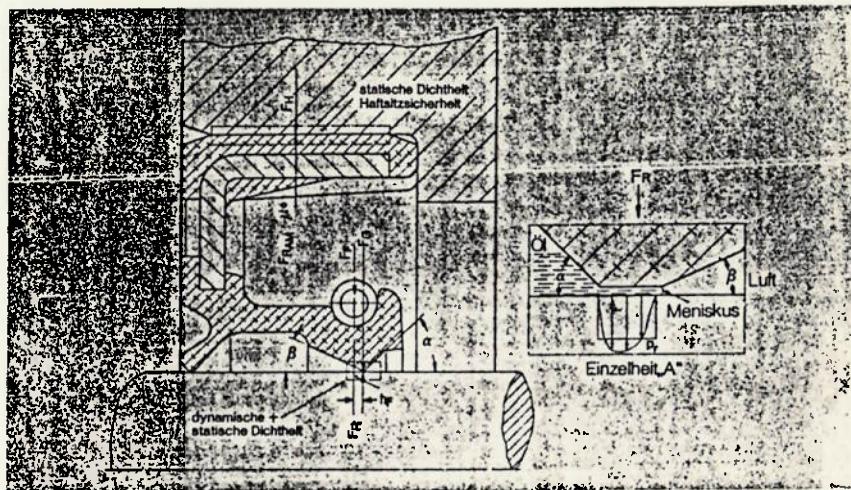


Fig. V.8. Pressão de contato eixo x retensor.

Tal pressão tem os seguintes parâmetros intervenientes:

- . extensão da superfície de contato
- . características geométricas do retensor
- . materiais
- . condições de acabamento superficial
- . velocidade periférica do eixo
- . excentricidade eixo x retensor
- . tempo de utilização.

Todas as variáveis acima tem influência facilmente compreensível uma vez que são características do contato entre retensor e eixo, a menos do tempo de utilização. Esta por sua vez tem influência que pode ser visualizada nos diagramas abaixo (figs. V.9 e V.10), onde vemos a dependência da força ra

dial (resultante da pressão) x tempo.

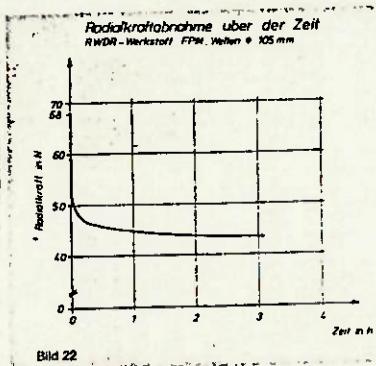


Fig. V.9. Força radial x tempo (h).

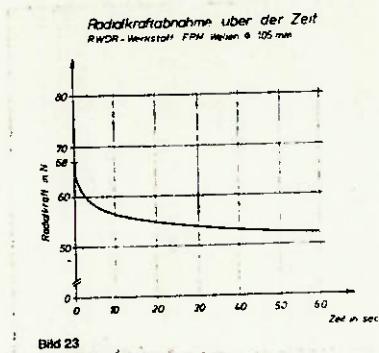


Fig. V.10. Força radial x tempo (s).

Nestes diagramas verificamos que após um certo período de acomodação temos a carga radial praticamente constante com o tempo, e então podemos escrever:

$$Fr = pr \cdot \pi d \quad (V.1)$$

onde:

Fr → carga radial no eixo (N)

pr → pressão radial linear (N/m)

d → diâmetro do eixo (m)

Devido ao movimento relativo na superfície de contato temos caracterizado um fenômeno de atrito que pode ser mensurado através de um torque resistente:

$$Mr = Fr \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{V.2})$$

onde:

$Mr \rightarrow$ torque resistente (N.m)

$\mu \rightarrow$ coeficiente de atrito (-).

Agora, se associarmos a rotação do eixo ao torque resistente, teremos a potência perdida:

$$P_p = \frac{\pi}{30} \cdot Mr \cdot n \quad (\text{V.3})$$

onde:

$P_p \rightarrow$ potência perdida (w)

$n \rightarrow$ rotação do eixo (min^{-1})

Introduzindo-se as expressões (V.1) e (V.2) em (V.3), temos:

$$P_p = \frac{(\pi \cdot d)^2}{60} \cdot pr \cdot \mu \cdot n \quad (\text{V.4})$$

V.IV.II . Quantização da Perda

A expressão (V.4) é uma expressão geral para o cálculo da perda de potência em retentores, mas pressupõe o conhecimento do produto ($pr \cdot \mu$) o que não é muito simples de ser avaliado.

Assim, fabricantes de retentores expõem em

em seus catálogos, diagramas da potência perdida como função da velocidade periférica do eixo e de seu diâmetro ou rotação. A figura V.11 mostra um exemplo.

Desta forma para quantificarmos a potência perdida devemos parametrizar as curvas de tais diagramas numa única expressão.

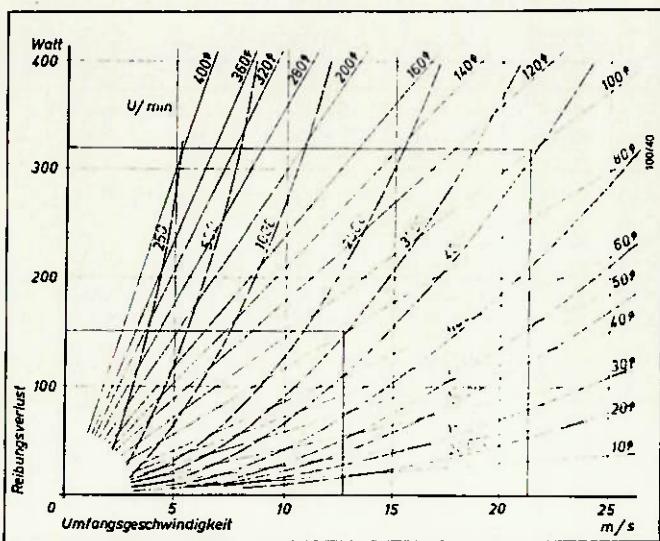


Fig. V.11. Potência perdida em retentores.

Tomando-se então como referência o diagrama da fig. V.11. podemos facilmente constatar que para um eixo de diâmetro d fixo a potência perdida varia linearmente com a velocidade periférica do mesmo, ou seja:

$$P_p = \alpha(d) \cdot v \quad (V.5)$$

onde:

$\alpha(d)$ → coeficiente angular para o diâmetro d (N).

v → velocidade periférica do eixo (m/s).

Devemos então descobrir a função de dependência entre α e d . Do diagrama anterior podemos obter uma tabela de pares de pontos (α , d), como abaixo (tab. V.1):

$d(\text{mm})$	10	20	30	40	50	60	80	100
$\alpha(-)$	1,560	2,840	4,400	6,100	7,440	8,820	12,00	15,00
$d(\text{mm})$	120	140	160	200	280	320	360	400
$\alpha(-)$	18,00	21,00	24,07	30,00	36,10	41,10	47,10	60,00

Tab. V.1. Pares (α , d) .

Devemos aproximar os pontos da tabela anterior por uma função matemática, mas para isto, faremos inicialmente uma representação gráfica destes pontos, mostrada no diagrama da figura V.12.

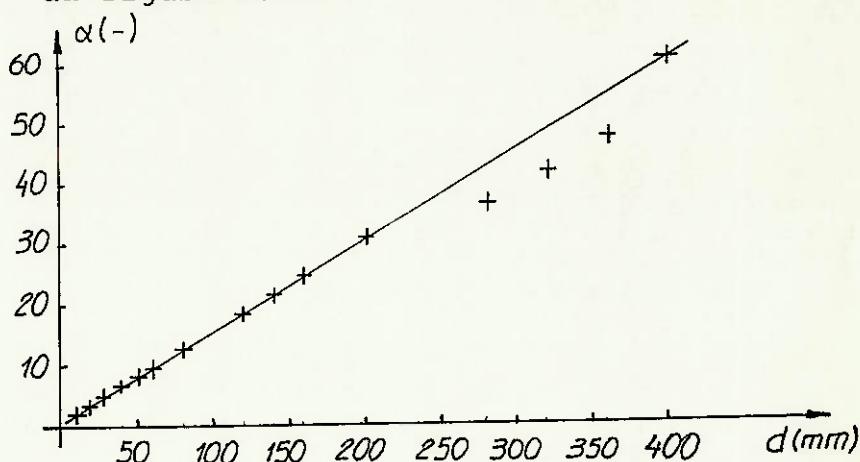


Fig. V.12. (α , d).

Como podemos facilmente constatar para eixos com diâmetro $d < 200\text{mm}$ a dependência do coeficiente α é linear.

Sendo assim é possível fazermos uma simplificação: tendo em vista não serem frequentes eixos em redutores com diâmetros $d >$

200 mm, e caso haja estaremos a favor da segurança, utilizaremos uma reta com função de dependência entre (α , d). Esta reta está mostrada na fig. V.12., obtida com os pontos da tab. V.1 até $d = 200$ mm.

Desta forma temos:

$$\alpha = k_1 \cdot d + k_2 \quad (\text{V.6})$$

onde:

$$k_1, k_2 \in \mathbb{R}.$$

Os valores de k_1 e k_2 foram obtidos por regressão linear e são os seguintes:

$$k_1 = 1,505 \cdot 10^2 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 6,139 \cdot 10^{-2} \text{ N}$$

Ainda lembrando que:

$$V = \frac{\pi}{60} \cdot d \cdot n \quad (\text{V.7.})$$

Substituindo-se as expressões (V.6) e (V.7) em (V.5), temos:

$$P_p = \frac{\pi d}{60} (k_1 \cdot d + k_2) \cdot n \quad (\text{V.8})$$

A expressão (V.8) é a expressão geral para a determinação da perda de potência em retenores, da qual nos referimos no início do capítulo.

Se compararmos as expressões (V.4) e (V.8) poderemos determinar o produto ($\rho r \cdot \mu$) como funções das constantes k_1 e k_2 e do diâmetro do eixo d .

Generalizando-se para um redutor temos:

$$P_{\text{ved}} = \sum_{i=1}^{\text{nr}} P_p^i$$

onde:

P_{ved} → potência perdida na vedação (W).

nr → número de retentores (-)

P_p^i → potência perdida no retentor genérico "i" (W).

V.V. Conclusão

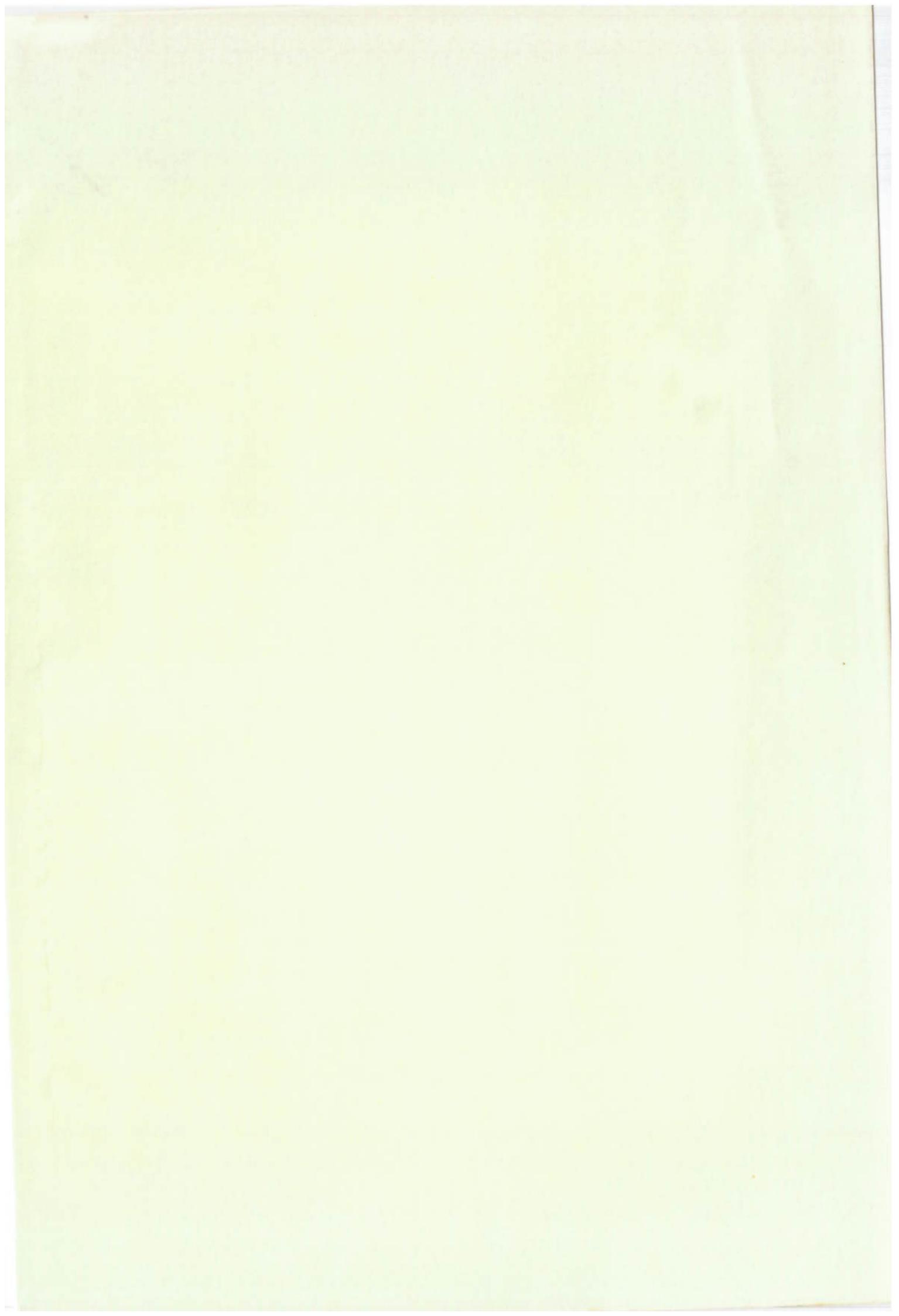
Neste ítem analizamos as perdas de potência na vedação de redutores, mais especificamente os retentores.

Determinamos duas expressões (V.4) e (V.8) que quantificam a perda de potência num retentor.

A comparação destas duas expressões traz resultados interessantes, alguns mencionados ao final do ítem V.IV.II. Além destes, é interessante notar que o coeficiente α (d) nada mais é do que a força de atrito resultante na região de contato; a constante k_1/π é uma espécie de pressão linear de atrito; a constante k_2/π é a parte constante da força de atrito, independente do diâmetro do eixo.

V.VI. Bibliografia

- . KACO GmbH + Co - "RADIA Wellendichtringe"
- . SIMRIT - "SIMMERRING Radialwellendichtringe" -
20 St Ausgabe - Carl Freudenberg - Juli
1983
- . GOETZE AG - "GOETZE Radial - Wellendichtringe".



VI. LUBRIFICANTEVI.I Lista de Símbolos

- b → largura da roda imersa (m)
- da₂ → diâmetro de cabeça da coroa do engrenamento considerado (m)
- da_{2min} → diâmetro de cabeça da menor coroa do redutor (m)
- i → contador genérico (-)
- m_{n min} → módulo normal da menor coroa do redutor (mm)
- n_{engr} → número de engrenagens do redutor (-)
- P_{lub} → potência perdida no lubrificante (W)
- P_p → potência perdida (W)
- P_{pⁱ} → potência perdida no lubrificante na coroa genérica "i" (W)
- v → velocidade tangencial da roda imersa (m/s)
- y → profundidade de imersão (m)

VI.II Introdução

O sistema de lubrificação de um redutor é uma parte de grande importância para o bom funcionamento do conjunto. É de sua responsabilidade a minimização do atrito em mancais, engrenamentos e retenores, além da remoção da energia dissipada na forma de calor nos elementos retrocitados.

Os fabricantes de redutores procuram escolher o sistema mais adequado a cada caso e são comuns os seguintes:

- . sistema por imersão e respingos: neste, o lubrificante fica contido dentro do redutor e em contato com as rodas dentadas. O movimento destas é o responsável pelo fluxo de óleo interno.
- . sistema com bomba acoplada: caso não seja adequado o sistema anterior, uma bomba de óleo pode ser acoplada ao redutor circulando o lubrificante por condutos internos.
- . sistema central: caso o local de instalação do redutor já possua um sistema de lubrificação central para suas máquinas (caso típico das indústrias de papel e celulose), este pode ser utilizado como no caso anterior, ou seja, circulando o lubrificante através de condutos internos ao redutor.
- . outros.

Apesar do que foi exposto acima, só equacionaremos o sistema por imersão e respingos, uma vez que, como ficou claro no estudo de viabilidade (item II), o trabalho tem por objetivo avaliar a necessidade da instalação de sistemas de circulação forçada de lubrificante, como são os demais.

VI.III A perda na lubrificação

VI.III.I Origem da perda

Paradoxalmente à função principal do sistema de lubrificação exposta anteriormente, este introduz o atrito viscoso. Este fenômeno, para o caso do sistema por imersão e respingos, "rouba" potência útil da transmissão na movimentação e a gitação do lubrificante que é exatamente a parcela de perda que nos interessa determinar.

VI.III.II Quantização da perda

A perda do lubrificante qualitativamente descrita acima é de difícil quantização devido à falta de bibliografia sobre o assunto. Tivemos a felicidade de encontrar um modelo matemático, desenvolvido empiricamente por G. NIEMANN, que será utilizado.

Trata-se de um modelo simplificado que leva em consideração as características médias de um lubrificante típico para redutores e outros parâmetros da transmissão. Abaixo discriminámo-lo:

$$P_p = \frac{b \cdot y \cdot v^{3/2}}{2,685 \cdot 10^{-3}} \quad (\text{VI.1})$$

onde:

P_p → potência perdida (W)

b → largura da roda imersa (m)

y → profundidade de imersão (m)

v → velocidade tangencial da roda imersa (m/s)

A profundidade de imersão é um critério do projetista, mas em geral utiliza-se um nível de óleo mínimo acima da menor coroa do redutor, uma quantidade igual quatro vezes o módulo normal deste engrenamento.

Assim, podemos escrever:

$$y = 4 \cdot 10^{-3} \cdot m_{nmin} + \frac{(d_{a2} - d_{a2min})}{2} \quad (\text{VI.2})$$

onde:

m_{nmin} → módulo normal da menor coroa do redutor (mm)*

* Apesar de utilizarmos até aqui todas as unidades no Sistema Internacional (S.I.), utilizaremos o milímetro para a grandeza módulo normal, por ser assim normalizado. Isto justifica o coeficiente 10^{-3} na expressão (VI.2).

$da_2 \rightarrow$ diâmetro de cabeça da coroa do engrenamento considerado (m).

$da_{2\min} \rightarrow$ diâmetro de cabeça da menor coroa do redutor (m).

Substituindo-se a expressão (VI.2) em (VI.1), temos:

$$P_p = \frac{b \cdot y}{2,685 \cdot 10^{-3}} - 3 \cdot (4 \cdot 10^{-3} \cdot m_{n\min} + \frac{da_2 - da_{2\min}}{2})^{3/2}$$

(VI.3)

Poderemos generalizar para um redutor, somando as parcelas perdidas em cada engrenamento, desde que as sumamos que os eventos são independentes. Desta forma:

$$P_{lub} = \sum_{i=1}^{n_{engr}} P_p^i \quad (VI.4)$$

onde:

$P_{lub} \rightarrow$ potência perdida no lubrificante (W).

$n_{engr} \rightarrow$ número de engrenagens do redutor (-).

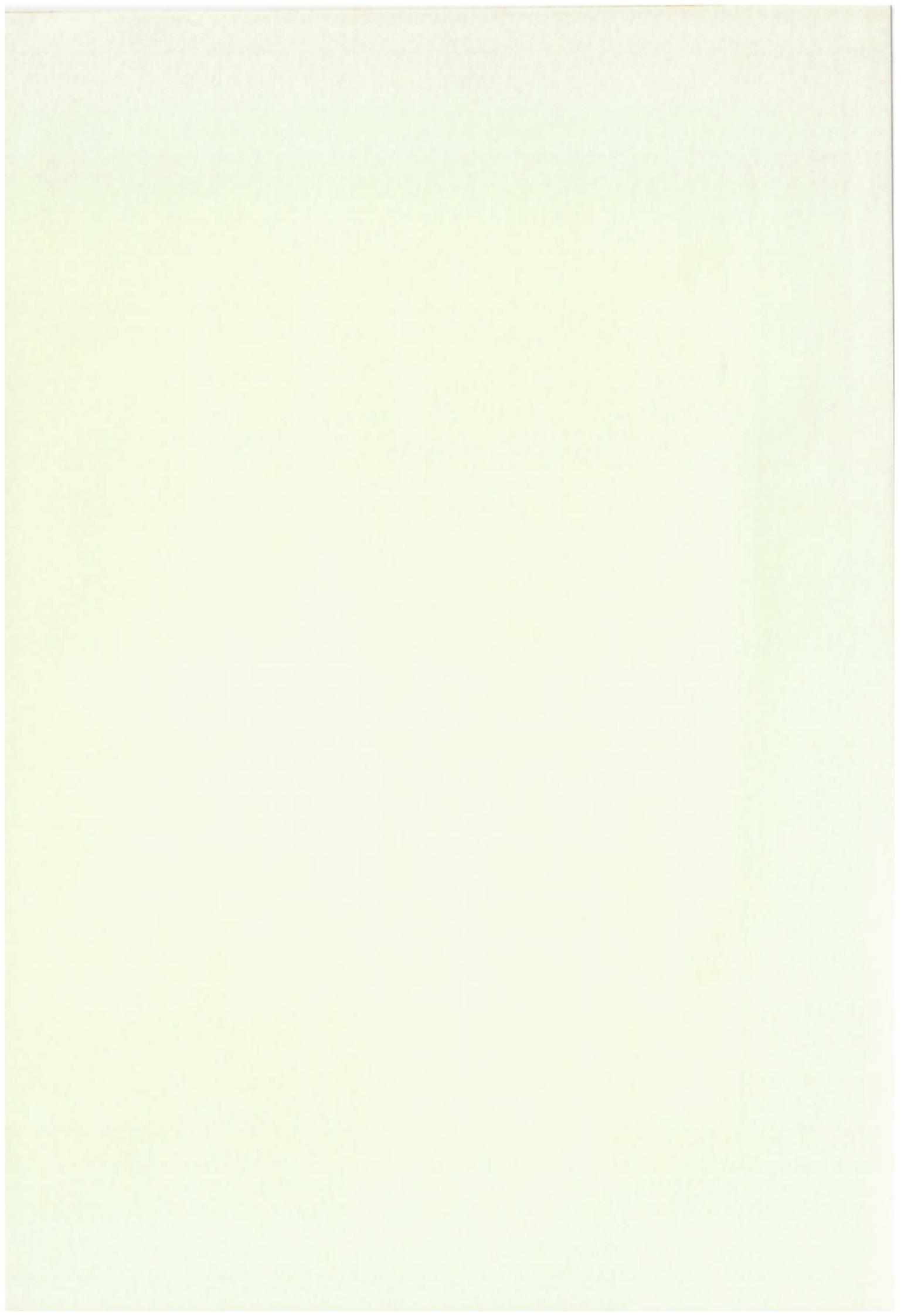
$P_p^i \rightarrow$ potência perdida no lubrificante na coroa genérica "i" (W).

