



Universidade do Porto

Faculdade de Engenharia

FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

**Análise de Desempenho e Relação Custo vs Qualidade entre
Redutores Sem-Fim/Roda de Coroa**

UG REIMAN

Jorge Manuel Fragoeiro Carboila

Relatório de Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. Dr. Jorge Seabra

Orientador na REIMAN: Eng. Júlio Rei

Agosto de 2012

*I have only just a minute,
Only sixty seconds in it.
Forced upon me, can't refuse it.
Didn't seek it, didn't choose it.
But it's up to me
to use it.
I must suffer if I lose it.
Give account if I abuse it.
Just a tiny little minute,
but eternity is in it.*

(Autor Desconhecido)

Resumo

Os sistemas de transmissão mecânica por engrenagens são utilizados intensivamente na indústria para modificar as características mecânicas da energia disponibilizada por máquinas motrizes, como motores eléctricos.

A utilização de redutores sem-fim/roda-de-coroa permite, de forma simples e compacta, transformar o binário motor e o movimento de rotação ($P[W]=M_t[N*m] \times \Omega [\text{rad s}^{-1}]$) na combinação adequada ao funcionamento de determinado mecanismo, sendo uma ótima solução de compromisso entre custo de equipamento e funcionalidade técnica.

O grande número de fabricantes de redutores e a normalização de produtos, de forma a promover equivalência entre várias marcas, levanta por vezes questões aos fabricantes de máquinas (os seus principais utilizadores) quanto à melhor solução de compromisso em termos de custo de equipamento, qualidade de construção e eficácia mecânica, de maneira a manter a boa qualidade do produto final, otimizando custos de produção e de operação do equipamento.

A REIMAN é uma empresa dedicada ao comércio de equipamentos industriais, fundada em 1988 que promove, junto dos seus clientes, soluções para acionamento de máquinas e equipamentos.

Este texto surge nesse enquadramento, na necessidade da indústria em seleccionar equipamentos de acordo com o melhor compromisso custo/qualidade e na missão da empresa em promover soluções com elevada aceitação no mercado que vão de encontro às necessidades específicas de cada cliente.

Este documento resume as características de redutores de 3 fabricantes, baseadas na análise qualitativa dos produtos e nos resultados de ensaios mecânicos, de forma a possibilitar critérios de seleção válidos para os mesmos.

Agradecimentos

Os meus sinceros agradecimento a todas as pessoas que me apoiaram neste trajecto pela FEUP e em particular ao Eng. Júlio Rei, Director Geral da Reiman, pelo seu apoio na execução deste projecto assim como aos seus colaboradores.

Ao Eng. Miguel Pereira, pela disponibilidade na produção de alguns componentes essenciais para a banca de ensaio e principalmente pela sua amizade e incentivo.

Ao Prof. Dr. Jorge Seabra e Prof. Dr. Monteiro Baptista pelo apoio e compreensão que sempre me demonstraram quando em presença de alguma adversidade.

À minha família, especialmente aos meus pais, por sempre me incentivarem a dar o meu melhor em cada fase da minha vida.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	2
1.1	<i>Apresentação da REIMAN</i>	2
1.2	<i>Enquadramento histórico</i>	3
1.3	<i>Generalidades sobre redutores de velocidade</i>	5
1.4	<i>Constituintes de uma caixa redutora</i>	6
1.5	<i>Redutores Sem-Fim/Roda de Coroa</i>	17
1.6	<i>Considerações gerais sobre dimensionamento de caixas redutoras</i>	29
2	Ensaio experimental de redutores	36
2.1	<i>Seleção de modelo</i>	36
2.2	<i>Características técnicas de catálogo dos modelos selecionados</i>	37
2.3	<i>Definição da grelha de avaliação e tipos de ensaio</i>	37
2.4	<i>Montagem do banco de ensaio</i>	38
2.5	<i>Equipamentos de controlo e registo de temperaturas</i>	41
2.6	<i>Cálculo das cargas</i>	43
3	Tabelas de avaliação dos redutores	45
3.1	<i>Componentes e soluções construtivas</i>	45
3.2	<i>Ensaio dinâmico a temperaturas de funcionamento e consumos do motor</i>	50
3.3	<i>Ensaio ao desgaste através da análise do lubrificante</i>	62
4	Conclusões sobre os ensaios	64
4.1	<i>Relativamente à análise de componentes e soluções construtivas</i>	64
4.2	<i>Relativamente ao comportamento no ensaio dinâmico</i>	64
4.3	<i>Conclusão</i>	65
5	Referências e bibliografia	66
6	Anexos	68