VI.IV Conclusão

Neste item, analisamos a perda de potência num sistema de lubrificação e respingos. Os aspectos importantes foram o significado até certo ponto conflitante do atrito de lubrificação, a utilização de um modelo matemático simplificado e a hipótese da independência dos eventos para os vários engrenamentos.

VI.V Bibliografia

- . Niemann, G. - Winter, H. - "Maschinenelemente " (Band II) - Springer - Verlag - Berlin Heidelberg New York Tokio - 1.983.



VII. ENGRANAMENTOVII.I Lista de Símbolos

- a → Distância entre eixos (mm).
- b → Largura da face (mm).
- b_{cal} → Largura calculada da face (mm).
- B → Constante do óleo (-).
- C' → Rigidez combinada de um par de dentes (ou rigidez individual) por unidade de largura da face (N/ ($\mu\text{m} \cdot \text{mm}$)).
- C_f → Valor médio da rigidez total do dente (ou rigidez de engrenamento) por unidade de largura da face (N/ ($\mu\text{m} \cdot \text{mm}$))
- C_1 → Constante empírica (-).
- d_{a1} → Diâmetro de cabeça da roda dentada menor (mm).
- d_{a2} → Diâmetro de cabeça da roda dentada maior (mm).
- d_{b1} → Diâmetro de base da roda dentada menor (mm).
- d_{b2} → Diâmetro de base da roda dentada maior (mm).
- f_{ma} → Desvio de alinhamento de engrenamento devido a deflexões da carcaça (μm).
- f_{pb} → Desvio do passo de base (μm).
- f_{sh} → Componente de desalinhamento devido a uma deformação do eixo e da roda dentada menor (μm).
- F_{by} → Desalinhamento equivalente de engrenamento (após período de amaciamento) (μm).
- F_m → Carga média tangencial no cilindro de referência (transversal) (N).
- F_t → Força tangencial (nominal) na circunferência de referência (N).

- i → Contador genérico (-).
 m_n → Módulo normal (mm).
 m_t → Módulo transversal (mm).
 n_1 → Rotação da roda dentada menor (min^{-1}).
 n_{engr} → Número de engrenagens do redutor (-).
 P_{engr} → Potência perdida no engrenamento (W).
 P_p → Potência perdida (W).
 P_{pi} → Potência perdida no engrenamento genérico "i" (W).
 R_a → Rugosidade média aritmética (μm).
 R_{a1} → Rugosidade aritmética da roda dentada menor (μm).
 R_{a2} → Rugosidade aritmética da roda dentada maior (μm).
 T_1 → Torque no eixo da roda dentada menor (N.m).
 U → Relação de engrenamento (-).
 v → Velocidade linear na circunferência de referência (m/s).
 $V_{\Sigma Y}$ → Soma das velocidades tangenciais no ponto Y (m/s).
 X_{ca} → Fator de alívio de cabeça (-).
 $(X_B)_E$ → Fator geométrico dos dentes da roda dentada menor (-).
 X_m → Fator térmico instantâneo ($K \cdot N^{-3/4} \cdot s^{1/2} \cdot m^{-1/2} \cdot \text{mm}$).
 X_Q → Fator de rotação (-)
 X_s → Fator de lubrificação (-).
 X_ϵ → Fator de grau de recobrimento (-).
 z_1 → Número de dentes da roda dentada menor (-).

- $z_2 \rightarrow$ Número de dentes da roda dentada maior (-)
 $K, K_1, \dots K_6 \rightarrow$ Constantes (-)
 $K_A \rightarrow$ Fator de aplicação (-)
 $K_v \rightarrow$ Fator dinâmico (-)
 $K_B^\alpha \rightarrow$ Fator transversal de distribuição da carga com relação ao engripamento (-)
 $K_B^\beta \rightarrow$ Fator longitudinal de distribuição da carga com relação ao engripamento (-)
 $K_{B\delta} \rightarrow$ Fator helicoidal de distribuição da carga com relação ao engripamento (-)
 $K_{v\alpha} \rightarrow$ Fator dinâmico para engrenamento de dentes retos (-)
 $K_{v\beta} \rightarrow$ Fator dinâmico para engranamento de dentes helicoidais (-)
 $y_\alpha \rightarrow$ Tolerância de amaciamento para um par de engrenagens (μm)
 $y_\beta \rightarrow$ Tolerância de "amaciamento" (desvio da hélice) (μm)
 $W_t \rightarrow$ Carga específica no dente (N/mm)
 $\alpha_t \rightarrow$ Ângulo de pressão transversal ao cilindro de referência ($^\circ$)
 $\alpha_Y \rightarrow$ Ângulo de pressão no ponto Y ($^\circ$)
 $\alpha't \rightarrow$ Ângulo de pressão transversal no cilindro primitivo ($^\circ$)
 $\beta \rightarrow$ Ângulo da hélice no cilindro de referência ($^\circ$)
 $\beta_b \rightarrow$ Ângulo da hélice de base ($^\circ$)
 $r_y \rightarrow$ Coordenada reduzida sobre a linha de ação no ponto Y (-)
 $\epsilon_\alpha \rightarrow$ Grau de recobrimento transversal (-)
 $\epsilon_\beta \rightarrow$ Grau de recobrimento longitudinal (-)
 $\epsilon_f \rightarrow$ Grau de recobrimento total (-)
 $\epsilon_l \rightarrow$ Grau de recobrimento da roda dentada menor ("na aproximação") (-)
 $\epsilon_2 \rightarrow$ Grau de recobrimento da roda dentada maior ("no afastamento") (-)

η^m → Viscosidade dinâmica do lubrificante à temperatura de massa (cP)

$\eta\nu, \eta\nu_1, \eta\nu_2$ → Viscosidade dinâmica do lubrificante às temperaturas ν , ν_1 , ν_2 respectivamente (cP).

μ_{mc} → Coeficiente de atrito médio no ponto de trabalho à temperatura do óleo (-)

μ_{my} → Coeficiente de atrito médio no ponto Y (-)

ν, ν_1, ν_2 → temperaturas genéricas ($^{\circ}\text{C}$)

ν_{oil} → Temperatura de óleo ($^{\circ}\text{C}$)

$r_{red\ y}$ → Raio de curvatura reduzido no ponto Y (mm)

VII.III. Introdução

Passaremos agora a equacionar o elemento mais importante de um redutor: as transmissões engrenadas. Obviamente, é desnecessário fazermos qualquer comentário que justifique a existência de tais elementos em caixas redutoras.

No que tange ao trabalho (a perda de potência) equacionaremos o engrenamento através de um procedimento, hoje unificado pelas normalizações DIN, ISO e ABNT inclusive, que avalia a capacidade de carga de uma engrenagem ao engripamento, necessitando da determinação da potência perdida na mesma. Sendo assim, inicialmente, falaremos do fenômeno do engripamento, das maneiras de avaliá-lo e em seguida determinaremos a potência perdida na engrenagem.

VII.III. O Engripamento

Durante muito tempo e por muitas pessoas, até hoje, pensava-se que para determinação da resistência de engrenagens era necessário verificarmos dois critérios:

- . tensão de flexão no pé do dente
- . pressão de contato nos flancos

Porém, um tipo de avaria tornava-se comum em engrenagens onde as velocidades tangenciais eram altas, mesmo que os dois critérios acima estivessem verificados: marcas ou riscos longitudinais nos flancos dos dentes.

Estudiosos passaram a se preocupar com o problema e a conclusão chegada para explicar tal tipo de avaria foi a de uma junção por soldagem de áreas das superfícies dos dentes, por falha do filme de lubrificante. A este fenômeno chamou-se "engripamento", "scoring" em inglês ou "fressing" em alemão.

Também descobriu-se que não só em velocidades altas o fenômeno se verificava, mas também em baixas velocidades, em geral, quando temos pressões superficiais altas, irregularidades na geometria das superfícies ou por carregamentos em áreas discretas. Como fatores de influência no fenômeno, podemos citar:

- . propriedades dos materiais da engrenagem
- . óleo lubrificante utilizado
- . velocidades tangenciais
- . carga aplicada
- . estado de aeração e contaminação do lubrificante

Como consequência do fenômeno, engrenagens com altas velocidades sofrem grande acréscimo de cargas dinâmicas, resultando em também altos níveis de vibração, "pitting" * e até quebra do dente.

VII.IV. Critérios de Avaliação

As normalizações retrocitadas utilizam-se de dois critérios para avaliação da falha do lubrificante, a saber:

* "pitting" é a palavra da língua inglesa costumeiramente utilizada para designar o tipo de avaria resultante de altas pressões de contato.

- Critério da "Temperatura Total":

a temperatura total é a soma da temperatura de massa (temperatura equivalente anterior ao engrenamento) e a temperatura de contato. Esta temperatura quando comparada com os níveis admissíveis (obtidos em ensaios) fornece a previsão da probabilidade de engripamento desejada.

- Critério da "Temperatura Integral":

a temperatura integral é obtida também através da soma de duas outras temperaturas que são a de massa e da integral da temperatura média de contato. Novamente, a capacidade de carga é obtida através da comparação deste valor com um valor de referência obtido por ensaios.

VII.V. A Perda de Potência

Com o que foi posto acima, achamos possível então utilizarmo-nos dos modelos matemáticos desenvolvidos nas normas que são basicamente uma avaliação do fenômeno de atrito viscoso ao longo da linha de engrenamento.

VII.V.I. Quantização da Perda

Seguindo modelo supra citado, inicialmente, devemos fazer algumas definições que virão a seguir. Antes disso, um comentário importante é necessário a nível organizacional: a nomenclatura e as unidades utilizadas seguirão as especificações da norma, podendo acon-

tecer destas não serem unidades do Sistema Internacional (S.I.).

. Carga específica no dente (W_t)

é a carga tangencial por unidade de largura do dente corrigida pelos fatores de distribuição:

$$W_t = K_A \cdot K_V \cdot K_B \alpha \cdot K_B \beta \cdot K_B \delta \cdot \frac{F_t}{b} \quad (\text{VII.1})$$

onde:

$$[W_t] = \text{N/mm}$$

K_A → fator de aplicação (-)

K_V → fator dinâmico (-)

K_α → fator transversal de distribuição da carga com relação ao engripamento (-)

K_β → fator longitudinal de distribuição da carga com relação ao engripamento (-)

K_δ → fator helicoidal de distribuição da carga com relação ao engripamento (-)

F_t → força tangencial (nominal) na circunferência de referência (N)

b → largura da face (mm)

. Fator de aplicação (K_A)

é uma característica da aplicação referida, como o próprio nome sugere. Leva em consideração sobrecargas dinâmicas e fontes externas às engrenagens. Este fator deve ser, via de regra, calculado para cada caso ou obtido por meio de medição direta. Caso isto não seja possível, as ta-

belas VII.1, VII.2 e VII.3 transcritas da Referência 1 fornecem valores referenciais em função das características operacionais, tipo de máquinas motora e acionada.

. Fator dinâmico (K_v)

é um fator que deve considerar cargas dinâmicas internamente geradas devido a vibrações do par engrenado. O fator dinâmico é definido como a razão entre a força máxima que ocorre no engrenamento de um par de engrenagens e a carga correspondente devida à aplicação externa. São possíveis três métodos de avaliação de K_v previstos em norma (A, B ou C)*. Após cuidadosa análise das hipóteses dos métodos, chegamos à conclusão que o método C é suficientemente adequado para o caso de engrenagens de redutores. Assim temos:

para engrenagens helicoidais com $\epsilon\beta^{**} > 1,0$:

$$K_v = K_v \beta \quad (\text{VII.2})$$

para engrenagens de dentes retos:

$$K_v = K_v \alpha \quad (\text{VII.3})$$

* Para maiores informações sobre os métodos A, B e C ver Referência 1, item 4.8.

** $\epsilon_\beta \rightarrow$ Grau de recobrimento longitudinal (-).

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{\pi m n} \cdot \frac{\sin \beta}{m n} \quad (\text{VII.5})$$

onde:

$\beta \rightarrow$ ângulo da hélice no cilindro de referência ($^{\circ}$)

$m_n \rightarrow$ módulo normal (mm)

Características operacionais da máquina motora (exemplos, ver a Tabela VII.2)	Características operacionais da máquina a cionada (exemplos, ver a Tabela VII.3)		
	Uniforme	Choques médios	Choques pesados
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	$\geq 2,00$
Choques médios	1,5	1,75	$\geq 2,25$

- Notas: a) Os valores da Tabela que correspondem aos dados indicados para o fator de sobrecarga AGMA 215.01, são válidos somente para engrenagens funcionando fora da faixa de velocidade de ressonância.
- b) Experiências sugerem que K_A pode ser um pouco maior para uma transmissão multiplicadora de velocidade do que para uma transmissão reduzora (conseqüentemente multiplicar os dados acima por 1,1).

Tab. VII.1. - Fator de aplicação (K_A) para engrenagens redutoras.

Características do funcionamento	Máquina motora
Uniforme	motor elétrico; turbina a vapor; turbina a gás
Choques leves	motor de combustão multicilíndro
Choques médios	motor de combustão monocilíndro

Tab. VII.2. - Máquinas motoras e tipo de funcionamento.

Características do funcionamento	Máquina acionada
Uniforme	gerador; transportador de correia, plataforma, sem-fim; elevador leve, guincho elétrico, engrenagens do sistema de avanço de máquinas operatrizes, ventilador, turboventilador, turbocompressor, misturador para material de densidade constante
Choques médios	acionamento principal de máquinas operatrizes, elevador pesado, engrenagens do sistema de giro de guindastes, ventiladores de minas, misturadores para material de densidade variável, bomba de pistão multicilíndro, bomba alimentadora.
Choques pesados	prensas, tesouras, moinho de massa de borracha, açãoamento de laminador, centrífuga pesada, bomba alimentadora pesada, sondas rotativas, prensas de briquetes, misturadora para argila.

Tab. VII.3. - Máquinas movidas e tipo de funcionamento.

para engrenagens helicoidais com

$$0 < \epsilon_1 < 1,0 :$$

$$kv = K_{v\alpha} - \epsilon\beta \cdot (kv\beta - kv\alpha) \quad (\text{VII.4})$$

Os valores de $k_{v\alpha}$ e $kv\beta$ podem ser obtidos nas figuras (VII.1) e (VII.2) transcritas da referência 1, parametrizados pela qualidade do engrenamento e pela grandeza $(v \cdot z_1 / 100)^*$.

- Fator transversal de distribuição da carga com relação ao engripamento ($K_B\alpha$):

este fator leva em consideração o efeito da distribuição da carga tangencial transversalmente ao flanco do dente. Ele é influenciado pela precisão da engrenagem e pelo próprio valor da carga. Da mesma forma que para o fator K_v são previstos os métodos A, B e C para avaliá-lo, sendo que após termos analisados, chegamos à conclusão que o método B era o mais adequado. Assim temos:

para engrenagens com $\epsilon\beta \leq 2$:

$$k_B\alpha = \frac{\epsilon\beta}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \left(\frac{c_f(f_{pb} - y_\alpha) \cdot b}{F_t \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_B \beta} \right)) \quad (\text{VII.6})$$

* $v \rightarrow$ velocidade linear na circunferência de referência (m/s)
 $z_1 \rightarrow$ número de dentes da roda dentada menor (-)

$$v = \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot 10^3} \cdot \frac{a}{(z_2/z_1 + 1)} \quad (\text{VII.8})$$

onde:

$n_1 \rightarrow$ rotação da roda dentada menor (min^{-1})

$a \rightarrow$ distância entre eixos (mm)

$z_2 \rightarrow$ número de dentes da roda dentada maior (-).

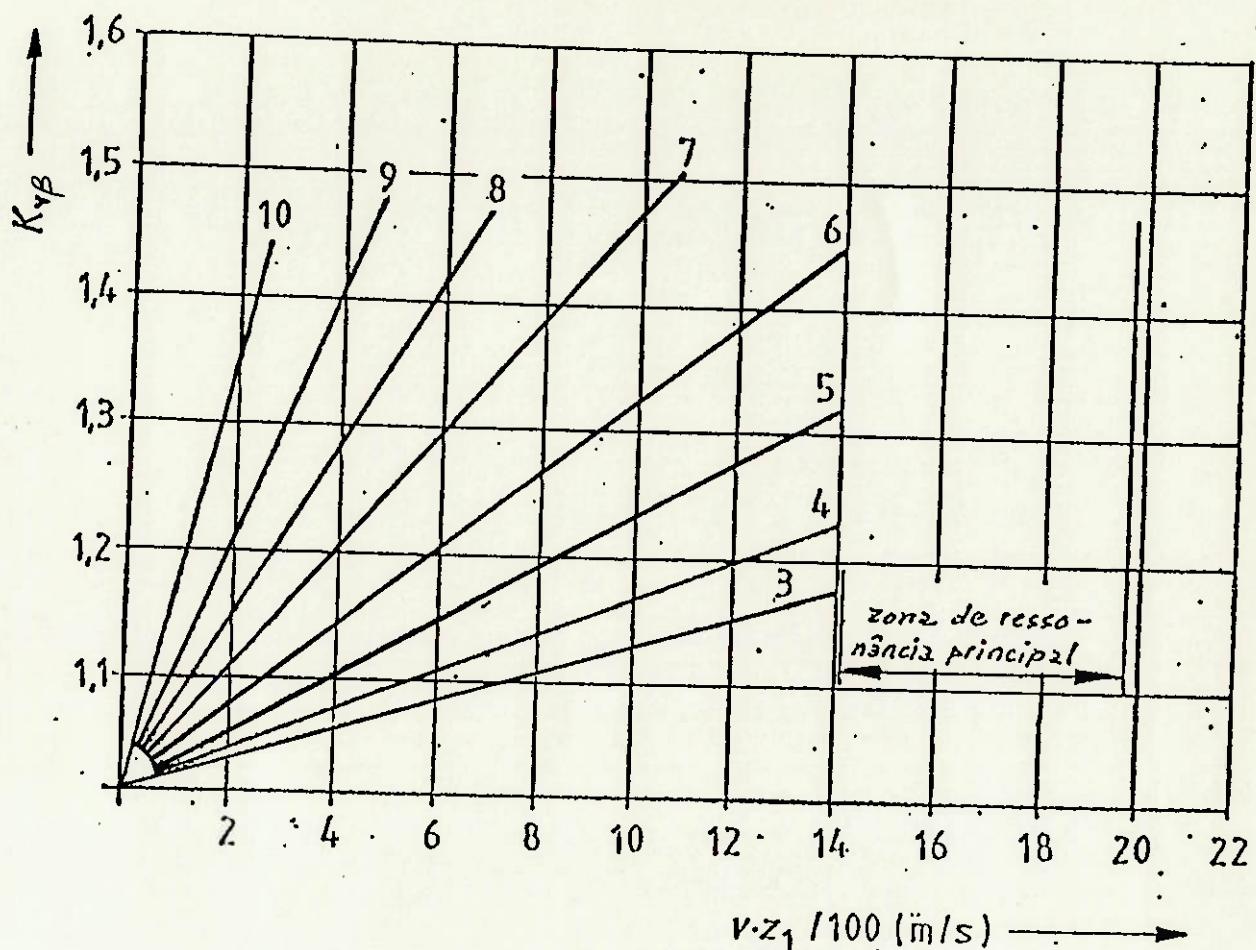


Fig. VII.1. - Fator dinâmico (K_{vB}) para engrenagens helicoidais.

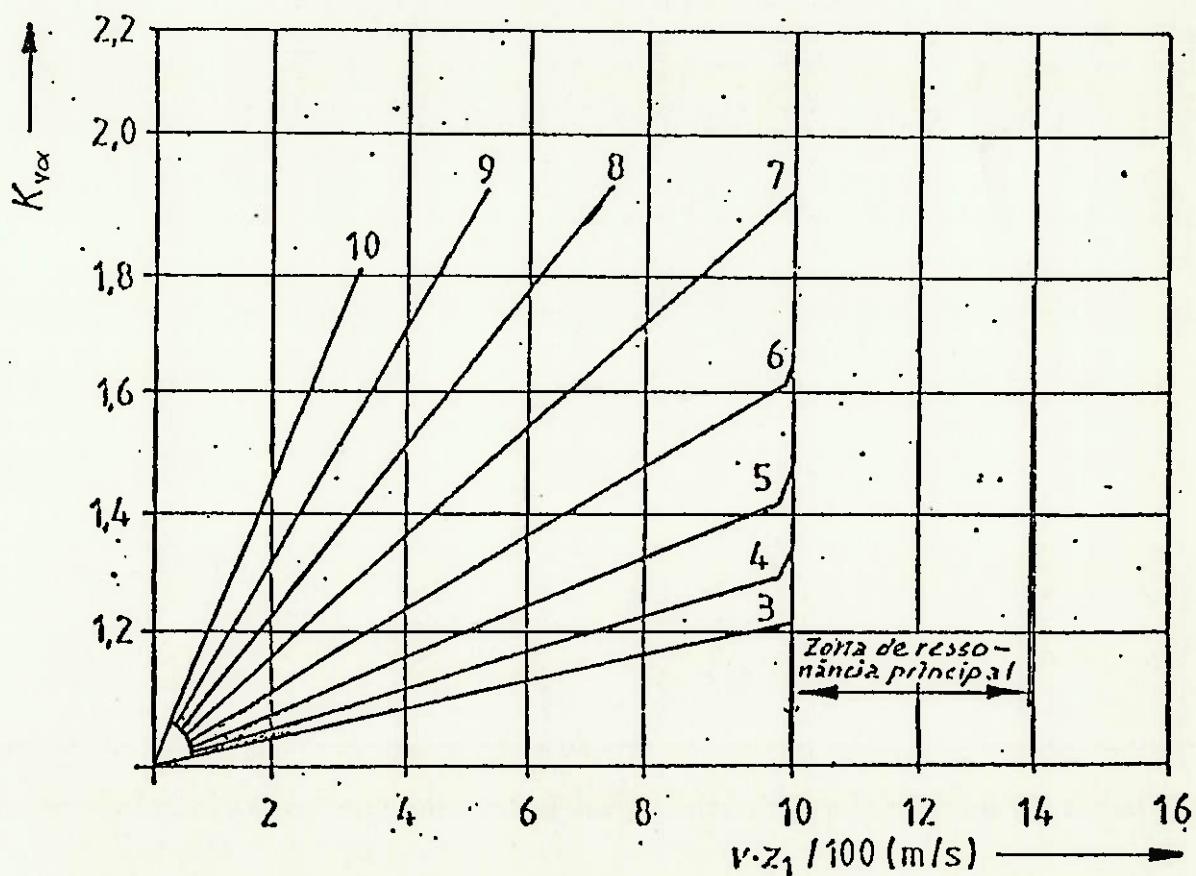


Fig. VII.2. - Fator dinâmico (K_{vx}) para engrenagens de dentes retos.

para engrenagens com $\epsilon > 2$:

$$k_B^\alpha = 0,9 + (0,4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_f - 1)}{\epsilon_f}} \cdot \frac{c_f (f_{pb} - y^\alpha) \cdot b}{F_t \cdot k_A \cdot k_v \cdot k_B^\beta}) \quad (\text{VII.7})$$

onde:

$\epsilon_f \rightarrow$ grau de recobrimento total (-)

$c_f \rightarrow$ valor médio da rigidez total do dente (ou rigidez de engrenamento) por unidade de largura da face (N/ (μm . mm))

$f_{pb} \rightarrow$ desvio de passo de base (μm)

$y^\alpha \rightarrow$ tolerância de amaciamento para um par de engrenagens (μm)

Sendo que:

$$\epsilon_f = \sqrt{\epsilon_\alpha^2 + \epsilon_\beta^2} \quad (\text{VII.9})$$

onde:

$\epsilon_\alpha \rightarrow$ grau de recobrimento transversal (-)

O valor de ϵ_β é determinado pela expressão (VII.5) e o de ϵ_α , como segue:

$$\epsilon_\alpha = \frac{(\sqrt{d_{a_1^2} - d_{b_1^2}} + \sqrt{d_{a_2^2} - d_{b_2^2}})}{2 \cdot a \cdot \operatorname{sen} \alpha' t} \cdot \pi \cdot \cos \alpha' t \quad (\text{VII.10})$$

onde:

$d_{a_1} \rightarrow$ diâmetro de cabeça da roda dentada menor (mm).

d_{b_1} → diâmetro de base da roda dentada menor (mm).

d_{a_2} → diâmetro de cabeça da roda dentada maior (mm).

d_{b_2} → diâmetro de base da roda dentada maior (mm).

α_t → ângulo de pressão transversal ao cilindro de referência (°).

m_t → módulo transversal (mm).

O sinal positivo é usado para engrenagens externas e o negativo para a engrenagem interna. Para obtermos os valores de α_t e m_t utilizaremos as duas expressões que se seguem:

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (\text{VII.11})$$

onde:

α_n → ângulo de pressão normal no cilindro de referência (°).

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (\text{VII.12})$$

A rigidez de engrenamento (c_f), pode ser tomada como constante para as engrenagens de redutor, sendo seu valor:

$$c_f = 20 \text{ N} / (\mu\text{m} \cdot \text{mm}) \quad (\text{VII.13})$$

O desvio de passo de base (f_{pb}) é uma grandeza tolerada, tabelada em função do diâmetro da roda dentada, do módulo normal e da qualidade do engrenamento.

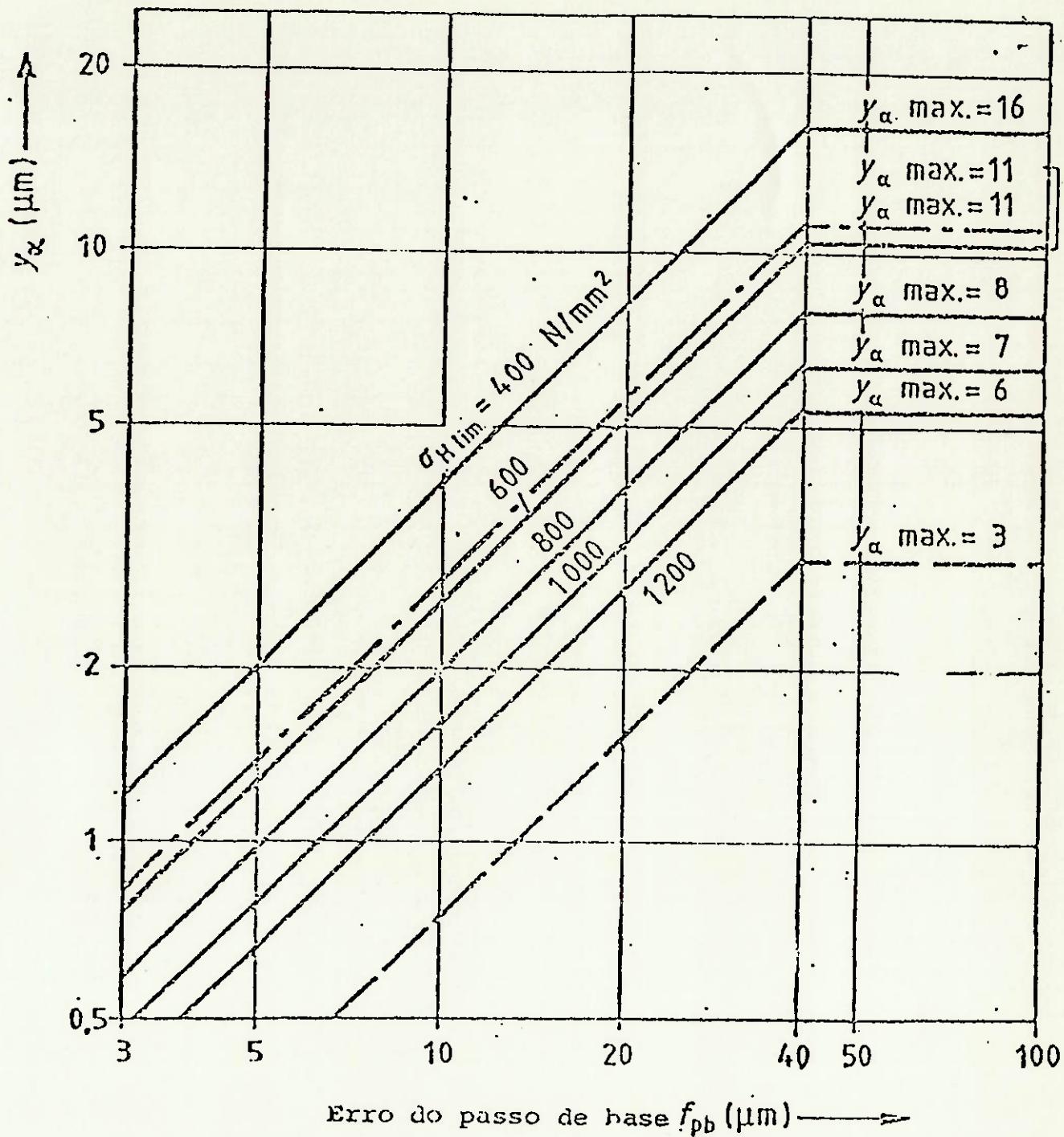
Estas tabelas são encontradas em normas de dimensões, como por exemplo, a norma DIN 3962.

O valor da tolerância de amaciamento (Y_α) pode ser obtido pelas figuras (VII.3) e (VII.4), uma vez que não é possível fazermos uma medição direta. Nestas, para obtermos o valor de Y_α é necessário conhecermos o desvio de passo de base (f_{pb}) e o valor da pressão limite de contato (σ_{Hlim}).

- Fator longitudinal de distribuição da carga com relação ao engripamento (K_B^β):

este fator leva em consideração os efeitos de não uniformidade na distribuição da carga através da largura da face. Muitos fatores influenciam o seu valor, que não é simples de ser determinado. Como principais influências, podemos citar:

- desvios de corte
- desvios de montagem por erros de furação da carcaça
- folgas internas nos mancais
- desvios de alinhamento dos eixos
- rigidez dos dentes
- rigidez do corpo da roda dentada maior
- rigidez da carcaça
- deflexão dos mancais
- deflexão por pressão de contato



————— aço com témpera total
 - - - ferro fundido } velocidade tangencial $v > 10 \text{ m/s}$
 - - - aço cementado e aço nitretado } todas as velocidades tangenciais

Nota: Para engrenagens de materiais diferentes, a seguinte regra se aplica:

$$y_{\alpha} = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2}$$

$y_{\alpha 1}$ é o valor apropriado para o material da engrenagem menor, $y_{\alpha 2}$ para o material da engrenagem maior.

Fig. VII.3. - Tolerância de amaciamento para um par de engrenagens.

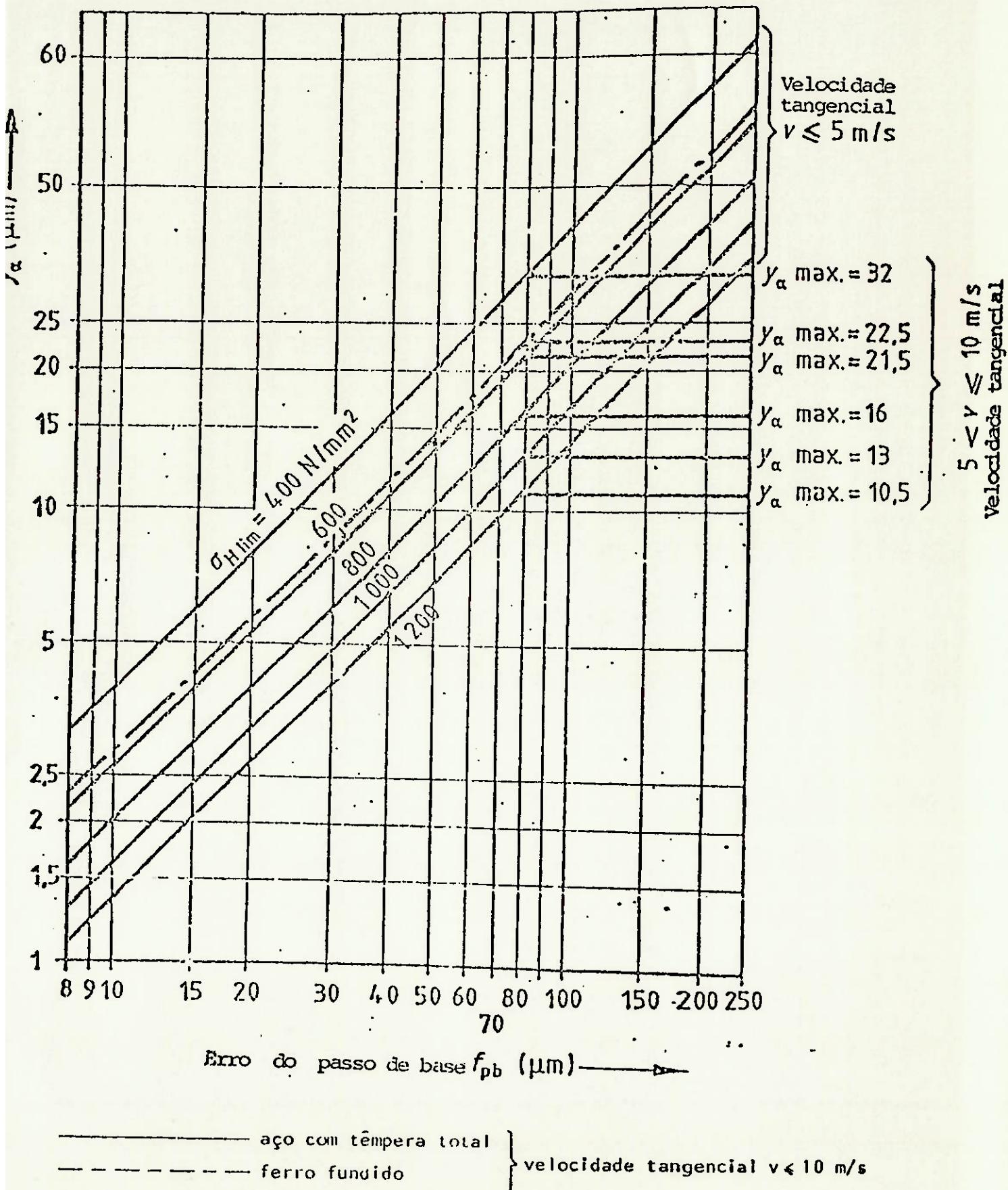


Fig. VII.4. - Tolerância de amaciamento para um par de engrenagens.

- expansão térmica
- carga aplicada
- efeitos de amaciamento
- cargas externas aplicadas (correias, correntes, etc.)

Como se vê, trata-se de uma função de muitas variáveis e consequentemente de difícil estimativa. As normas, já citadas, possuem vários métodos de cálculo do fator K_B^β , dos quais escolhemos aquele que parece ser suficientemente preciso. Assim:

para engrenagens que possuem deflexões compensadas por correção de hélice:

$$K_B^\beta = 1 \quad (\text{VII.14})$$

para engrenagens que não possuem deflexões compensadas por correção de hélice:

$$K_B^\beta = 2 (b/b_{cal}) \quad (\text{VII.15}) \quad \text{se}$$

$$\sqrt{\frac{2 F_m/b}{F_{by} \cdot c_f}} \leq 1$$

com:

$$b/b_{cal} = \sqrt{\frac{2 F_m/b}{F_{by} \cdot c_f}} \quad (\text{VII.16})$$

$$K_B^\beta = \frac{2 b_{cal}/b}{2 (b_{cal}/b) - 1} \quad (\text{VII.17}) \quad \text{se}$$

$$\sqrt{\frac{2 F_m/b}{F_{by} \cdot c_f}} > 1$$

$$\text{com: } b_{cal}/b = 0,5 + \frac{F_m/b}{F_{by} \cdot c_f} \quad (\text{VII.18})$$

onde:

b_{cal} → largura calculada da face (mm)

F_m → carga média transversal no cilindro de referência (transversal) (N)

F_{by} → desalinhamento equivalente de engrenamento (após período de amaciamento) (μm)

Sendo que:

$$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_v \quad (\text{VII.19})$$

$$F_{\beta y} = |f_{sh} + f_{ma}| - y\beta \quad (\text{VII.20})$$

onde:

f_{sh} → componente de desalinhamento devido a uma deflexão do eixo e da roda dentada menor (μm)

f_{ma} → desvio de alinhamento de engrenamento devido a deflexões da carcaça (μm)

$y\beta$ → tolerância de "amaciamento" (desvio da hélice) (μm)

para engrenagens de redutores, temos:

$$f_{sh} = 0 \mu m \quad (\text{VII.21})$$

$$f_{ma} = 10 \mu m \quad (\text{VII.22})$$

$$y\beta = 1,5 \mu m \quad (\text{VII.23})$$

- . Fator helicoidal de distribuição da carga com relação ao engripamento ($K_{B\delta}$):

este fator leva em consideração a tendência progressivamente maior das engrenagens ao engripamento com grau de recobrimento total crescente entre os dentes. Podemos obtê-lo através do diagrama da figura (VII.5) parametrizado pelo grau de recobrimento total (ϵ_f → vide expressão - (VII.9)).

- . Força tangencial (nominal) na circunferência de referência (F_t):

pode ser obtida diretamente pela expressão:

$$F_t = \frac{T_1}{a} (z_2 / z_1 + 1) \quad (\text{VII.24})$$

onde:

$T_1 \rightarrow$ torque no eixo da roda dentada menor (N.m)

- . Largura da face (b):

é um dado geométrico da referida engrenagem. Normalmente é tomado como uma fração da distância entre centros, assim:

$$b = K^* \cdot a \quad (\text{VII.25})$$

- . Coordenada reduzida sobre a linha de ação (Γ):

* Para redutores de linha "standard" é comum termos: $k = 0,4$

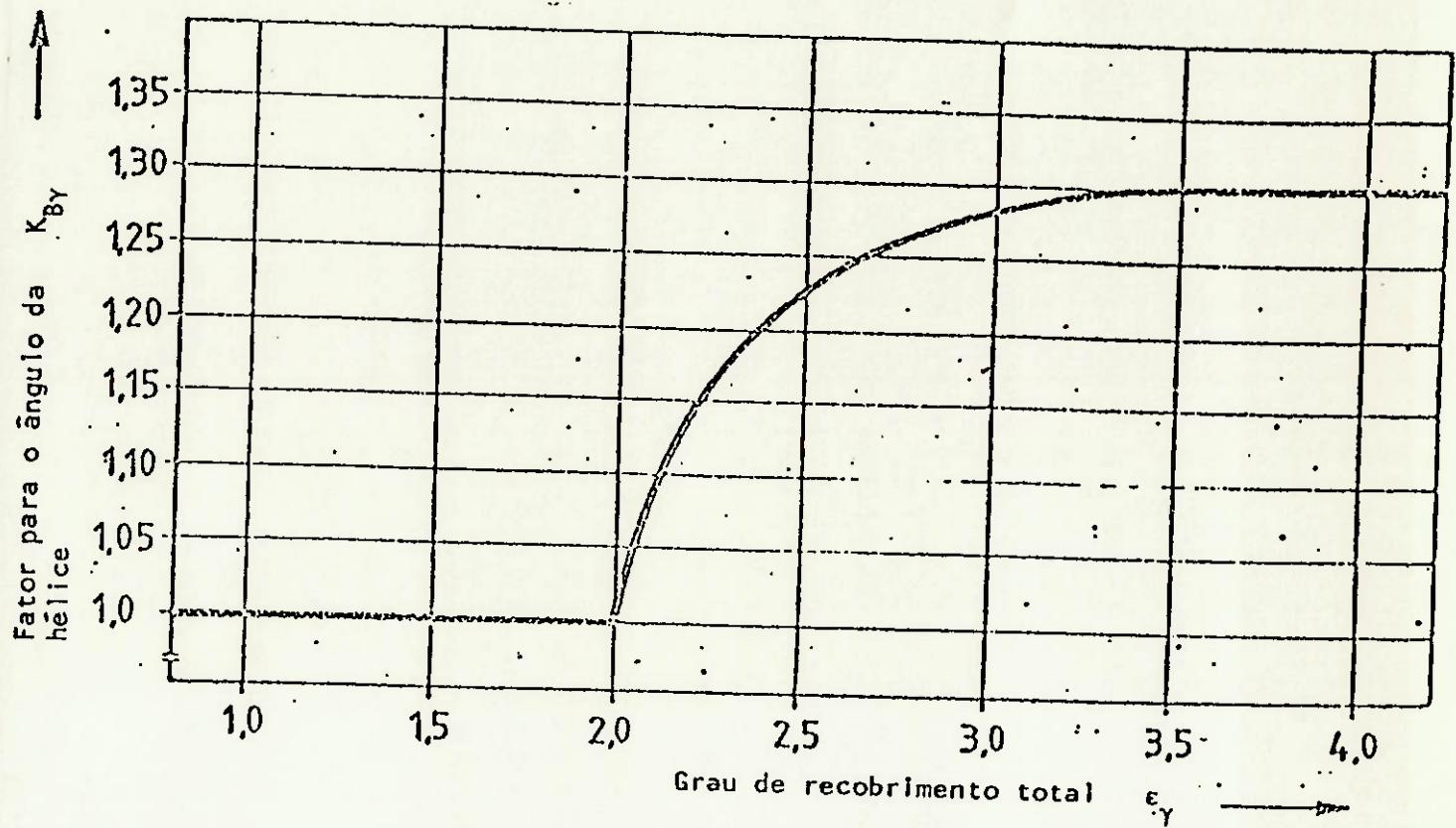


Fig. VII.5. - Fator helicoidal de distribuição da carga K_{BY} .

trata-se de uma grandeza adimensional que descreve o percurso de engrenamento ao longo da linha de ação. A figura (VII.6) esclarece.