1 Introdução

1.1 Apresentação da REIMAN

A Reiman – Comércio de Equipamentos Industriais foi fundada em 1988, no âmbito do comércio de acessórios e equipamentos para máquinas. A empresa ganhou implantação no mercado pela sua estratégia de especialização e serviço prestado ao cliente, estando organizada em quatro departamentos complementares:

- AD- Automation Drives, Transmissão de Potência e Acionamento
- ESD- Standards, Fechos e Fixações
- LTD- Tecnologia de Movimento Linear
- PTD- Departamento de Plásticos Técnicos

O departamento AD representa cerca de 50% do volume de negócio da empresa, sendo a gama de redutores e motoredutores a que mais influencia este resultado.

Individualmente, a Reiman é responsável pela introdução anual de cerca de 5 680 unidades de redutores no mercado nacional, sendo a quase totalidade destes do tipo Sem-Fim/Roda-de-Coroa.

Muitos destes equipamentos acabam por ser integrados nas várias indústrias nacionais que os utilizam como componentes de máquinas destinadas ao mercado interno e à exportação, ou simplesmente na substituição de redutores que atingiram o limite do seu tempo de vida útil.

Procurando dar resposta a uma crescente exigência do mercado no sentido de otimizar a relação preço-qualidade destes equipamentos e dada a elevada oferta de diversos fabricantes, surge este documento que procura analisar o desempenho dos produtos, permitindo uma avaliação coerente da qualidade e facilitando igualmente a seleção destes consoante cada aplicação.

1.2 Enquadramento histórico

A utilização de engrenagens como mecanismos de transmissão de potência remonta às primeiras máquinas rotativas, pela sua capacidade de modificar a velocidade e momentos aplicados.

Estes sistemas eram constituídos por simples pinos de madeira, lubrificadas com gordura animal, utilizados como equipamento multiplicador de velocidade em moinhos de vento e azenhas e redução de momentos motores na elevação de cargas.

De entre os primeiros sistemas documentados como mecanismos de engrenagens destacam-se o “carro que aponta para sul”ⁱ Fig 1, uma invenção Chinesa, supostamente do século III AC, do Imperador Amarelo Huang Di. Este mecanismo mantinha o braço de uma estátua apontado para sul, independentemente da direção que o carro tomasse. Este posicionamento era garantido por um sistema de engrenagens semelhante a um diferencial.



Figura 1 - Carro que aponta para sul, Museu de Ciências de Londres

Também no século III AC é atribuído a Arquimedes [287-212] o primeiro mecanismo de odómetroⁱⁱ fig. 2. Neste, um sistema de engrenagens em metal permitia que uma esfera caísse num recipiente após percorrida uma determinada distância, mecanismo este que terá sido posteriormente utilizado por Héron de Alexandria [10- 70] no qual a distância percorrida era de uma milha romana (aproximadamente 1481m).

No século I AC Vitruvius [80AC–15DC], arquiteto e engenheiro romano, descreve no seu tratado “De architectura”ⁱⁱⁱ, a utilização de engrenagens em várias aplicações, tais como a moagem de cereal em azenhas, fig.3.

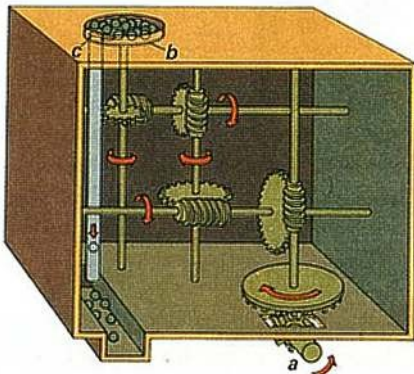


Figura 3 – Odómetro de Héron

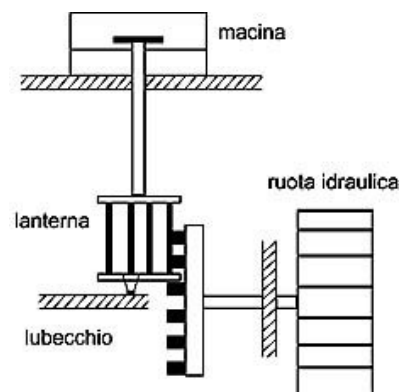


Figura 2- Esquema de uma azenha romana

Em 80 DC o mecanismo *Antikythera*^{iv} de cálculo Astronómico, comparável a um computador analógico, comprova a evolução e complexidade dos mecanismos de engrenagens de metal, já nesta era.