Por definição, num ponto Y qualquer sobre a linha de ação, temos:

$$\Gamma_y = \frac{t g \alpha y}{t g \alpha' t} - 1 \quad (\text{VII.26})$$

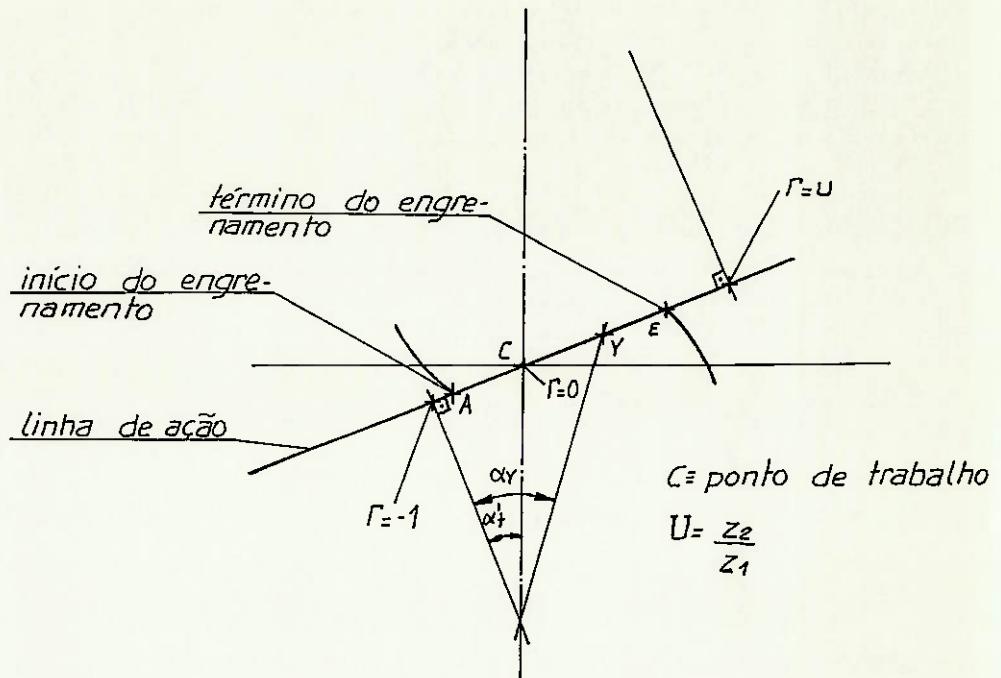


fig. VII.6 - Coordenadas Γ ("gama") da linha de ação.

onde:

$\Gamma_y \rightarrow$ coordenada reduzida sobre a linha de ação no ponto Y (-)

- $\alpha_y \rightarrow$ ângulo de pressão no ponto Y ($^{\circ}$)
 $\alpha' t \rightarrow$ ângulo de pressão transversal no
 cilindro primitivo ($^{\circ}$)

Para alguns pontos importantes, devemos discriminar o valor de " Γ " (vide fig. VII.6).

ponto A: início do engrenamento (pé do dente da roda dentada menor na cabeça do dente da roda dentada maior) (Γ_A):

$$\Gamma_A = -U \frac{\sqrt{(\frac{d_{a_2}}{d_{b_2}})^2 - 1} - 1}{\operatorname{tg} \alpha' t} \quad (\text{VII.27})$$

ponto E: fim do engrenamento (cabeça do dente da roda dentada menor no pé do dente da roda dentada maior) (Γ_E):

$$\Gamma_E = \frac{\sqrt{(\frac{d_{a_1}}{d_{b_1}})^2 - 1} - 1}{\operatorname{tg} \alpha' t} \quad (\text{VII.28})$$

onde:

$U \rightarrow$ relação de engrenamento (-)

- Ângulo de pressão transversal no cilindro primitivo ($\alpha' t$):

é também conhecido como ângulo de pressão de trabalho; é determinado pela expressão abaixo:

$$\alpha' t = \arccos \left(\frac{m_t (z_1 + z_2)}{2a} \cdot \cos \alpha_t \right)$$

(VII.29)

. Relação de engrenamento (U):

por definição, a relação de engrenamento é o cociente entre o número de dentes da roda dentada maior pelo número de dentes da roda dentada menor:

$$U = \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{VII.30})$$

. Soma das velocidades tangenciais (v_{Σ}):

o nome proposto pela norma não é muito feliz, com esta grandeza significando a velocidade relativa de deslizamento entre os perfis engrenados. Seu valor é calculado genericamente pela expressão abaixo:

$$v_{\Sigma y} = (2 + \Gamma_y - \Gamma_y/U) \cdot v \cdot \sin \alpha' t \quad (\text{VII.31})$$

onde:

$v_{\Sigma y}$ → soma das velocidades tangenciais no ponto Y (m/s)

. Raio de curvatura reduzido (ρ_{red}):

é o raio de curvatura reduzido de duas superfícies com perfil evolvental engrenadas, valendo:

$$\rho_{red y} = \frac{(1 + \Gamma_y) \cdot (U - \Gamma_y)}{(U + 1)^2} \cdot a \cdot \frac{\sin \alpha' t}{\cos \beta_b}$$

onde:

ρ_{red_y} → raio de curvatura reduzido no ponto Y (mm)

β_b → ângulo da hélice de base ($^{\circ}$)

. Temperatura de massa (v_m):

é uma temperatura de equilíbrio dos dentes, calculada imediatamente antes do engrenamento. Apresentaremos abaixo, uma expressão matemática por onde é possível determinarmos seu valor e cujas passagens algébricas foram omitidas por simplicidade:

$$v_m = (v_{oil} + C_1 \cdot X_e \cdot \mu_{mc} \cdot X_m \cdot (X_B)_E) \cdot$$

$$\cdot \frac{W_t^{3/4} \cdot v^{1/2}}{a^{1/4}} \cdot \frac{1}{X_Q \cdot X_{ca}} \cdot X_s$$

(VII.33)

onde:

$$[v_m] = ^{\circ}\text{C}$$

v_{oil} → temperatura do óleo ($^{\circ}\text{C}$)

C_1 → constante empírica (-)

X_e → fator de grau de recobrimento (-)

μ_{mc} → coeficiente de atrito médio no ponto de trabalho à temperatura do óleo (-)

X_m → fator térmico instantâneo ($K \cdot N^{3/4} \cdot s^{1/2} \cdot m^{-1/2} \cdot mm$)

$(X_B)_E$ → fator geométrico dos dentes da roda dentada menor (-)

X_Q → fator de rotação (-)

X_{ca} → fator de alívio da cabeça (-)

X_s → fator de lubrificação (-)

. Temperatura do óleo (v_{oil}):

é um dado de projeto, normalmente é um valor constante, assumido pelos fabricantes de redutores pela sua experiência. Em prática é fácil de ser medido, bastando para isso um termômetro na carcaça do redutor. Em geral, é numericamente superior em algumas unidades à temperatura do meio. Caso não tivermos referências um valor

$$v_{oil} = 50^{\circ}\text{C} \quad (\text{VII.34}),$$

poderá ser adotado.

. Constante empírica (C_1):

este valor é uma ponderação para os de-
mais termos da expressão (VII.33), que
são teóricos e foi obtido experimentalmen-
te. Seu valor médio é:

$$C_1 = 0,7 \quad (\text{VII.35})$$

. Fator de grau de recobrimento (X_ϵ):

o fator de grau de recobrimento é uma pon-
deração da temperatura instantânea ao lon-

go do flanco, tornando-a um valor médio.

Para calculá-lo devemos ter :

para engrenagens com ϵ_1 e $\epsilon_2 < 1,0^*$

$$X_{\epsilon} = \frac{1}{2\epsilon\alpha \cdot \epsilon_1} (0,7 \cdot (\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - 0,22 \cdot \epsilon\alpha + 0,52 - 0,6 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2) \quad (\text{VII.36})$$

para engrenagens com ϵ_1 ou $\epsilon_2 > 1,0^{**}$

$$X_{\epsilon} = \frac{1}{2\epsilon\alpha \cdot \epsilon_1} (0,18 \cdot \epsilon_{1,2}^2 + 0,7 \cdot \epsilon_{2,1}^2 + 0,82 \cdot \epsilon_{1,2} - 0,52 \cdot \epsilon_{2,1} - 0,3 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2) \quad (\text{III.37})$$

onde:

ϵ_1 → grau de recobrimento da roda dentada menor ("na aproximação") (-)

ϵ_2 → grau de recobrimento da roda dentada maior ("no afastamento") (-)

Obs.: Na expressão (VII.37) o símbolo $\epsilon_{i,j}$, $i \neq j$ deverá obedecer :

$$\epsilon_{i,j} \quad \begin{cases} \epsilon_i & \text{se } \epsilon_1 > 1,0 \\ \epsilon_j & \text{se } \epsilon_2 > 1,0 \end{cases}$$

* O ponto de trabalho no trecho de contato individual dos dentes.

** O ponto de trabalho no trecho de contato dúplo dos dentes.

- Grau de recobrimento da roda dentada menor (ϵ_1):

é uma relação de tempos que pode ser calculada como abaixo:

$$\epsilon_1 = \frac{z_1}{2} \left(\sqrt{\left(\frac{d_{a_1}}{d_{b_1}} \right)^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_t \right) \quad (\text{VII.38})$$

- Grau de recobrimento da roda dentada maior (ϵ_2):

analogamente ao caso anterior, vale:

$$\epsilon_2 = \frac{z_2}{2} \left(\sqrt{\left(\frac{d_{a_2}}{d_{b_2}} \right)^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_t \right) \quad (\text{VII.39})$$

- Coeficiente de atrito médio no ponto de trabalho à temperatura do óleo (μ_m):

para podermos calcular o coeficiente de atrito médio no ponto de trabalho é necessário que conheçamos uma expressão genérica para determinação do coeficiente de atrito médio num ponto qualquer da linha de ação. Este coeficiente é a média pontual do coeficiente de atrito metal-lubrificante-metal, estando implicitamente ligado ao ponto da linha de ação pela sua coordenada reduzida, como podemos verificar abaixo:

$$\mu_{my} = 0,12 \left(\frac{Wt \cdot Ra}{\eta_M \cdot v \Sigma y \cdot \rho_{red}} \right)^{0,25} \quad (\text{VII.40})$$

onde:

μ_{my} → coeficiente de atrito médio no ponto Y (-)

Ra → rugosidade média aritmética (μm)

η_M → viscosidade dinâmica do lubrificante à temperatura de massa (cP)

. Rugosidade média aritmética (Ra):

é uma valor ligado ao processo de acabamento e à qualidade final do engrenamento, sendo determinado como abaixo :

$$Ra = \frac{1}{2} (Ra_1 + Ra_2) \quad (\text{VII.41})$$

onde:

Ra_1 → rugosidade aritmética da roda dentada menor (μm)

Ra_2 → rugosidade aritmética da roda dentada maior (μm)

. Viscosidade dinâmica do lubrificante (η):

para determinarmos a viscosidade dinâmica do lubrificante à temperatura de massa ou a outra temperatura qualquer, é necessário que conheçamos a curva de variação da viscosidade dinâmica com a temperatura.

Neste ponto, uma simplificação é feita e que deve ser mencionada: desconsidera-se a variação da viscosidade dinâmica com a pressão. Esta consideração é importante,

pois, para o caso de engrenamentos, a pressão de contato é elevada, podendo alterar os resultados. Mesmo assim, julgamos este procedimento aceitável, uma vez que vários testes já foram executados e este efeito pode estar incluído na constante empírica (C_1). Assim, após consulta bibliográfica adequada, chegamos à uma expressão geral, cujas passagens algébricas serão omitidas, e que vale para óleos minerais * nas faixas de utilização normais em redutores:

$$\eta_v = \eta_{v1} \cdot \exp. (42,58 \cdot B \left(\frac{1}{v-95} \cdot \frac{1}{v_1-95} \right)) \quad (\text{VII.42})$$

$$B = \frac{(v_1 - 95) \cdot (v_2 - 95)}{42,58 \cdot (v_1 - v_2)} \cdot \log \left(\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \right) \quad (\text{VII.43})$$

onde:

$\eta_v \rightarrow$ viscosidade dinâmica do óleo à temperatura v (cP)

$\eta_{v1} \rightarrow$ viscosidade dinâmica do óleo à temperatura v_1 (cP)

$\eta_{v2} \rightarrow$ viscosidade dinâmica do óleo à temperatura v_2 (cP)

$v, v_1, v_2 \rightarrow$ temperaturas quaisquer ($^{\circ}\text{C}$)

$B \rightarrow$ constante do óleo (-)

Assim, para determinarmos a viscosidade do óleo numa temperatura qualquer de funcionamento, basta que conheçamos seu valor para duas outras temperaturas quaisquer.

* esta simplificação é válida uma vez que óleos sintéticos são raramente utilizados no Brasil.

Por outro lado:

$$\Gamma_C = 0 \quad \begin{cases} v \sum c = 2v \cdot \sin \alpha' t \\ \rho_{red} C = \frac{U}{(U + 1)^2} \cdot a \cdot \frac{\sin \alpha' t}{\cos \beta b} \end{cases}$$

Substituindo-se estes valores na expressão (VII.40), teremos:

$$\mu m_C = 0,12 \left(\frac{Wt \cdot Ra \cdot (U + 1)^2 \cdot \cos \beta b}{2 \cdot n_{oil} \cdot U \cdot a \cdot \sin^2 \alpha' t \cdot v} \right)^{0,2} \quad (VII.44)$$

. Fator térmico instantâneo (X_m):

este fator caracteriza a resposta térmica do sistema engrenado a impulso de temperatura. Depende do módulo de elasticidade, do coeficiente de contato térmico dos materiais das rodas e da geometria da linha de ação. Porém, para os materiais utilizados em engrenagens de redutores, podemos assumi-lo constante e valendo:

$$X_m = 50 K \cdot N^{-3/4} \cdot S^{1/2} \cdot m^{-1/2} \cdot mm \quad (VII.45)$$

. Fator geométrico dos dentes da roda dentada menor (X_{B_E}):

este fator leva em consideração a pressão e a velocidade de escorregamento na cabeça da

engrenagem menor, podendo ser calculado por:

$$(X_B)_E = 0,5 \cdot \sqrt{1 + U} \cdot \frac{\sqrt{1 + \Gamma_E} - \sqrt{1 - \Gamma_E/U}}{((1 + \Gamma_E) \cdot (U - \Gamma_E))^{0,25}}$$

(VII.46)

. Fator de rotação (X_Q):

este fator leva em consideração uma carga de choque sobre a cabeça da roda dentada movida na região de grande escorregamento. Seus valores são constantes e valem:

se a roda menor aciona a maior:

$$X_Q = 0,6 \quad (\text{VII.47}) \quad \text{se } 1,5 \cdot \epsilon_1 < \epsilon_2$$

$$X_Q = 1,0 \quad (\text{VII.48}) \quad \text{se } 1,5 \cdot \epsilon_1 > \epsilon_2$$

se a roda maior aciona a menor:

$$X_Q = 1,0 \quad (\text{VII.49}) \quad \text{se } 1,5 \cdot \epsilon_2 > \epsilon_1$$

$$X_Q = 0,6 \quad (\text{VII.50}) \quad \text{se } 1,5 \cdot \epsilon_2 < \epsilon_1$$

. Fator de alívio da cabeça (X_{ca}):

este fator considera que sobrecargas na região de alto escorregamento podem ser evitadas com alívio de cabeça. Para determiná-lo, utilizamos:

$$X_{Ca} = 1 + 1,55 \cdot 10^{-2} \cdot \epsilon_{max}^4 \cdot Ca \quad (VII.51)$$

onde:

ϵ_{max} → máximo grau de recobrimento (-)

Ca → alívio de cabeça (μm)

. Máximo grau de recobrimento (ϵ_{max}):

por definição, temos:

$$\epsilon_{max} = \max (\epsilon_1, \epsilon_2) \quad (VII.52)$$

. Alívio de cabeça (Ca):

o valor do alívio de cabeça é uma função dos alívios de cabeça individuais das rodas dentadas e do alívio de cabeça efetivo em funcionamento, assim:

se a roda menor aciona a maior e $\epsilon_1 > 1,5 \epsilon_2$

$$Ca = Ca_1 \quad (VII.53) \quad \text{se } Ca_1 \leq C_{eff}$$

$$Ca = C_{eff} \quad (VII.54) \quad \text{se } Ca_1 > C_{eff}$$

se a roda menor aciona a maior e $\epsilon_1 \leq 1,5 \epsilon_2$:

$$Ca = Ca_2 \quad (VII.55) \quad \text{se } Ca_2 \leq C_{eff}$$

$$Ca = C_{eff} \quad (VII.56) \quad \text{se } Ca_2 > C_{eff}$$

se a roda maior aciona a menor e $1,5 \epsilon_1 \geq \epsilon_2$:

$$Ca = Ca_1 \quad (\text{VII.57}) \quad \text{se } Ca_1 \leq C_{eff}$$

$$Ca = C_{eff} \quad (\text{VII.58}) \quad \text{se } Ca_1 > C_{eff}$$

se a roda maior aciona a menor e $1,5 \epsilon < \epsilon_2$:

$$Ca = Ca_2 \quad (\text{VII.59}) \quad \text{se } Ca_2 \leq C_{eff}$$

$$Ca = C_{eff} \quad (\text{VII.60}) \quad \text{se } Ca_2 > C_{eff}$$

onde:

$Ca_1 \rightarrow$ alívio de cabeça da roda dentada menor (μm)

$Ca_2 \rightarrow$ alívio de cabeça da roda dentada maior (μm)

$C_{eff} \rightarrow$ alívio efetivo na cabeça (μm)

- . Alívio de cabeça das rodas dentadas menor e maior (Ca_1, Ca_2):

são dados de projeto e devem ser fornecidos com as geometrias dos engrenamentos.

- . Alívio efetivo na cabeça (C_{eff}):

o alívio efetivo na cabeça é o grau de alívio pelo qual a deformação elástica no dente, devido à carga, é equilibrada. Ele pode ser calculado por:

para engrenagens helicoidais:

$$C_{eff} = \frac{K_A \cdot (Ft/b)}{\epsilon\alpha \cdot C_f} \quad (VII.61)$$

para engrenagens de dentes retos:

$$C_{eff} = \frac{K_A \cdot (Ft/b)}{\epsilon\alpha \cdot c'} \quad (VII.62)$$

onde:

c' → rigidez combinada de um par de dentes (ou rigidez individual) por unidade de largura da face (N/ ($\mu m \cdot mm$)).

- Rigidez combinada de um par de dentes por unidade de largura da face (c'):

esta grandeza pode ser assumida como constante para as engrenagens de redutores, valendo:

$$c' = 14 \text{ N/ } (\mu m \cdot mm) \quad (VII.63)$$

- Fator de lubrificação (X_s):

este fator considera uma transferência de calor melhor no caso de imersão em comparação com lubrificação forçada. Seu valor foi determinado empiricamente, como sendo:

para lubrificação por imersão:

$$X_s = 1,0 \quad (\text{VII.64})$$

para lubrificação forçada:

$$X_s = 1,2 \quad (\text{VII.65})$$

. Potência perdida (P_p):

finalmente, poderemos estimar a potência perdida numa transmissão engrenada que é basicamente a somatória de todas as perdas devidas ao atrito dos perfis ao longo da linha de ação, assim:

$$P_p = F_t \cdot v \cdot \frac{(U + 1)}{U} \cdot \sin \alpha' t \int_{I_A}^{I_E} \mu_m d\Gamma \quad (\text{VII.66})$$

Agora, se introduzirmos as expressões (VII.40), (VII.31) e (VII.32) em (VII.66) teremos explicitado a dependência de μ_m com Γ , assim:

$$P_p = \frac{K_5 \cdot K_2}{(K_3 \cdot K_4 \cdot K_1)^{1/4}} \cdot \frac{\int_{I_A}^{I_E} d\Gamma}{\Gamma \cdot ((1+\Gamma) \cdot (U-\Gamma) \cdot (K_6 - \Gamma))^{0,25}} \quad (\text{VII.67})$$

onde:

$$[P_p] = W$$

$$K_1 = \frac{U + 1}{U} \quad (\text{VII.68})$$

$$K_2 = 0,12 \cdot \frac{(Wt \cdot Ra)^{1/4}}{\eta_M} \quad (VII.69)$$

109

$$K_3 = \frac{a \cdot \operatorname{sen} \alpha' t}{(U+1)^2 \cos \beta b} \quad (VII.70)$$

$$K_4 = v \operatorname{sen} \alpha' t \quad (VII.71)$$

$$K_5 = F_t \cdot K_1 \cdot K_4 \quad (VII.72)$$

$$K_6 = \frac{2}{K_1} \quad (VII.73)$$

Através das expressões (VII.67) a (VII.73) podemos determinar a perda de potência numa transmissão engrenada, com um rigor de cálculo que julgamos ser adequado para um trabalho como este. Os coeficientes K_i , $i=1, \dots, 6$ são todos constantes e a função integrando, apesar de não ser de simples primitivação pode ser facilmente integrada por um processo numérico. O único problema é a determinação da temperatura de massa que influenciará o parâmetro K_2 no termo η_M . Sendo assim, elaboramos um procedimento para determinação deste parâmetro, o qual apresentamos abaixo:

- Determinação de W_t (VII.1) utilizando os coeficientes de distribuição de carga K_A ; K_V (VII.2), (VII.3) ou (VII.4); $K_B\alpha$ (VII.6) ou (VII.7); $K_B\beta$ (VII.14), (VII.15) ou (VII.17); $K_B\gamma$; a carga tangencial F_t (VII.24) e a largura da face b (VII.25).

- . determinação de v (VII.8)
- . determinação de μ_{mc} (VII.44) utilizando R_A (VII.41); W_t (VII.1) ; u (VII.30) ; η_{oil} (VII.42) ; $\alpha't$ (VII.29) ; v (VII.8).
- . coeficiente C_1 (VII.35)
- . fator X_ϵ (VII.36) ou (VII.37)
- . fator X_m (VII.45)
- . fator $(X_B)_E$ (VII.46)
- . fator X_Q (VII.47) a (VII.50)
- . fator X_{ca} (VII.51) utilizando $\epsilon_{máx}$ (VII.52) e ca (VII.53) a (VII.60)
- . fator X_s (VII.64) ou (VII.65)
- . temperatura v_{oil} (VII.34) ou outra
- . temperatura v_m substituindo estes valores em (VII.33)

Podemos assim, integrar a expressão (VII.67) com os coeficientes k_1 a k_6 previamente calculados. Os limites de integração Γ_A e Γ_E são determinados pelas expressões (VII.27) e (VII.28) respectivamente.

Finalmente é possível determinarmos a potência total perdida pelos engrenamentos num redutor que é sintetizada na expressão abaixo:

$$P_{engr} = \sum_{i=1}^{n_{engr}} P_p^i \quad (VII.74)$$

onde:

P_{engr} → potência perdida no engrenamento (W)

n_{engr} → número de engrenagens do redutor

P_P^i → potência perdida no engrenamento gênerico "i" (W)

VII.VI Conclusão

Este ítem foi muito importante. Abordamos o elemento mais importante de um redutor de engrenagens e obtivemos uma expressão geral para sua perda de potência.

Conseguimos isto através de um processo bastante elaborado e minucioso que está embutido nas normalizações DIN, ISO e ABNT. A grande dificuldade do método está em avaliarmos a temperatura de massa ("bulk temperature"), com a qual se obtém a potência perdida. O método desenvolvido neste ítem é derivado do critério da temperatura integral para avaliar o engripamento, informação que não foi mencionada durante o desenvolvimento.

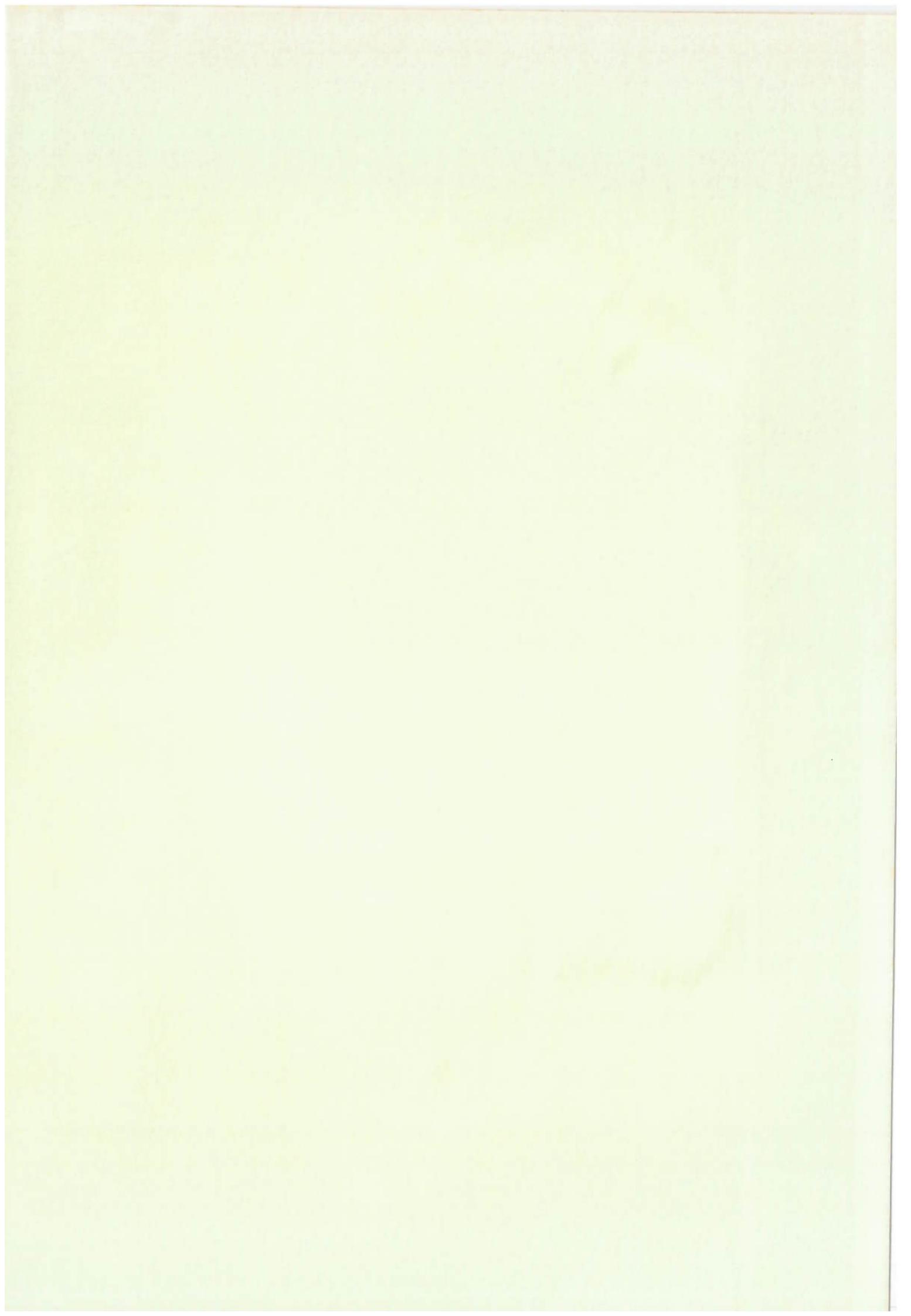
Julgamos ter obtido um resultado bastante importante para o nosso trabalho e acreditamos que estamos agora mais próximos de seu término.

VII.VII. Bibliografia

- . Projeto 4:04.01-008 - "Cálculo de Capacidade de Carga de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos e Helicoidais - Princípios Básicos - Fatores de Influência" - ABNT - out/1986.
- . Projeto 4:04.01-011 - "Cálculo de Capacidade de Carga de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos e Helicoidais - Resistência ao Engripamento" - ABNT - nov/1986.
- . Projeto 4:04.01-009 - "Cálculo de Capacidade de

Carga de Engrenagens Cilindricas de Dentes Retos e
Helicoidais - Resistência Superficial" - ABNT -
nov/1986.

. Norma DIN 3962



VIII. VENTILAÇÃO

VIII.I. Lista de Símbolos

P_{vent} → potência perdida por ventilação (W).

VIII.III. Introdução

Passaremos agora a falar de um fenômeno incoveniente e que por vezes pode passar despercebido para quem analisa perdas em redutores: a perda por ventilação. Incoveniente pois sua causa é algo inevitável e que em primeira análise não possui função no equipamento: o ar interno. Este pode possuir uma função secundária, aliada ao lubrificante, de remover a energia transformada na forma de calor (por convecção forçada interna), porém via de regra é um incoveniente, pois além de contribuir para a perda de potência, é um veículo de transporte de poeiras e sujidades para o interior do redutor. O ar interno é também o responsável pela existência dos chamados "respiros" que servem para equalizar as pressões interna e externa, uma vez que a pressão interna poderia variar com a "marcha" do redutor.

VIII.III. A Perda por Ventilação

VIII.III.I. Origem da Perda

O fenômeno da perda por ventilação é análogo o da perda no lubrificante, ou seja, sua causa básica é o atrito vis-

coso entre o ar interno e as partes móveis (eixos e engrenagens), que pelo princípio da aderência aceleram-no consumindo potência útil da transmissão.

Como fatores básicos de influência podemos citar:

- . volume de ar interno.;
- . geometria interna da carcaça (espaços, canais de escoamento, entrada e saída de ar) ;
- . temperatura interna.

VIII.III.II. Quantização da Perda

Felizmente esta parcela não é, em geral, vultuosa para aplicações de redutores, seu principal fator de influência são as velocidades tangenciais, de forma que seu montante só passa a ser expressivo para altas velocidades.

Mais especificamente para redutores , seu valor é importante para ser avaliado, nas chamadas aplicações dos turbo-redutores, onde são comuns velocidades da ordem de 30 a 40 m/s.

Para aplicações normais, podemos considerar seu valor despresível face às de mais perdas, de forma que podemos escrever :

$$P_{vent} = 0 \quad (\text{VIII.I})$$

onde:

P_{vent} → potência perdida por ventilação (W).

Caso haja interesse a bibliografia, no final deste, traz alguma referência sobre o assunto, e caso seja necessário fazer-se uma avaliação precisa, sugerimos que se entre em contato com fabricantes de turbo-redutores, ou se efete uma medição.

VIII.IV. Conclusão

Este item avaliou o fenômeno existente e não expressivo (em geral) da ventilação. Tendo em vista a ausência de bibliografia do assunto e sua pequena magnitude em termos globais, fizemos a simplificação de desprezá-lo face aos demais. Não acreditamos que isto vá interferir nos resultados e assim

permitímo-nos seguir adiante.

VIII.V, Bibliografia

- Anderson, N.E. - Loewenthal, S.H. -"Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gears System. Power Loss" - Trans. ASME; J . Mech. Des. (80 - C2/Det.39).
- Akazawa, M. - Tejima, T. - Narita, T. - "Full Scale Test of High Speed Gear Unit - Helical Gears of 25.000 PS at 200 m/s PLU" - Trans ASME (Paper 80 - 2C / Set.3).

IX. EXEMPLO DE CÁLCULO

IX.I Lista de Símbolos*

- f_a → fator de arranque (-) .
- f_s → fator de serviço (-) .
- h → altura do nível de óleo (mm).
- i → relação de transmissão (-) .
- L₁ → distância entre os mancais do eixo de entrada (m).
- L₂ → distância entre os mancais do eixo de saída (m).
- n_{l máx} → máxima rotação de entrada (min^{-1}) .
- n_{l min} → mínima rotação de entrada (min^{-1}) .
- n_{2 máx} → máxima rotação de saída (min^{-1}) .
- n_{2 min} → mínima rotação de saída (min^{-1}) .
- P → potência transmitida (W) .
- R_{ai} → resultante axial no mancal genérico "i" (N) .
- R_{ri} → resultante radial no mancal genérico "i" (N) .
- Y → fator axial de carga no rolamento (-) .
- η_r → rendimento do redutor (-) .

* Só serão registrados os símbolos não presentes em outros itens.

IX.II. Introdução

Passaremos agora a equacionar um redutor real existente com o intuito de avaliarmos sua potência perdida segundo os modelos nos itens precedentes desenvolvidos. *

IX.III. Dados do Redutor

Os dados do redutor foram cordialmente cedidos por Voith S/A - Máquinas e Equipamentos e se resumem num conjunto de desenhos presentes no Anexo 4 (ao final deste).

Obs.: Alguns dos desenhos possuem escrita em língua inglesa, pois tratava-se de equipamento para exportação, não cabendo a nós o direito de alterá-los.

Abaixo listamos os dados gerais do redutor:

- . máquina acionada : enroladeira e desenroladeira de papel.
- . máquina acionadora : motor elétrico CC.
- . potência transmitida : $P = 1,18 \cdot 10^5 \text{ W}$.
- . distância entre eixos: $a = 3,35 \cdot 10^{-1} \text{ m}$.
- . rotação de entrada : $n_{l\max} = 1.480,5 \text{ min}^{-1}$
 $n_{l\min} = 323,85 \text{ min}^{-1}$

* Passagens matemáticas serão omitidas quando julgarmos conveniente. Ao lado dos resultados estará o número da expressão da qual o obtivemos.

- . rotação de saída : $n_2^{\text{máx}} = 485,42 \text{ min}^{-1}$
- : $n_2^{\text{min}} = 106,18 \text{ min}^{-1}$
- . relação de transmissão: $i = 3,05$ ($z_1 = 20$;
 $z_2 = 61$)
- . fator de serviço : f.s. = 2,5
- . fator de arranque : f.a. = 2,5
- . Lubrificação por imersão e respingos
- . óleo lubrificante : AGMA 5EP = ISO VG 220
- . nível de óleo a partir da face de união da carcaça : 100 mm

IX.IV. Perda nos Mancais

- . torque no eixo da roda dentada menor (T_1):

$$T_1 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1} \quad (\text{IX.1}) \rightarrow T_1 = \frac{30 \cdot 1,18 \cdot 10^5}{\pi \cdot 1.480,5^*}$$

$$T_1 = 7,611 \cdot 10^2 \text{ N.m} \quad (\text{IX.1})$$

- . força tangencial (nominal) na circunferência de referência:

$$F_t = \frac{T_1}{a} (z_2/z_1 + 1) = \frac{7,611 \cdot 10^2}{3,35 \cdot 10^{-1}} (61/20 + 1)$$

$$F_t = 9,201 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{VII. 24})$$

- . força radial de engrenamento (F_r):

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha' t}{\cos \beta} \quad (\text{IX.2}) \rightarrow F_r = \frac{9,201 \cdot 10^3 \cdot \tan (22,71^\circ)}{\cos (10,5^\circ)}$$

$$F_r = 3,916 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{IX.2})$$

- . força axial de engrenamento (F_a)

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \quad (\text{IX.3}) \rightarrow F_a = 9,201 \cdot 10^3 \cdot \tan (10,5^\circ)$$

$$F_a = 1,705 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{IX.3})$$

* a rotação $n_1 = n_1^{\text{máx}}$ foi adotada por motivos que ficarão claros no final do trabalho.

. Resultantes nos Mancais:

. eixo de entrada

$$Rr_1 = \sqrt{\left(\frac{Ft}{2}\right)^2 + \left(\frac{Fr}{2} + \frac{Fa}{L_1} \cdot \frac{a}{(z_2/z_1+1)}\right)^2} \quad (\text{IX.4})$$

onde :

Rr_1 → resultante radial no mancal 1 * (N)

L_1 → distância entre os mancais do eixo de entrada (m).

$$Rr_1 = \sqrt{\left(\frac{9,201 \cdot 10^3}{2}\right)^2 + \left(\frac{3,916 \cdot 10^3}{2} + \frac{1,705 \cdot 10^3 \cdot 3,35 \cdot 10^{-1}}{1,80 \cdot 10^{-1} \cdot (61/20+1)}\right)^2} \quad (\text{IX.4})$$

$$Rr_1 = 5,355 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{IX.4})$$

$$Rr_4 = \sqrt{\left(\frac{Ft}{2}\right)^2 + \left(\frac{Fr}{2} - \frac{Fa}{L_1} \cdot \frac{a}{(z_2/z_1+1)}\right)^2} \quad (\text{IX.5})$$

onde :

Rr_4 → resultante radial no mancal 4 ** (N)

$$Rr_4 = \sqrt{\left(\frac{9,201 \cdot 10^3}{2}\right)^2 + \left(\frac{3,916 \cdot 10^3}{2} - \frac{1,705 \cdot 10^3 \cdot 3,35 \cdot 10^{-1}}{1,80 \cdot 10^{-1} \cdot (61/20+1)}\right)^2} \quad (\text{IX.5})$$

$$Rr_4 = 4,748 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{IX.5})$$

$$Ra_1 = Fa + \frac{0,5 Rr_4}{Y} *** \quad (\text{IX.6})$$

onde:

Ra_1 → resultante axial no mancal 1 (N)

Y → fator axial de carga no rolamento (-).

* mancal 1 : lado da ponta do eixo.

** mancal 4 : lado oposto à ponta de eixo

*** as expressões (IX.6) e (IX.7) foram retiradas da referência 1 pag.291 (rolamentos de rolos cônicos).

$$Ra_1 = 1,705 \cdot 10^3 + 0,5 \cdot \frac{4,748 \cdot 10^3}{1,4}$$

$$Ra_1 = 3,401 \cdot 10^3 \text{ N (IX.6)}$$

$$Ra_4 = \frac{0,5 Rr_4}{Y} \text{ (IX.7)}$$

onde:

Ra_4 → resultante axial no mancal 4 (N)

$$Ra_4 = \frac{0,5 \cdot 4,739 \cdot 10^3}{1,4} \rightarrow Ra_4 = 1,696 \cdot 10^3 \text{ N (IX.7)}$$

eixo de saída:

$$Rr_2 = \sqrt{\left(\frac{F_t}{2}\right)^2 + \left(\frac{Fr}{2} - \frac{Fa}{L_2} \cdot \frac{z_2/z_1 \cdot a}{(z_2/z_1 + 1)}\right)^2} \text{ (IX.8)}$$

onde :

Rr_2 → resultante radial no mancal 2* (N)

L_2 → distância entre os mancais do eixo de saída (m).

$$Rr_2 = \sqrt{\left(\frac{9,201 \cdot 10^3}{2}\right)^2 + \left(\frac{3,916 \cdot 10^3}{2} - \frac{1,705 \cdot 10^3 \cdot 60/21 \cdot 3,35 \cdot 10^{-1}}{1,52 \cdot 10^{-1} (60/21 + 1)}\right)^2}$$

$$Rr_2 = 4,652 \cdot 10^3 \text{ N (IX.8)}$$

$$Rr_3 = \sqrt{\left(\frac{F_t}{2}\right)^2 + \left(\frac{Fr}{2} + \frac{Fa}{L_2} \cdot \frac{z_2/z_1 \cdot a}{(z_2/z_1 + 1)}\right)^2} \text{ (IX.9)}$$

onde :

Rr_3 → resultante radial no mancal 3 ** (N)

$$Rr_3 = \sqrt{\left(\frac{9,201 \cdot 10^3}{2}\right)^2 + \left(\frac{3,916 \cdot 10^3}{2} + \frac{1,705 \cdot 10^3 \cdot 60/21 \cdot 3,35 \cdot 10^{-1}}{1,52 \cdot 10^{-1} (60/21 + 1)}\right)^2}$$

* mancal 2 : lado oposto à ponta de eixo.

** mancal 3 : lado da ponta de eixo.

$$Rr_3 = 6,512 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{IX.9})$$

$$Ra_2 = \frac{0,5 \cdot Rr_2}{Y} \quad (\text{IX.10})$$

onde:

$Ra_2 \rightarrow$ resultante axial no mancal 2

$$Ra_2 = \frac{0,5 \cdot 4,652 \cdot 10^3}{1,4} \rightarrow Ra_2 = 1,661 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(IX.10)

$$Ra_3 = Fa + \frac{0,5 Rr}{Y} \quad (\text{IX.11})$$

onde :

$Ra_3 \rightarrow$ resultante axial no mancal 3 (N)

$$Ra_3 = 1,705 \cdot 10^3 + \frac{0,5 \cdot 4,652 \cdot 10^3}{14}$$

$$Ra_3 = 3,366 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (\text{IX.11})$$

Obs.: O critério de numeração dos rolamentos está em conformidade com o item X (Ensaio de Redutores) o que o justifica.

• Potência Perdida

• mancal 1:

$$M_L^1 = 0,6964 \text{ N.m} \quad (\text{IV.2})$$

$$M_V^1 = 5,292 \cdot 10^{-1} \text{ N.m.} \quad (\text{IV.8})$$

$$M_f^1 = 0 \text{ N.m} \quad (\text{IV.9})$$

$$M_r^1 = 1,226 \text{ N.m (IV.10)}$$

. mancal 4:

$$M_L^4 = 0,3241 \text{ N.m (IV.2)}$$

$$M_v^4 = 5,292 \cdot 10^{-1} \text{ N.m (IV.8)}$$

$$M_f^4 = 0 \text{ (IV.9)}$$

$$M_r^4 = 8,533 \cdot 10^{-1} \text{ N.m (IV.10)}$$

. mancal 2:

$$M_L^2 = 0,3924 \text{ N.m (IV.2)}$$

$$M_v^2 = 0,8129 \text{ N.m (IV.8)}$$

$$M_f^2 = 0 \text{ (IV.9)}$$

$$M_r^2 = 1,205 \text{ N.m (IV.10)}$$

. mancal 3:

$$M_L^3 = 0,7952 \text{ N.m (IV.2)}$$

$$M_v^3 = 0,8129 \text{ N.m (IV.8)}$$

$$M_f^3 = 0 \text{ (IV.9)}$$

$$M_r^3 = 1,608 \text{ N.m (IV.10)}$$

$$P_{MA} = \sum_{i=1}^{nr} \frac{\pi \cdot n_i \cdot M_R^i}{30} = 1,901 \cdot 10^2 + 1,323 \cdot$$

$$\cdot 10^2 + 6,125 \cdot 10^1 + 8,174 \cdot 10^1$$

$$P_{MA} = 5,364 \cdot 10^2 \text{ W} \quad (\text{IV.11})$$

IX.V. Perda na Vedação

- retentor 1 (eixo de entrada):

$$P_p^1 = 2,293 \cdot 10^2 \text{ W} \quad (\text{V.8})$$

- retentor 2 (eixo de saída) :

$$P_p^2 = 9,767 \cdot 10^1 \text{ W} \quad (\text{V.8})$$

$$P_{ved} = \sum_{i=1}^{nr} P_p^i = 2,293 \cdot 10^2 + 9,767 \cdot 10^1$$

$$P_{ved} = 3,270 \cdot 10^2 \text{ W} \quad (\text{V.9})$$

IX.VI. Perda no Lubrificante

- Profundidade de imersão: Apesar de termos, afirma do que é boa prática utilizarmos a profundidade de imersão, $y = 4 \cdot m_n$, os fabricantes preferiram especificar um nível de óleo a $h = 100 \text{ mm}$ da face de união da carcaça. Assim :

$$y = \frac{da^2}{2} - h \quad (\text{IX.12}) \quad y = \frac{5,1608 \cdot 10^{-1}}{2} - 1,0 \cdot 10^{-1}$$

$$y = 1,580 \cdot 10^{-1} \text{ m} \quad (\text{IX.12})$$

- . Velocidade tangencial :

$$v = 12,82 \text{ m/s} \quad (\text{VII.8})$$

- . Potência Perdida:

$$P_p^1 = 3,621 \cdot 10^2 \text{ W} \quad (\text{VI.1})$$

$$P_{\text{lub}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{engr}}} P_p^i \rightarrow P_{\text{lub}} = 3,621 \cdot 10^2 \text{ W} \quad (\text{VI.4})$$

IX.VII. Perda no Engrenamento

- . Fator de Aplicação:

$$k_A = f.s. \quad (\text{IX.13}) \qquad k_A = 2,5 \quad (\text{IX.13})$$

- . Fator Dinâmico:

$$k_v = 1,1 \quad (\text{VII.2})$$

- . Fator longitudinal de distribuição da carga com relação ao engripamento :

$$K_B^\beta = 1,0 \quad (\text{VII.14})$$

- . Fator transversal de distribuição da carga com relação ao engripamento:

$$K_B^\alpha = 1,368 \quad (\text{VII.7})$$

- . Fator helicoidal de distribuição da carga com relação ao engripamento :

$$K_B^\gamma = 1,20 \quad (\text{fig. VII.5})$$

- Carga específica no dente:

$$W_t = 3,100 \cdot 10^2 \text{ N/mm} \quad (\text{VII.1})$$

- Coeficiente de atrito médio no ponto de trabalho à temperatura de óleo:

$$\mu_{mc} = 4,654 \cdot 10^{-2} \quad (\text{VII.44})$$

- Constante empírica:

$$C_1 = 0,7 \quad (\text{VII.35})$$

- Fator de grau de recobrimento:

$$X_\epsilon = 3,039 \cdot 10^{-1} \quad (\text{VII.36})$$

- Fator térmico instantâneo:

$$X_m = 50 \text{ K} \cdot N^{-3/4} \cdot s^{1/2} \cdot m^{-1/2} \cdot mm \quad (\text{VII.45})$$

- Fator geométrico dos dentes da roda dentada menor:

$$(X_B)_E = 2,818 \cdot 10^{-1} \quad (\text{VII.46})$$

- Fator de rotação:

$$X_Q = 1,0 \quad (\text{VII.48})$$

- Fator de alívio de cabeça:

$$X_{ca} = 1,0 \quad (\text{VII.51})$$

- Fator de lubrificação:

$$X_s = 1,0 \quad (\text{VII.64})$$

- Temperatura de óleo:

$$v_{oil} = 60^\circ\text{C} \quad (\text{VII.34})$$

. Temperatura de massa :

$$v_m = 68,63^\circ\text{C} \quad (\text{VII.33})$$

. Coordenada reduzida no início do engrenamento :

$$\Gamma_A = -4,406 \cdot 10^{-1} \quad (\text{VII.27})$$

. Coordenada reduzida no fim do engrenamento:

$$\Gamma_E = 6,456 \cdot 10^{-1} \quad (\text{VII.28})$$

. Constantes de integração:

$$k_1 = 1,328 \quad (\text{VII.68})$$

$$k_2 = 2,047 \cdot 10^{-1} \quad (\text{VII.69})$$

$$k_3 = 8,003 \quad (\text{VII.70})$$

$$k_4 = 4,949 \quad (\text{VII.71})$$

$$k_5 = 6,048 \cdot 10^4 \quad (\text{VII.72})$$

$$k_6 = 1,506 \quad (\text{VII.73})$$

. Potência Perdida:

$$\frac{P}{p}^1 = 3,482 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (\text{VII.67})$$

$$P_{\text{engr.}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{engr}}} P_p^i \rightarrow P_{\text{engr.}} = 3,482 \cdot 10^3 \text{ W}$$

(VII.74)

IX.VII. Perda na Ventilação

$$P_{\text{vent}} = 0 \quad (\text{VIII.1})$$

IX.IX. Perda por Elementos Externos:

Para esta aplicação específica, como não temos bombas acopladas, ventiladores, ou outros elementos externos, devemos considerar:

$$P_{\text{ext}} = 0$$

IX.X Perda Total do Redutor :

$$\begin{aligned} P_p &= P_{\text{MA}} + P_{\text{ved}} + P_{\text{Lub}} + P_{\text{engr}} + P_{\text{vent}} + P_{\text{ext}} = \\ &= 5,364 \cdot 10^2 + 3,270 \cdot 10^2 + 3,621 \cdot 10^2 + 3,122 \cdot 10^3 + \\ &+ 0 + 0 \end{aligned}$$

$$P_p = 4,707 \cdot 10^3 \text{ W (III.1)}$$

Podemos até determinar o rendimento do redutor:

$$\eta_r = \frac{P - P_p}{P} \quad (\text{IX.14})$$

onde :

η_r rendimento do redutor (-)

$$\eta_r = \frac{1,18 \cdot 10^5 - 4,707 \cdot 10^3}{1,18 \cdot 10^5} \rightarrow \eta_r = 9,601 \cdot 10^{-1}$$

(IX.14)

IX.XI. Conclusão

Este ítem foi muito importante, pois pudemos quantificar os modelos feitos anteriormente, para uma aplicação prática e existente. Foi possível verificar a influência de cada parcela identificável e constatar suas ordens de grandeza. Ficou claro que o maior responsável pelas perdas, foi o engrenamento (cerca de 10 vezes mais que qualquer outra parceria), sendo esta uma consideração que já esperávamos e válida para os redutores em geral.