Figura 5 – *Antikythera*, Museu Nacional de Arqueologia Grego em Atenas

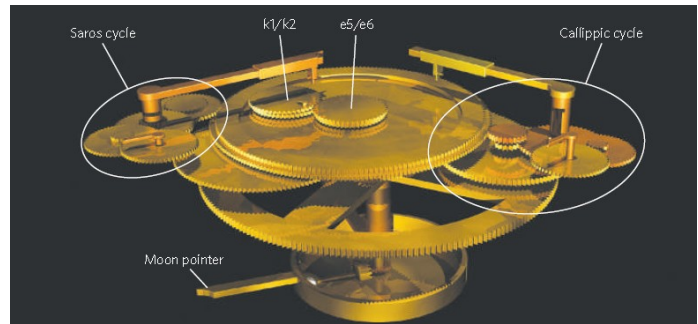


Figura 4 – *Antikythera*, Modelo de Funcionamento

Da evolução e estudo das engrenagens tomaram parte várias personalidades como Da Vinci^v[1452-1519], Franz Reuleaux^{vi}[1829-1905] e mais recentemente Georges Henriot^{vii}[1921-2009].

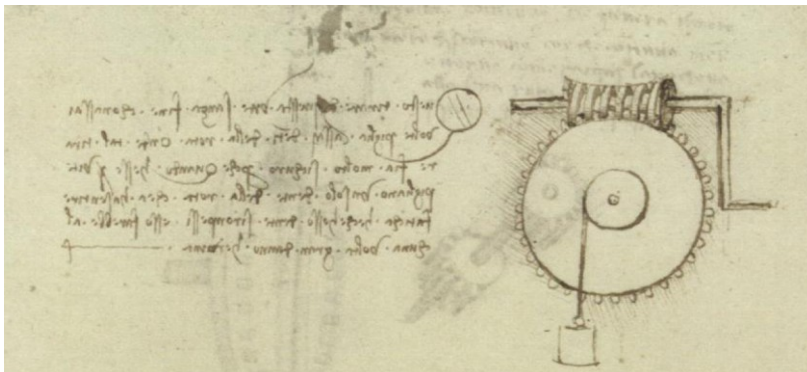


Figura 6 – Códice de Madrid, Leonardo da Vinci, Biblioteca Nacional de Madrid, Mecanismo de Sem -Fim/Roda-de-Coroa



Figura 7 – Coleção *Reuleaux* da FEUP, Mecanismo de Sem -Fim/Roda-de-Coroa

Pode-se no entanto afirmar que cerca de 90% da tecnologia relacionada com as engrenagens que utilizamos atualmente foi desenvolvida no século XX^{viii}.

Esta situação prende-se com:

- A evolução técnica do equipamento utilizado no fabrico das engrenagens. Os centros de maquinaria por comando numérico (CNC) evoluíram de forma a permitir o fabrico de engrenagens de elevada qualidade a um ritmo de produção muito elevado.
- Os desenvolvimentos tecnológicos relacionados com os materiais utilizados, os quais permitem atingir uma maior longevidade das engrenagens através de temperaturas mais elevadas de funcionamento e maior resistência ao desgaste, sendo que estas características são também válidas para as ferramentas utilizadas no seu fabrico.

- A própria evolução dos lubrificantes, dos estudos sobre a sua viscosidade, estrutura molecular, influência dos aditivos e a sua resistência em serviço.
- Os desenvolvimentos relacionados com a tribologia, a enunciação de teorias sobre a espessura de filme nos contactos Elastohidrodinâmicos, que se verificam nas superfícies em contacto das engrenagens e rolamentos.

Os avanços tecnológicos e científicos relativos ao estudo e fabrico de engrenagens permitiram passar de um cálculo baseado apenas nas tensões de flexão e de contacto entre os dentes para uma completa avaliação estatística da probabilidade de rotura dos veios, rolamentos e engrenagens para um determinado tempo de vida útil, tendo em consideração vários cenários de cargas e temperaturas de funcionamento.

1.3 Generalidades sobre redutores de velocidade

1.3.1 Definição e aplicações

Em aplicações industriais, de transmissão de potência, as duas maiores necessidades referem-se à redução de velocidade de um veio para outro e à modificação do binário transmitido entre os diferentes veios. As relações de velocidade necessárias têm geralmente uma elevada tolerância entre escalões pré-estabelecidos e o tamanho das caixas reductoras não é particularmente rigoroso. Esta situação torna possível a utilização de caixas reductoras *standard* existentes no mercado, de elevada qualidade, produzidas por empresas especializadas, permitindo uma redução generalizada de custos devido à sua produção em massa.