Resta-nos agora, fazer uma comparação deste "resultado teórico", com uma medição "real" da potência perdida, e é o que apresentaremos no ítem que se segue.

IX.XII. Bibliografia

- . SKF - "Catálogo Geral" - Catálogo 3200 PB - reg. 47.10.000 - 1985 - 06
- . Norma DIN 3962
- . Notas de Aula do curso: "Elementos do Construção de Máquinas V" - 2º Sem. 1986.



X. VERIFICAÇÃO EXPERIMENTALX.I. Lista de Símbolos *

- M_E → torque no eixo de entrada do redutor (N.m) .
- M_S → torque no eixo de saída do redutor (N.m) .
- n_E → rotação do eixo de entrada do redutor .
(min⁻¹)
- n_S → rotação do eixo de saída do redutor (min⁻¹) .
- T_A → temperatura ambiente (°C) .
- T_i → temperatura do mancal genérico "i" (°C) .
- η_r → rendimento do redutor calculado com torques e rotações medidos (-) .
- $\bar{\eta}_r$ → valor médio do rendimento do redutor calculado com torques e rotações medidos (-) .
- ΔP_p → desvio porcentual na potência perdida do redutor (%) .
- $\Delta \eta_r$ → desvio porcentual no rendimento do redutor (%) .

* Só serão registrados os símbolos não presentes em outros ítems.

X.II. Introdução

Este item é um relato de uma medição de rendimento mecânico de duas unidades redutoras idênticas. Mais especificamente trata-se do projeto quantificado teóricamente no item anterior.

Desejamos com este, comparar os resultados teóricos e experimentais, com o intuito de avaliar o método desenvolvido nos itens anteriores e justificar as possíveis falhas nele existentes.

X.III. Instalação Laboratorial

Para realizar o ensaio contamos com uma bancada de testes conforme o esquema da figura X.1. Além do que nela é exposto, contamos com um painel de controle, pelo qual é possível controlarmos o ponto de funcionamento do teste (torque e rotação) e efetuarmos a leitura dos instrumentos.

Se nos reportarmos a fig. X.1 é fácil verificar que temos dois redutores idênticos, mas que mede-se o rendimento de apenas um deles e ainda que o outro funciona como ampliador. Isto é necessário para o bom funcionamento do freio de Prony (15), pois para baixas rotações o perigo de travamento neste é grande.

X.IV. Procedimento de Ensaio

O ensaio será dividido em duas fases distintas, denominadas:

- fase 1 : amaciamento

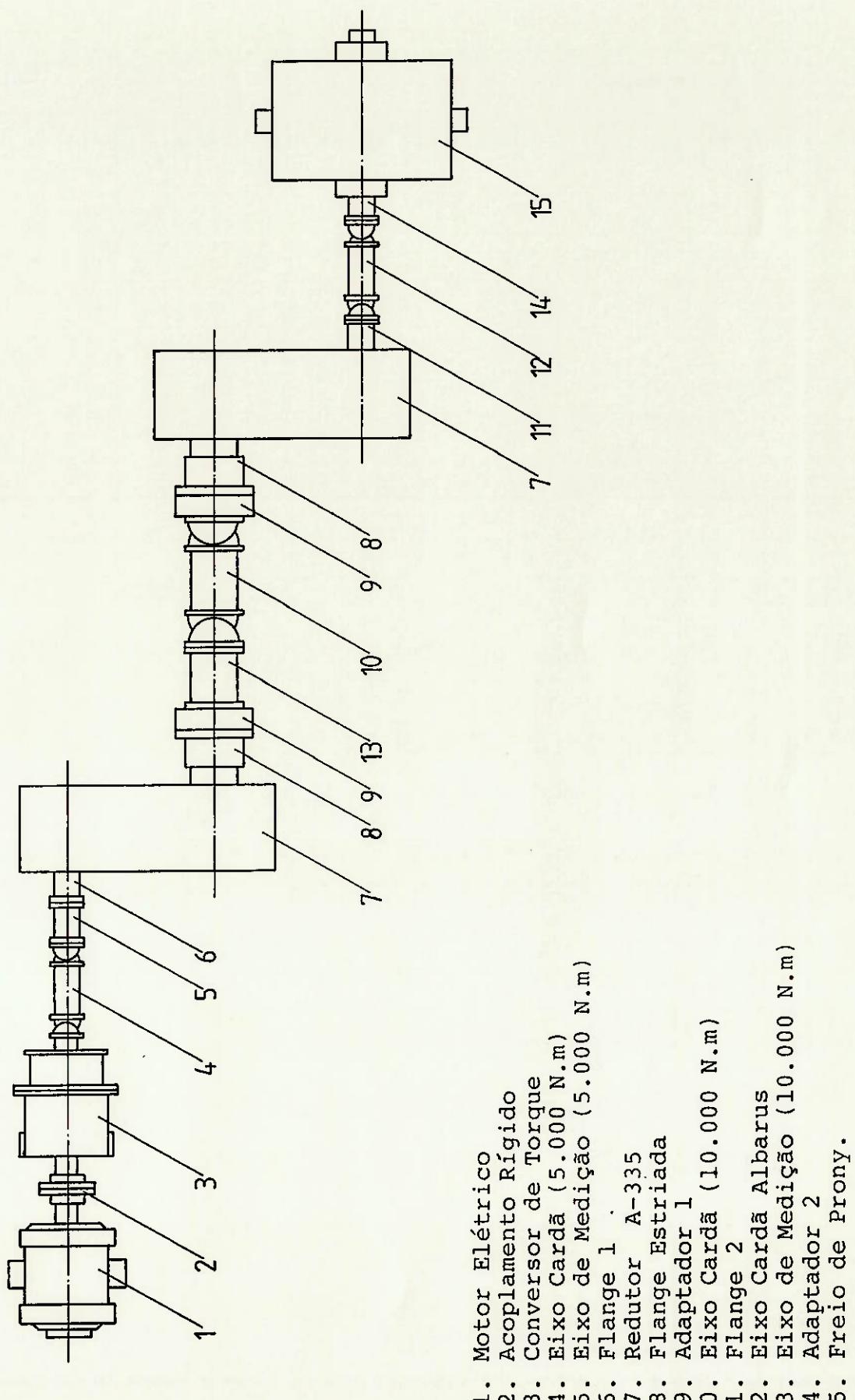


Fig. X.1 : Instalação Laboratorial.

- fase 2 : carga.

X.IV.I. Amaciamento

Como o próprio nome sugere esta fase tem por objetivo acomodar o redutor (deformações, folgas, etc.) para prepará-lo ao regime de carga. Para esta fase foram previstas as seguintes etapas:

- . verificar a aferição dos instrumentos
- . conferir o aperto dos parafusos entre os elementos mecânicos e parafusos de fixação da estrutura da bancada.
- . "acionar" a bancada
- . acelerar o conjunto gradativamente até que se obtenha uma rotação intermediária: $n_1 = 9,0 \cdot 10^2 \text{ min}^{-1}$ (aproximadamente igual à média artimética entre as rotações mínima e máxima).
- . manter o conjunto nesta condição por um tempo máximo de 24 h , ou até que tenhamos uma condição de estabilidade atingida.
- . medir e registrar as temperaturas dos mancais de ambos os redutores em intervalos de 15 minutos, para avaliar suas magnitudes e possíveis diferenças.

X.IV.II. Garga

Esta fase visa efetivamente avaliar o rendimento (ou potência perdida) do redutor en-

tre eixos de medição sendo que foram previstas as seguintes etapas:

- verificar a aferição dos instrumentos.
- conferir o aperto dos parafusos entre os elementos mecânicos e parafusos de fixação da estrutura da bancada.
- "acionar" a bancada.
- acelerar o conjunto gradativamente .até que se obtenha o binômio :

$$n_1 = 1,481 \cdot 10^3 \text{ min}^{-1}$$

$T_1 = 7,616 \cdot 10^2 \text{ N.m}$, pois sabe-se que este é o ponto crítico de funcionamento, no que se refere às perdas.

- manter o conjunto nesta condição por um tempo mínimo que permita tomarmos valores suficientes e representativos, mas que não ultrapasse os limites de temperatura permissíveis ao equipamento, uma vez que esta não é sua condição de projeto.
- medir e registrar em intervalos de tempo de 15 minutos as seguintes grandezas:

- .. torque no eixo de entrada (M_E).
- .. rotação de entrada (n_E).
- .. temperatura ambiente (T_A).
- .. temperaturas dos mancais de ambos os redutores (T_1, T_2, T_3, T_4).
- .. torque no eixo de saída (M_s).
- .. rotação de saída (n_s).

X.V. Montagem da Bancada

Antes de efetuarmos o ensaio, foi necessário montarmos a bancada esquematizada na fig. X.1.

A bancada de ensaio utilizada, já possuia acoplados' motor e conversor de torque. Os demais componentes, tiveram que ser montados e alinhados, e ainda as peças denominadas genericamente de adaptadores ou flanges tiveram que ser projetadas e fabricadas. No Anexo 1 encontramos tais desenhos de fabricação.

Alguma dificuldade foi encontrada no alinhamento dos eixos e ajustes de peças, mas concluímos o trabalho em apenas dois dias.

Durante a montagem houve grande preocupação com a estabilidade da estrutura (previsão de vibrações) pois havia um comprimento grande de eixo apoiado nas pontas de eixo de saída dos redutores.

Preocupações com o balanceamento de massas, também foram levadas em consideração, como: a escolha de parafusos, porcas e arruelas idênticas nas junções axiais efetuadas; a seleção de ajustes precisos entre as peças, etc.

Com isso, julgamos que dentro de nossas limitações' estávamos próximos de uma condição ideal de funcionamento, a qual não falcea-se os resultados a obter. A título de ilustração, mostramos no anexo 3 algumas fotos das instalação, ilustrando o equipamento utilizado.

X.VI. Resultados Obtidos

Os resultados obtidos encontram-se no Anexo 2 em protocolos de ensaio apenas para a fase de carga, pois a fase de amaciamento não tem interesse direto ao mérito do trabalho. Nos protocolos de ensaio identifica-se:

- Redutor 1 → ampliador de velocidades
- Redutor 2 → redutor entre eixos de medição
- η_r → rendimento do redutor calculado com os torques e rotações medidas.

Além dos resultados quantitativos, outros são descritos no que segue:

- Não foram verificados quaisquer problemas de vibrações ou ruídos durante o teste.
- Foi verificado vazamento dos retentores, mas com uma acentuada diferença do redutor 1 para o redutor 2 (no redutor 2 o vazamento foi muito maior).
- As maiores temperaturas foram registradas no eixo de entrada dos redutores, mais especificamente no ponto 4. As menores temperaturas: no ponto 1 para o redutor 1 e no ponto 2 para o redutor 2.
- Apesar de terem um crescimento semelhante, verificamos menores temperaturas para o redutor 2 que para o redutor 1.

X.VII. Análise dos Resultados

- A ausência de vibrações acentuadas mostra que nessa faixa de rotações não há modos críticos, ape-

sar dos vários graus de liberdade do sistema e do grande peso sobre as pontas de eixo de saída.

- O vazamento dos retentores tem como razão a má qualidade dos mesmos. A sensível diferença de um redutor para o outro é consequência do sentido de rotação : para o redutor 2 temos um efeito negativo do ângulo de hélice do engrenamento que "bombeia" óleo em direção aos retentores, facilitando o vazamento.
- As discrepâncias nas temperaturas para os eixos de entrada e saída revelam, o já esperado fato destas dependerem mais de velocidades do que cargas.
- A diferença entre as temperaturas dos redutores , mostra o efeito benéfico da folga axial para rolagamento cônicos, uma vez que esta era maior para o redutor 2.

X.VIII. Fontes de Erro

São várias as fontes de erro num ensaio como este , porém podemos citar as mais importantes :

- Erro de medida : Tendo em vista a precisão dos instrumentos e o fato da grandeza a ser analisada ser uma consequência de operações aritméticas entre as várias medidas, o erro individual se propaga influindo significativamente nos resultados.

- . Erro de leitura : Este erro é consequência do fato de não ser possível obtermos todas as medidas ao mesmo tempo havendo um intervalo físico e real de alguns instantes, o que aliado às variações inevitáveis do ponto de funcionamento (torque x rotação) fatalmente incide nos resultados.
- . Instalação laboratorial : A bancada montada conforme esquema da figura X.1 adiciona uma carga às pontas de eixo que não foi prevista pelo projeto, o que também deve incidir nos resultados.

X.IX Comparação dos Resultados

Se reportamos-nos ao Anexo 2, verificamos que no protocolo de ensaio do redutor 2, em sua última coluna, encontram-se os rendimentos des redutor calculados conforme abaixo:

$$\eta_r = \frac{M_s \cdot n_s}{M_E \cdot n_E} \quad (X.1)$$

O valor médio desta grandeza, com desvio padrão calculado entre os dados desta coluna é :

$$\bar{\eta}_r = 9,410 \cdot 10^{-1} \pm 1,128 \cdot 10^{-2}$$

O valor encontrado pelo item anterior (calculo teórico) foi :

$$\eta_r^t = 9,601 \cdot 10^{-1}$$

O desvio porcentual entre valores é dado pela expressão abaixo :

$$\Delta\eta_r = \frac{|\bar{\eta}_r - \eta_r^t|}{\bar{\eta}_r} \cdot 100 \quad (\text{X.2})$$

onde :

$\Delta\eta_r$ → desvio porcentual do rendimento do redutor (%).

Se substituirmos os valores de η_r^t e $\bar{\eta}_r$, teremos:

$$\Delta\eta_r = 2,020 \% \quad (\text{X.2})$$

Este resultado é bastante razoável e esperado, uma vez que o carregamento adicional na ponta de eixo de saída, existente no ensaio, não foi computado no cálculo teórico. Este carregamento influí diretamente nas seguintes grandezas.

- . Perda no Engrenamento (Pengr.) : estimamos o fator longitudinal de distribuição da carga ($k_b \beta$) como unitário e devido às deformações dos eixos pelo carregamento este fator deve, em realidade, ser superior à unidade.

- Perda nos Mancais (P_{MA}) : o carregamento adicional altera as parcelas de carga (M_L) de todos os mancais o que também faz peso nesta diferença:

Além deste fato, também estimamos a temperatura do óleo lubrificante (v_{oil}) em 60°C quando em verdade este valor também no ensaio foi superior, devido ao regime de carga não ser o de projeto (trabalhamos com a rotação máxima). Esta diferença também influí diretamente na parcela de perda no engrenamento (alterando a temperatura de massa) e na perda nos mancais nas parcelas viscosas (M_V).

Se analisarmos a potência perdida para o ensaio:

$$P_p = P (1 - \bar{\eta}_r) \quad (X.3)$$

$$P_p = 1,18 \cdot 10^5 (1 - 9,410 \cdot 10^{-1})$$

$$P_p = 6,962 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (X.3)$$

O valor obtido no cálculo teórico foi :

$$P_p^t = 4,707 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Sendo assim podemos calcular o desvio porcentual conforme abaixo :

$$\Delta P_p = \frac{|P_p - P_p^t|}{P_p} \cdot 100 \quad (X.4)$$

onde :

$\Delta P_p \rightarrow$ desvio porcentual na potência perdida do redutor (%)

Com os valores acima, temos:

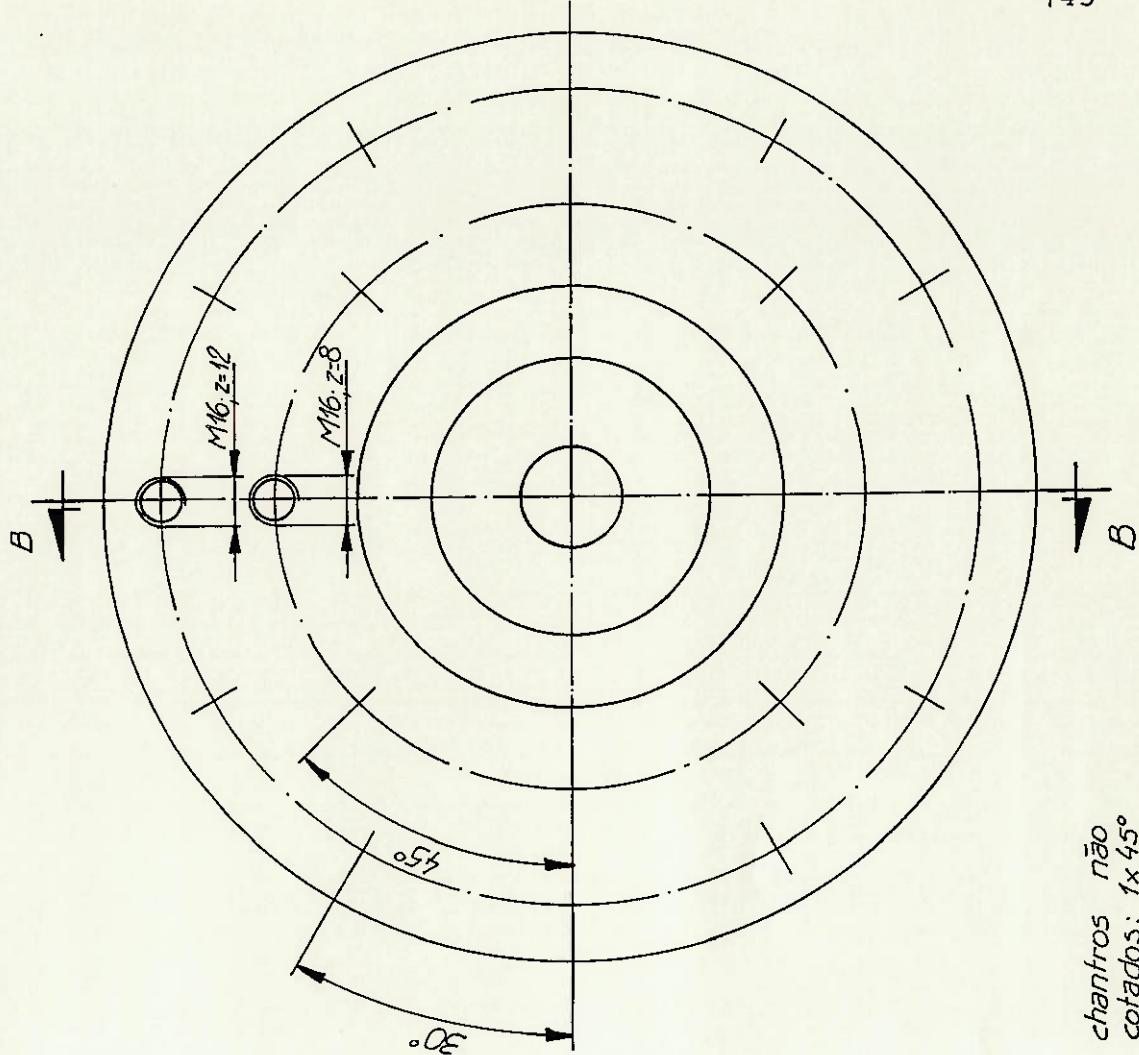
$$P_p = 32,39\% \quad (\text{X.4})$$

Nesta grandeza as diferenças obtidas são muito maiores, mas tendo em vista as fontes de erro descritas anteriormente, as diferenças no regime de carga citadas acima e a fragilidade de cálculo de P_p em função de $\bar{\eta}_r$ (X.3) julgamos o procedimento proposto pelo trabalho como aceitável e nossa avaliação final é positiva.

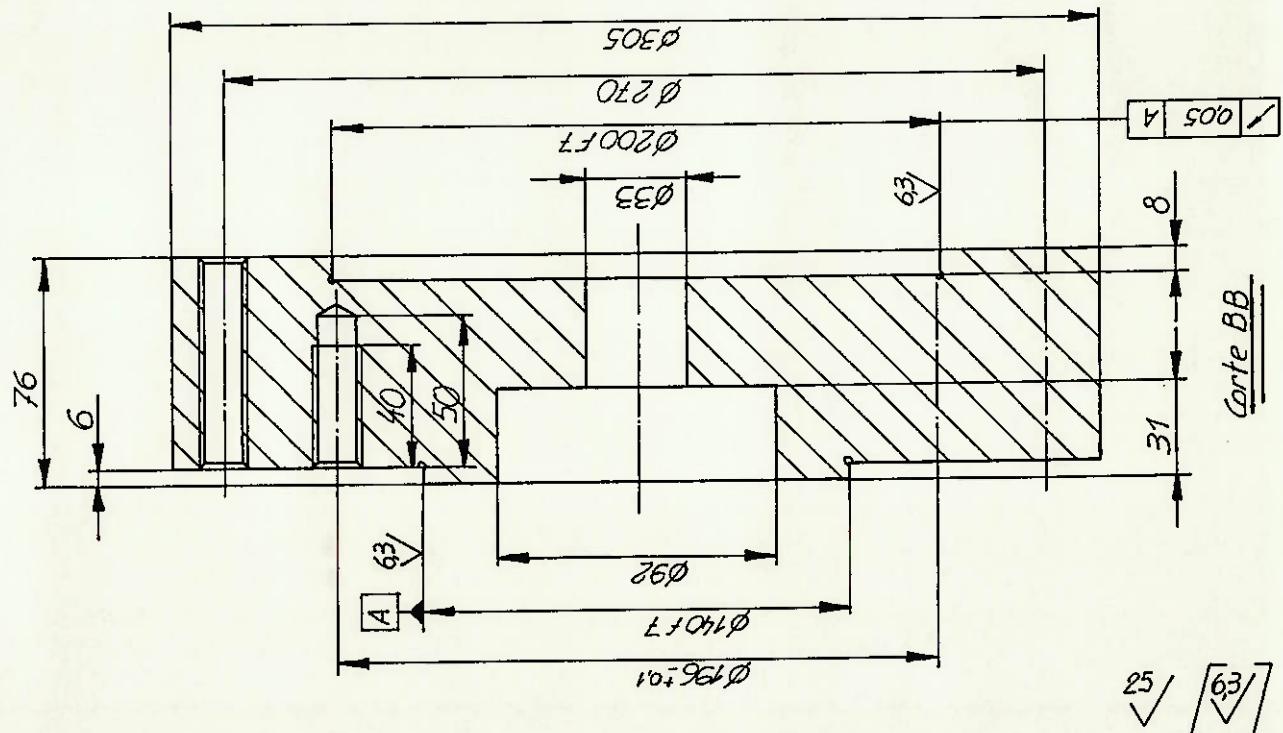


Anexo 1

Desenhos: Adaptadores e Flanges



chamfers não
cortados: 1x 45°
raios não
cortados: R1



25 / [6,3]

PMC

Escola Politécnica

escala

1:2,5

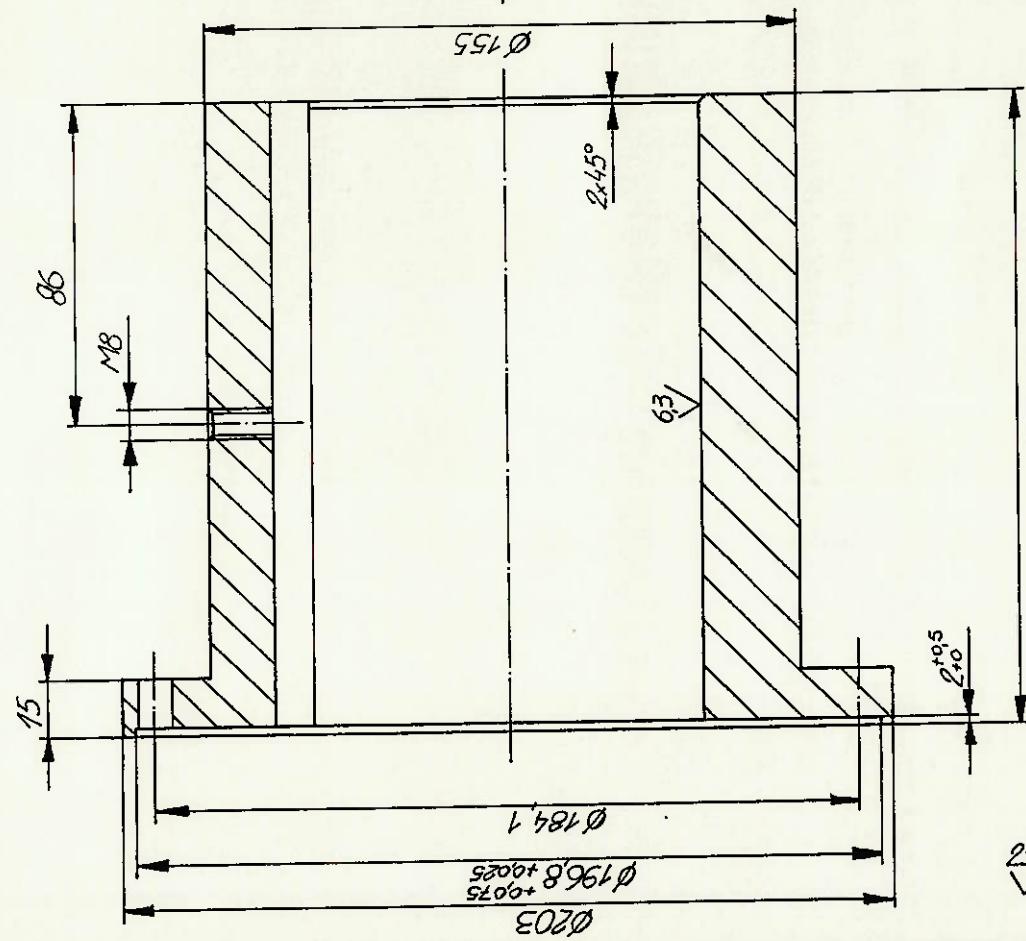
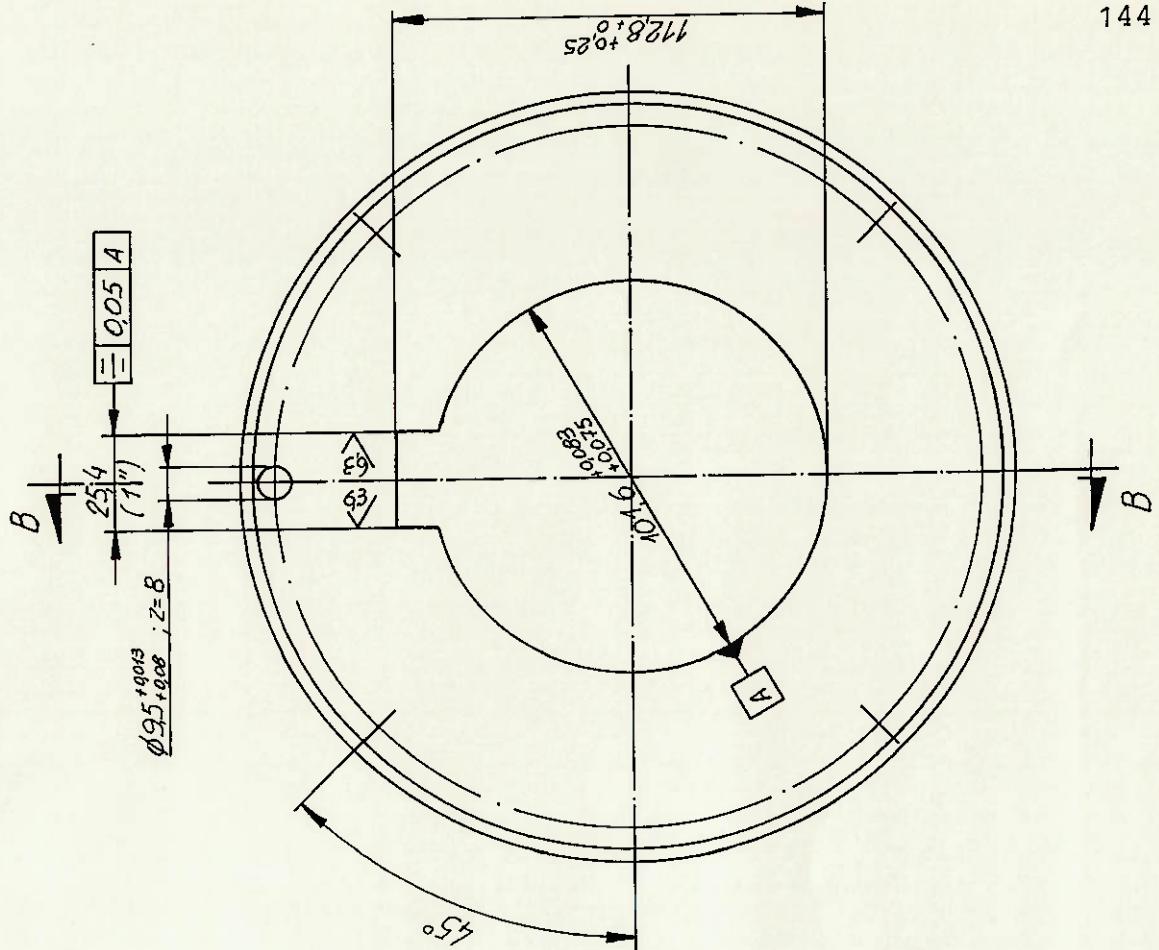
data: 12/08/87

des.: Vagner

mat.: SAE 1045

massa: 40 kg

Adaptador 1



Corte BB

$\checkmark 25/63$

PMC

Escola Politécnica

escala

data: 12/08/87

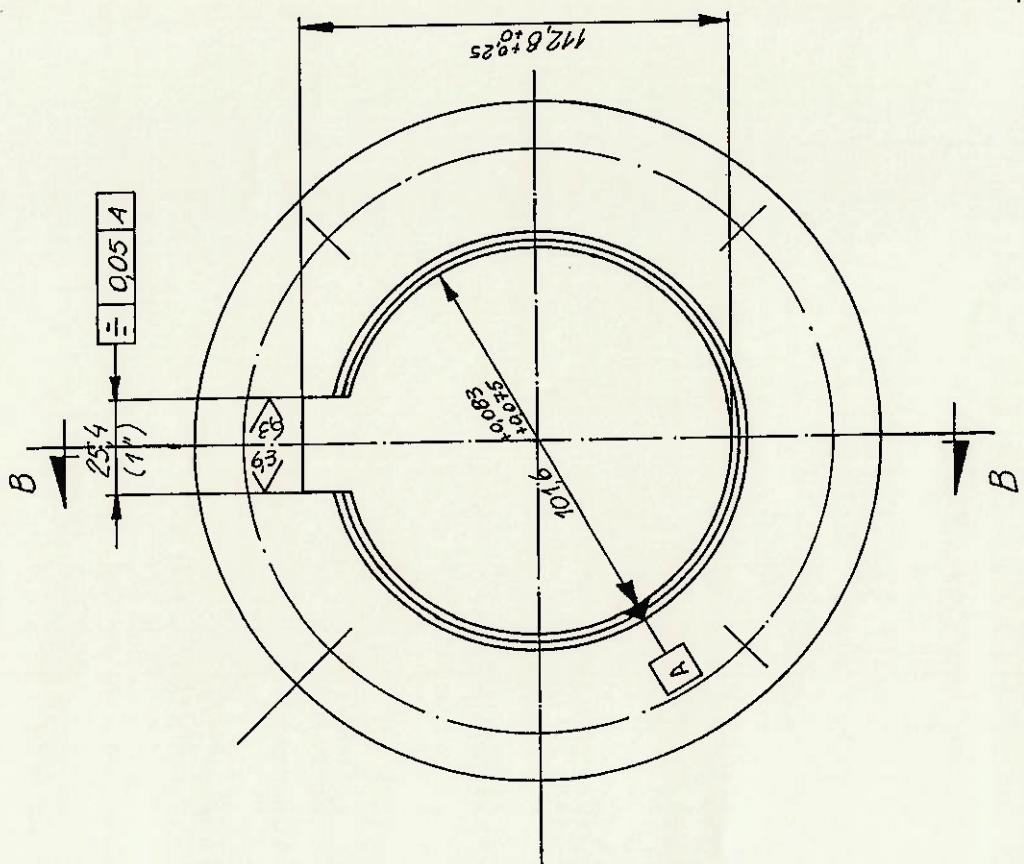
mat.: SAE 1045

1:2

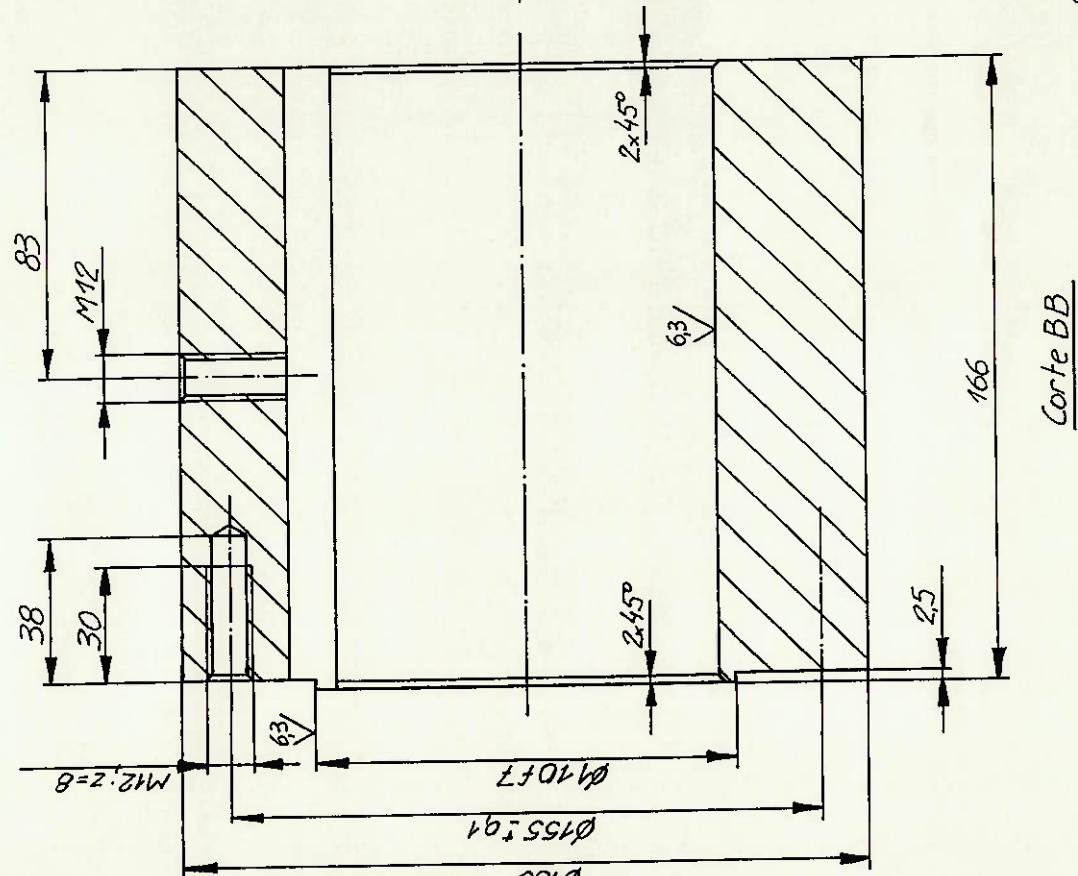
des.: Wagner

massa: 15 kg

Flange 2



chanfros não
cortados: 1x45°
raios não
cortados: R1



Corte BB

$$\sqrt{25} \left[\sqrt{6,3} \right]$$

PMC

Escola Politécnica

escala

data: 12/08/87

mat.: SAE 1045

1:2

des.: Wagner

massa: 22 kg

Flange 1



Anexo 2

Protocolos de Ensaio

PROTÓCOLO DE ENSAIOS PARA REDUTOR
GEAR TEST RECORD

FOLHA Nº
SHEET NO.

1

REDUTOR N.º
GEAR N.º

CLIENTE

A 335

MARCA DO ÓLEO
OIL BRAND

AntiClub

n₁: 340 ° 14:00

n₂: 111,53 485,2

REDUTOR - GEAR UNIT

VOLUME DE ÓLEO
DIL FILLING

min.⁻¹ 16,5L

min.⁻¹ SENTIDO DE ROTAÇÃO - EIXO DE SAÍDA
DIRECTION OF ROTATION - OUTGOING SHAFT

HORÁRIO

DATA DA MARCHA
TEST DATE

25/08/87

14:00

W.D. No.

REGISTRO N.º
POSITION N.º

—

TIPO
TYPE

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

VISCOSIDADE
VISCOSEITY

220 cSt (T=40°C)

min.⁻¹

111,53 485,2

min.⁻¹

SENTEIDO DE ROTACAO - EIXO DE SAIDA
DIRECTION OF ROTATION - OUTGOING SHAFT

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

—

TEMPERATURA EM °C -
TEMPERATURE DEGRÉE CELSIUS

MANCAIS - BEARING

ÓLEO - OIL

VAZÃO
FLOW

ÓLEO / OIL

L./min.

TEMP. °C
TEMP. DEGREE CELSIUS

AGUA - WATER

L./min.

TEMP. °C
TEMP. DEGREE CELSIUS

ESTANQUEIDADE
TIGHTNESS

COMPRIMENTO DA VARETA
LENGTH OF THE ROD

IMPRESSÃO VISUAL DO DENTE
IMPRESSION VISUAL OF THE GEAR TOOTH

CONTROLE DE RUÍDOS
NOISE CONTROL

CONTROLE DE VIBRAÇÕES
VIBRATIONS CONTROL

OUTRAS VERIFICAÇÕES
OTHERS VERIFICATIONS

ACIONAMENTO
DRIVE

TEMPO
TIME

HORAS
HOUR

MINUTOS
MIN.

SEGUNDOS
SECS.

ACELERAÇÃO
ACCELERATION

DECELERAÇÃO
DECCELERATION

PARADA
STOP

RESTART
RESTART

ACELERAÇÃO
ACCELERATION

DECELERAÇÃO
DECCELERATION

PARADA
STOP

PROTÓCOLO DE ENSAIOS PARA REDUTORES
GEAR TEST RECORD

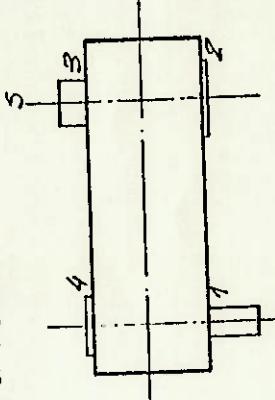
SHEET NO. 2 /

CLIENTE	Kw	n ₁ :	305	n ₂ :	1115 & 485,2	L.P. N° W.D. N°	REGISTRO N° GROUP N°	TIPO POSITION N° TYPE	HORÁRIO	
									SENTIDO DE ROTAÇÃO - EIXO DE SAÍDA DIRECTION OF ROTATION - OUTGOING SHAFT	ANTI-HORÁRIO

TEMPO TIME	N.E HORAS HOUR.	AÇIONAMENTO DRIVE	REDUTOR - GEAR UNIT										TEMPERATURA EM °C - TEMPERATURE DEGREE CELSIUS				MANCAIS - BEARING				ÓLEO - OIL		VAZÃO FLOW	PRESSÃO PRESSURE	TEMP. °C TEMP. DEGRE DE CELSIUS ÁGUA - WATER
			TEMPERATURA EM °C - TEMPERATURE DEGREE CELSIUS				MANCAIS - BEARING				ÓLEO - OIL		T _E	T _S	Δ T	ÓLEO / OIL L/min.	QLEO / OIL L/min.	M _s	n _s min. ⁻¹	FREIO BRAKE	TROÇ. DE CALOR COOLER	n _r (-)			
	N.m	Amb. T _A	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T _E	T _S	Δ T	ÓLEO / OIL L/min.	QLEO / OIL L/min.	M _s	n _s min. ⁻¹	FREIO BRAKE	TROÇ. DE CALOR COOLER	n _r (-)			
13:50	0	0	23	20	20	20													0	0			0,920		
14:05	250	1540	25	48	35	41	56												2170	493			0,950		
14:20	750	1501	25	59	51	57	67												2130	483			0,928		
14:35	750	1478	25	69	65	70	77												2170	485			0,950		
14:50	250	1478	25	76	74	78	84												2110	487			0,948		
15:05	730	1485	27	85	82	87	93												2170	488			0,949		
15:20	750	1488	26	92	89	93	98												2150	489			0,940		
15:35	750	1492	25	95	92	96	103												2160	488			0,943		
15:50	750	1490	27	101	99	103	106																		

1 - LUBRIFICAÇÃO • LUBRIFICATION		2 - ESTANQUEIDADE • OILTIGHT		3 - COMPRIMENTO DA VARETA • LENGTH OF THE ROD		4 - IMPRESSÃO VISUAL DO DENTE - IMPRESSION VISUAL OF THE GEAR TOOTH		5 - CONTROLE DE RUÍDOS - NOISE CONTROL		6 - CONTROLE DE VIBRAÇÕES - VIBRATIONS CONTROL		7 - OUTRAS VERIFICAÇÕES • OTHERS INSPECTIONS		8 - DATA DATA		VISTO SIGNED		INSPECTOR INSPECTOR		DISTRIBUIÇÃO DISTRIBUT.	
25/08/87	Vagner - Walter																				(15:45)

CONFIGURAÇÃO DO REDUTOR
CONFIGURATION OF THE GEAR



- sem calhas
- nível de óleo f=100 mm
- sentido de rotação em confor-
- midade com projeto
- óleo 150 VG 220
- folgas nos rolamentos: 20. 40 mm²
- recém - ajustada
- vazamento no retenor 1 (14.30)
- empenamento na tampa acústica



Anexo 3

Fotos da Instalação

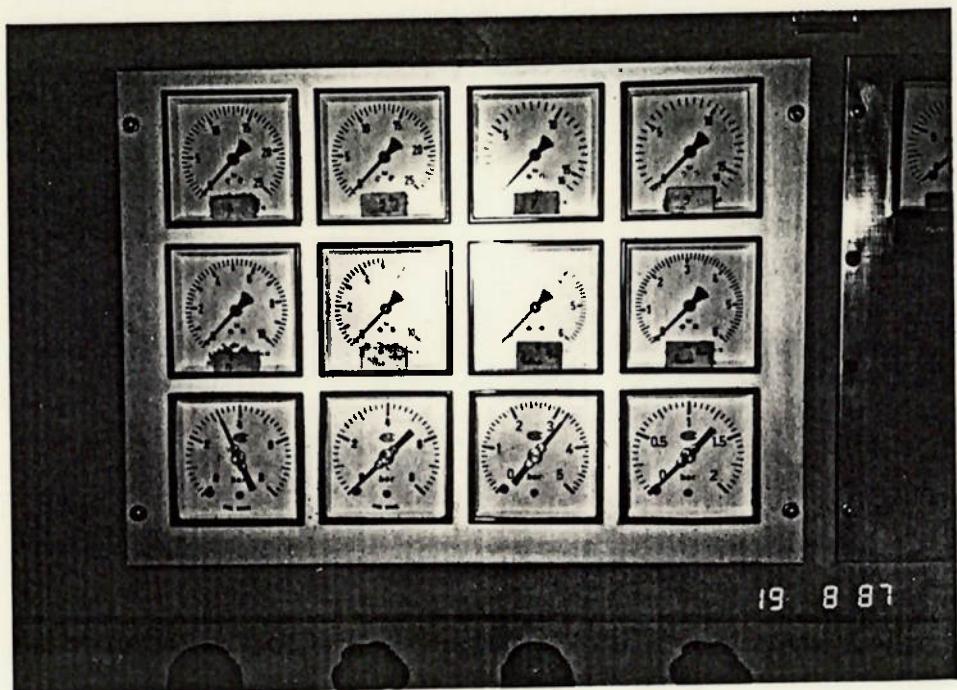


Foto 1 : Indicadores de pressão (conversor de torque e freio de Prony).

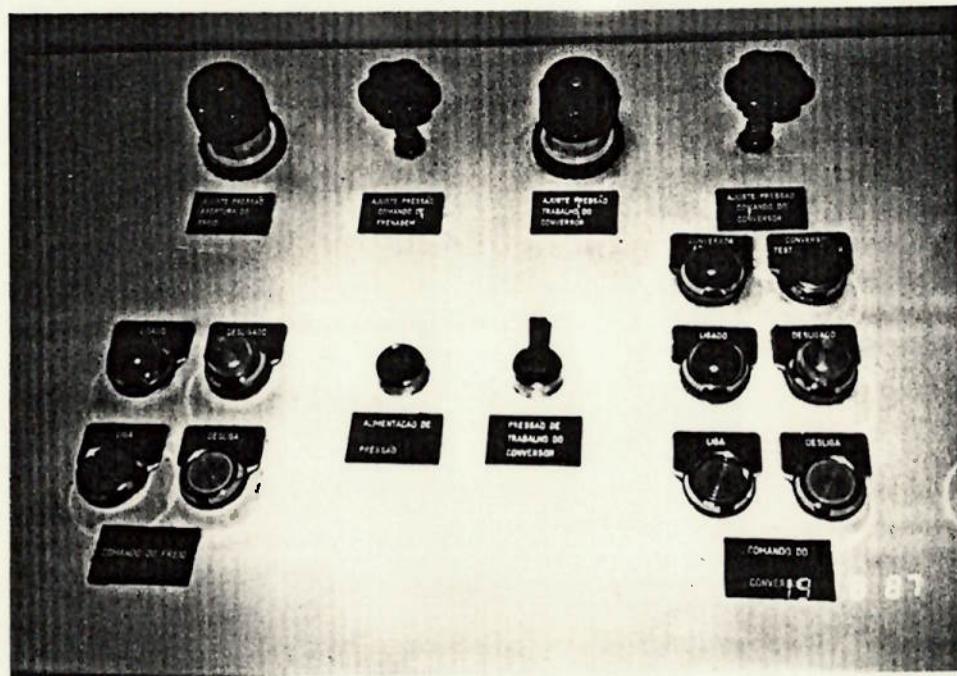


Foto 2 : Controles de pressão e acionamento.