De forma a otimizar custos de produção, todos os componentes dos redutores são estudados de forma a permitir a redução destes e a versatilidade na sua utilização.

As caixas têm formatos semelhantes para que possam ser utilizadas com diferentes potências, dentro do limite do razoável e desde que não afetem a funcionalidade das mesmas.

As relações de redução existentes são geralmente baseadas numa progressão geométrica de acordo com a série de Renard^{ix}, influenciadas pela necessidade de manter um número inteiro de dentes, permitindo que os andares de saída de uma caixa redutora de baixa potência possam ser os andares de entrada de uma caixa de potência superior mantendo a validade da progressão.

As caixas reductoras mais comuns no mercado industrial são:

- Caixas reductoras de eixos paralelos com um, dois ou três andares de redução de acordo com a velocidade de saída necessária.
- Caixas de veios ortogonais de engrenagens helicoidais cónicas no primeiro andar de redução, engrenagens hipoídes no segundo e paralelas no terceiro.
- Caixas reductoras de sem-fim/roda-de-coroa. São uma solução compacta para uma dada relação específica e permitem relações de transmissão de 7 a 100 apenas com um sem-fim. Permitem ainda atingir relações até 1:300 com a utilização de pré-estágios ($i=3$) ou até 1:2800 com duplas reduções (dois redutores acoplados). No entanto, demonstram uma menor eficiência e uma menor resistência à temperatura. Outra

característica prende-se com a sua irreversibilidade para elevadas relações de transmissão, provocadas pelos reduzidos ângulos da hélice dos parafusos sem-fim.

- Redutores planetários. Estes redutores são muito interessantes pelas suas reduzidas dimensões, quando comparadas com a elevada capacidade mecânica. São extremamente modulares uma vez que as diversas relações são obtidas aumentando ou reduzindo o número de andares de redução. Apesar de extremamente versáteis, podendo apresentar os veios de entrada e saída alinhados ou a 90°, o seu desenho compacto coloca algumas questões relativamente à potência térmica e à dissipação de calor, obrigando por vezes à colocação de sistemas auxiliares de refrigeração de lubrificante. Estes redutores são amplamente utilizados em equipamento agrícola, silos, guas e torres eólicas.
- Redutores de folga reduzida, para aplicações que exijam posicionamento de alta precisão como radares ou máquinas ferramenta. Neste caso, a precisão no fabrico das engrenagens, a utilização de rolamentos de folga reduzida e uma elevada rigidez são fundamentais para manter a proporcionalidade entre a entrada e a saída.
- Caixas reductoras compactas de fabrico especial, para montagem direta nos veios dos equipamentos, como tapetes transportadores ou guas.

Os redutores de velocidade estão presentes em todas as aplicações industriais. Onde seja necessário transformar binários ou velocidades de rotação, aumentar a segurança operacional e aumentar a flexibilidade.

As aplicações são tão diversas como:

- Robots, com redutores de folga reduzida
- Guas e equipamento portuário, utilizando redutores de eixos paralelos nos tambores de enrolamento de cabos, carro de translação na lança e movimentação da estrutura da grua, no caso de guas móveis. Algumas guas utilizam ainda redutores de anel e planetários na rotação da lança
- Tapetes transportadores, onde se utilizam muitas vezes redutores pendulares, diretamente acoplados ao veio do tambor motorizado
- Elevadores de alcatruzes, através de redutores ortogonais
- Transportadores de parafuso sem-fim, através de redutores coaxiais
- Tratamento de águas, utilizando redutores planetários nos arejadores
- Barreiras de trânsito, através de redutores sem-fim/roda-de-coroa
- Etc...

1.4 Constituintes de uma caixa reductora

As caixas reductoras são genericamente constituídas pelos seguintes elementos:

- ◆ Caixas
- ◆ Engrenagens
- ◆ Veios
- ◆ Rolamentos
- ◆ Lubrificantes

1.4.1 Caixas

As caixas são elementos com várias funções: suportam os veios através dos rolamentos, contêm o lubrificante e asseguram a sua retenção nesta através dos vedantes, sendo utilizadas na ligação da caixa redutora ao equipamento.

Estas funcionalidades obrigam que sejam rígidas, de forma a manter os veios na sua posição correta, estanques de forma a evitar fugas de lubrificante e com superfícies planas de apoio a elementos de fixação.

1.4.1.1 Materiais

As caixas são realizadas em aço, ferro fundido, alumínio e polímero técnico. Quando em aço, estas são obtidas a partir de chapas de aço ao carbono, posteriormente soldadas e maquinadas. As de ferro fundido são normalmente em G25 de acordo com a UNI 5007, maquinadas e posteriormente revestidas através de pintura electrostática por pó de resina epóxi.