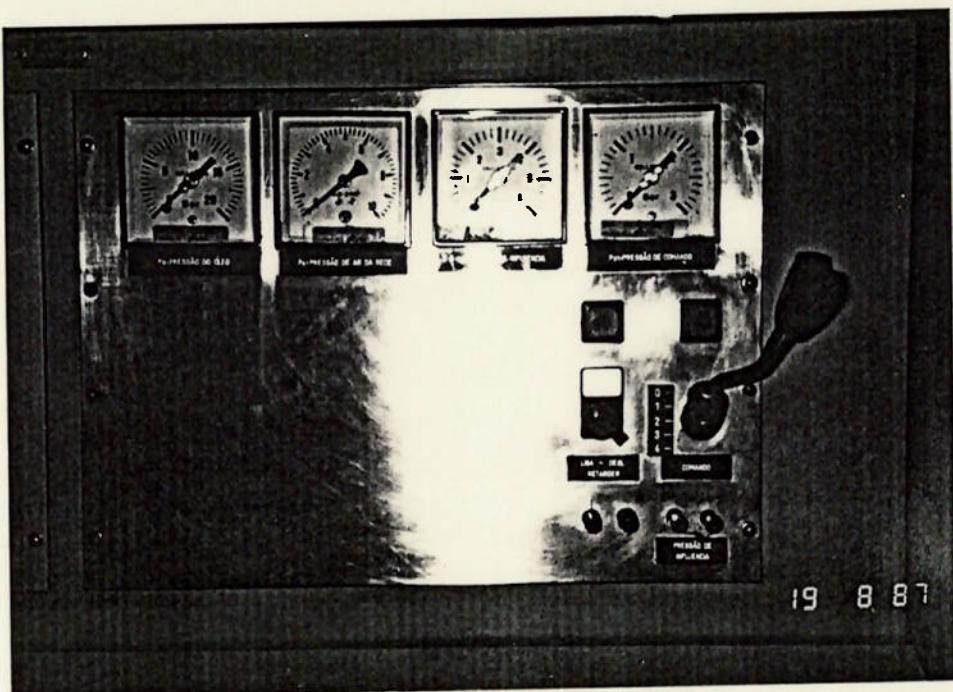


Foto 3 : Indicadores de pressão e alavanca de comando da rede.

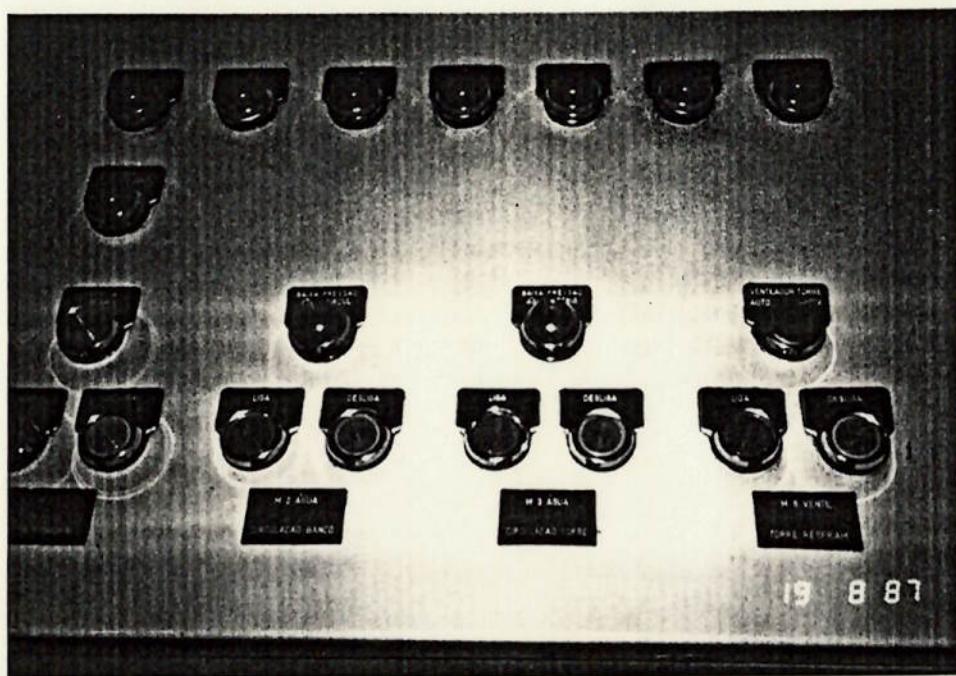


Foto 4 : Controles de acionamento do sistema de refrigeração.

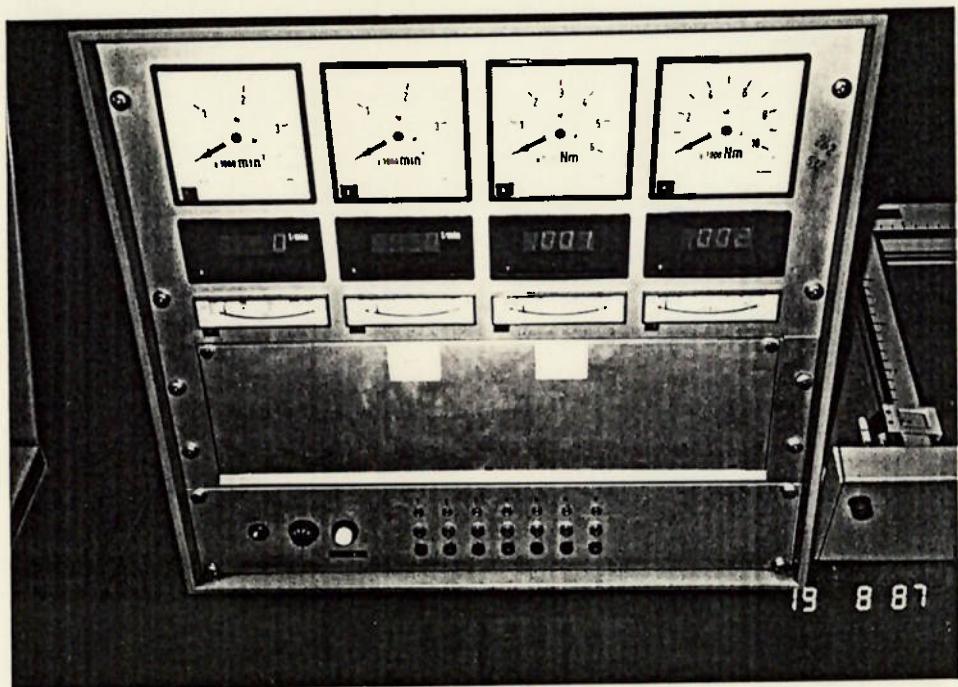


Foto 5 : Indicadores de torque e rotação.

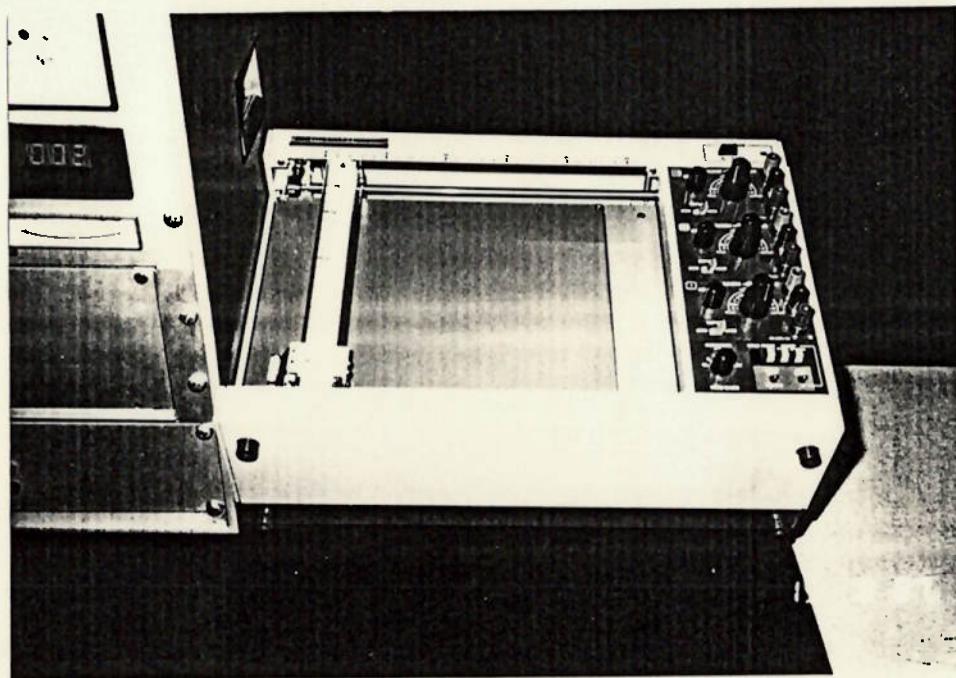


Foto 6: Plotter gráfico.

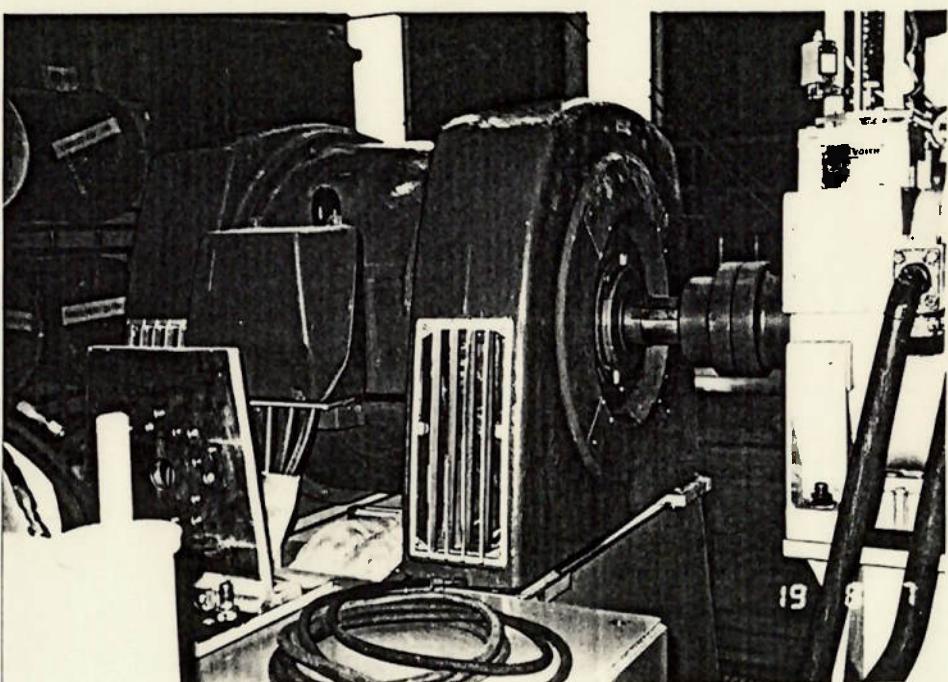


Foto 7 : Motor elétrico (1); Acoplamento rígido (2).

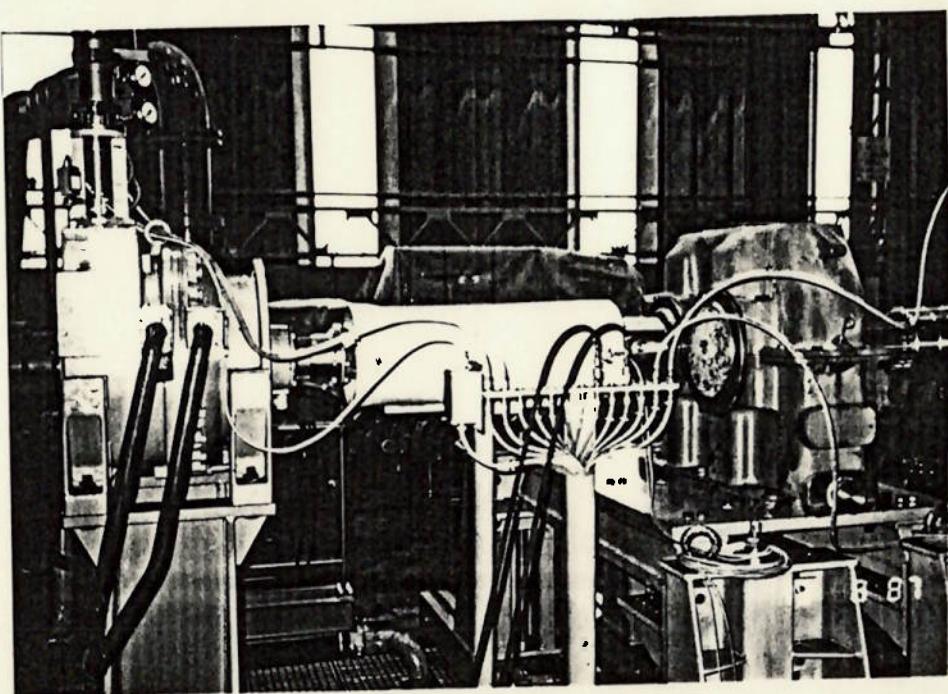


Foto 8 : Conversor de torque (3); Eixo Cardã (4); Eixo de medição (5); Flange 1 (6) ; Redutor 2 A-335 (7).

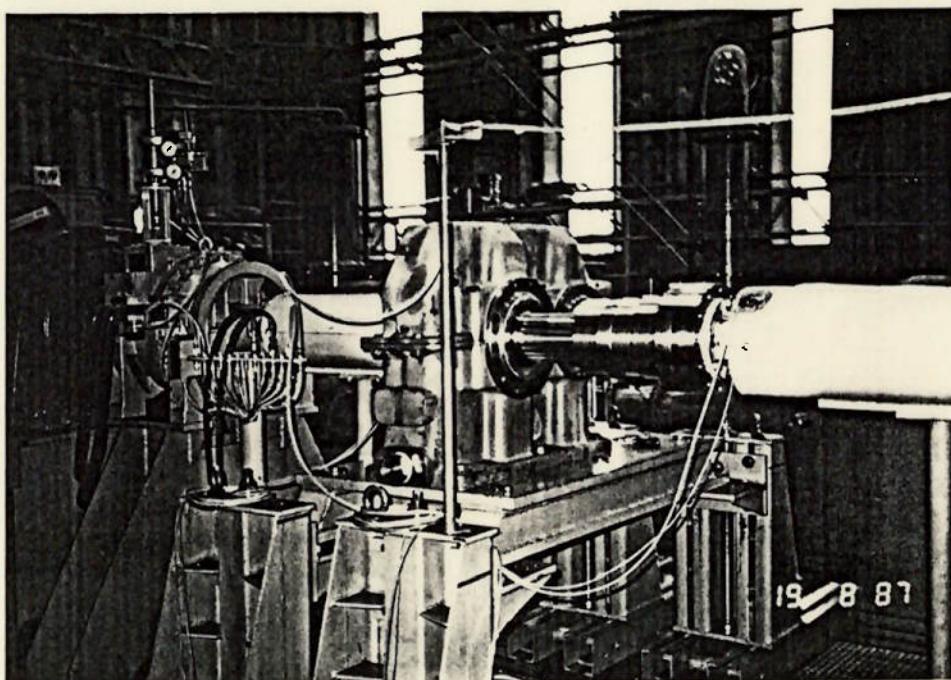


Foto 9 : Redutor 2 A-335 (7); Flange estriada (8); Adaptador 1 (9); Eixo de medição (10).

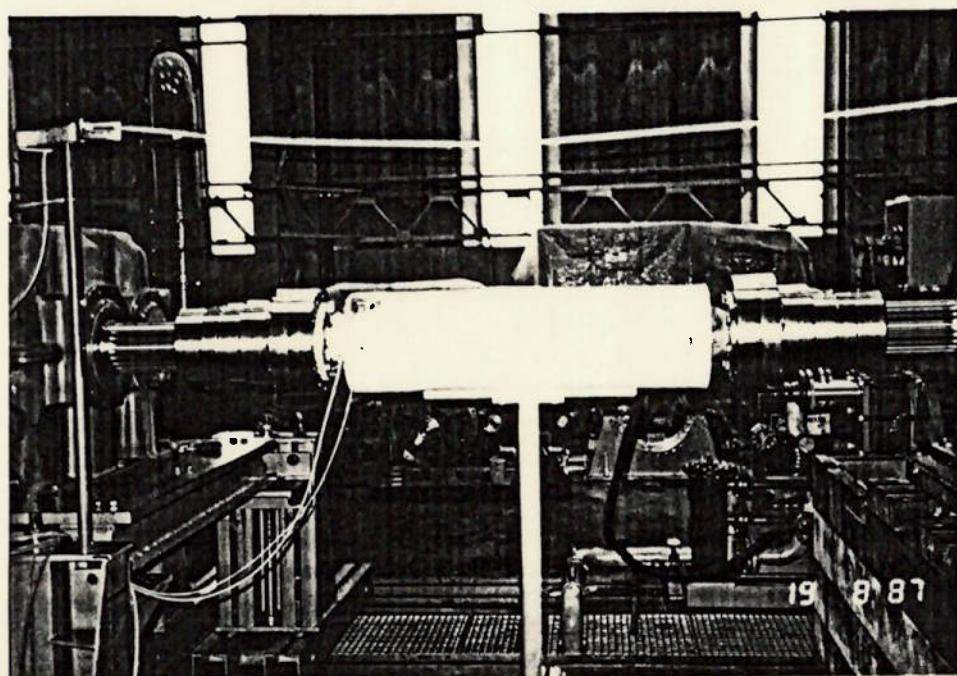


Foto 10 : Flange estriada (8); Adaptador 1 (9); Eixo de medição (10); Eixo Cardã (11); Adaptador 1 (9); Flange estriada (8).

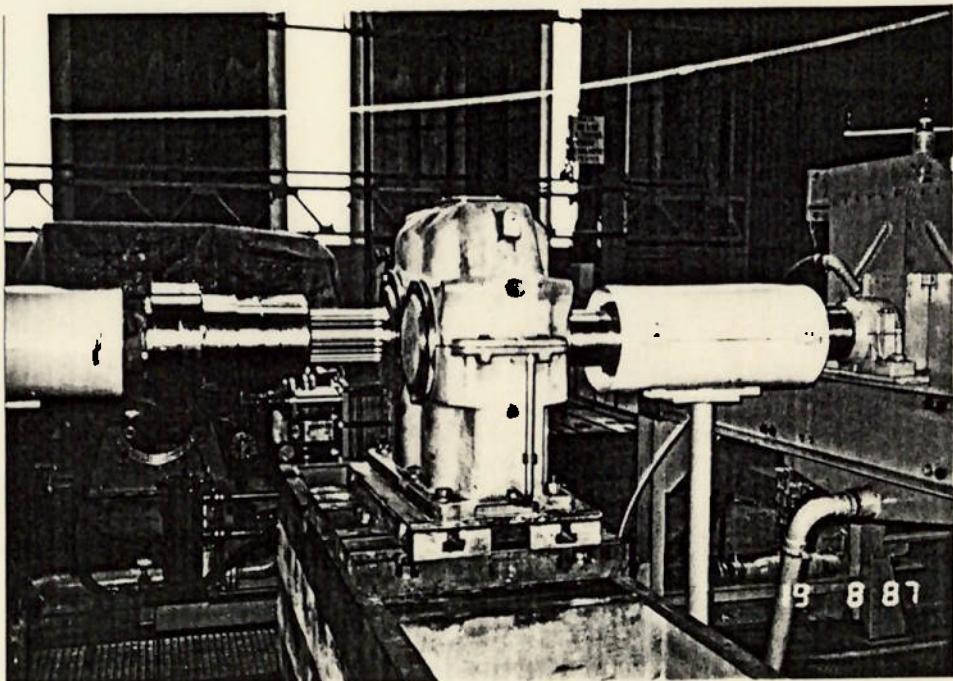


Foto 11 : Redutor 1 A335 (7); Flange 2 (12); Eixo Cardã Albarus (13).

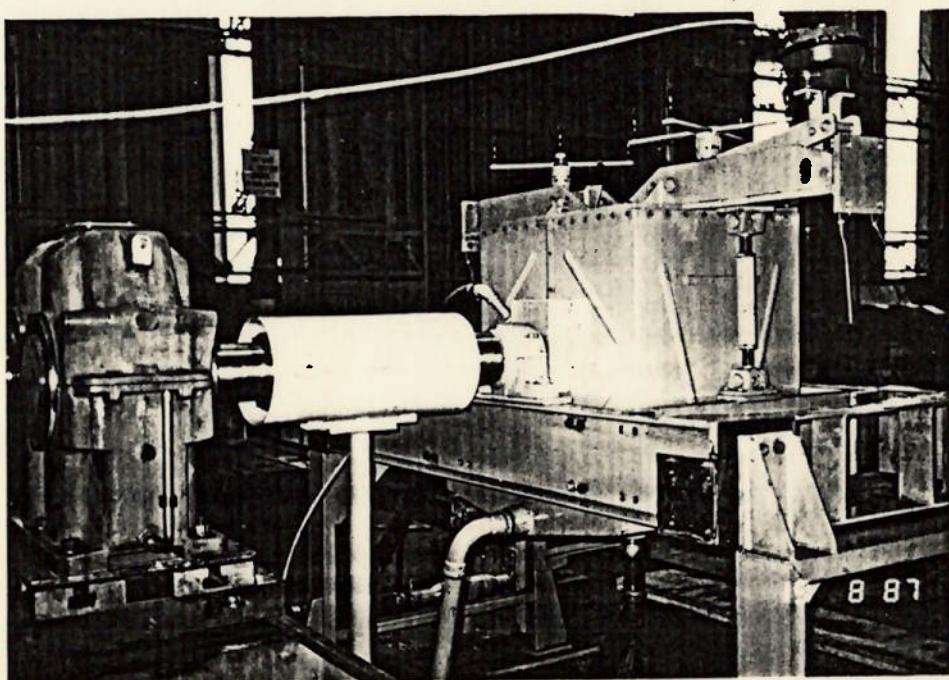


Foto 12 : Flange 2 (12); Eixo Cardã Albarus (13); Adaptador 2 (14);
Freio de Prony (15).

Anexo 4

Desenhos Redutor A335