Este tratamento permite uma resistência à corrosão avaliada por testes de câmara de nevoeiro salino, conseguindo-se penetrações inferiores a 1mm após 1000 horas de exposição, de acordo com a norma DIN 50021.

As caixas mais comuns são obtidas por fundição injetada de alumínio. Apesar da qualidade do acabamento superficial obtido ser muito bom, alguns fabricantes aplicam ainda o mesmo tipo de pintura electrostática mencionada anteriormente.

Recentemente, para aplicações especiais em ambientes com químicos agressivos, indústria alimentar ou aplicações marítimas, surge uma nova possibilidade de caixas em tecnopolímero e *Nylon 6,6*, com menores capacidades de carga.

A seleção do material é realizada segundo princípios económicos, pelo que as caixas de construção soldada são realizadas para pequenas séries ou peças únicas onde não exista possibilidade de recorrer a equipamentos *standard* e as de fundição em ferro fundido e injeção de alumínio são utilizadas para fabrico em série, onde facilmente se amortiza os custos com moldes.

1.4.1.2 Suporte dos rolamentos dos veios

A função principal das caixas é suportar os rolamentos dos veios das engrenagens e transferir as cargas que deles advêm para a restante estrutura de suporte. As caixas não podem sofrer deformações pois estas causariam desalinhamento dos veios e uma redução da capacidade de carga suportada pela engrenagem, assim como um acréscimo de desgaste. É, assim, necessário garantir que no seu processo de fabrico se mantenha a precisão na maquinação das caixas dos rolamentos e no paralelismo dos eixos. As caixas têm formatos complexos e o seu cálculo é bastante difícil, uma vez que é necessário assegurar pesos reduzidos, elevada rigidez torsional e uma geometria exterior que facilite a sua transferência de calor com o ambiente.

As caixas podem ser consideradas como placas sujeitas a esforços de tração e compressão, transpostos posteriormente para cargas de encastramento. É necessário manter elevados coeficientes de segurança e precaver fenómenos de vibração. Neste momento, os métodos de cálculo por elementos finitos são os mais utilizados no projeto de caixas, simulando o comportamento da caixa nos apoios dos veios, na flange de ligação a motores e nos elementos de fixação.

1.4.1.3 Estanquicidade.

As caixas são compostas por várias partes de forma a permitir a montagem dos componentes internos estando, no entanto, quase todos estes componentes sujeitos a tensões de funcionamento. É sempre necessário garantir que o lubrificante que se encontra no seu interior não possa sair, pelo que são utilizados vedantes (normalmente de lábio) nos veios em rotação e outros elementos de vedação como juntas, O-rings e silicone, os quais após aplicação do correto binário de aperto dos parafusos que os fixam, não permitam fugas.

1.4.1.4 Fixação externa.

As caixas de engrenagens têm de ser fixas a unidades que as suportem, assim como devem permitir a ligação ao elemento motor e ao elemento ao qual o movimento é transmitido. Torna-se então necessário prever pontos de fixação genéricos que possibilitem que esta seja montada em qualquer posição sem colocar em causa a sua operação, especialmente no que diz respeito a garantir uma lubrificação adequada. O projeto das caixas deve então precaver a montagem horizontal ou vertical, a ligação a motores por flanges (no caso de moto-redutores), a ligação ao equipamento também por flange e ainda a possibilidade de ligação direta no veio do equipamento, sendo necessário um braço de reação que impeça a sua rotação livre.

Aquando da maquinação das caixas, deve ser também assegurado que superfícies de fixação a elementos externos seja adequada, ou que a rugosidade do processo de fabrico não impeça o correto nivelamento e fixação da caixa.

1.4.1.5 Acessórios

São utilizados vários acessórios nas caixas redutoras de forma a facilitar o seu manuseamento e aumentar a sua funcionalidade. As caixas mais pesadas contam com pontos de elevação que as permitem elevar e posicionar de forma segura, bujões que permitem trocar o lubrificante sem desmontar a caixa completamente, visores de nível de óleo que permitem controlar o nível de lubrificante e por vezes respiros e ligações a vasos de expansão de lubrificante para assegurar que a pressão interna causada pelo aumento de temperatura não aumente para níveis que coloquem em causa a integridade do equipamento.

1.4.2 Tipologias de Engrenagens

As engrenagens são sistemas compostos por duas ou mais rodas dentadas que engrenam entre si e permitem transmitir binário e velocidade através de veios.

As engrenagens podem ser classificadas de acordo com a posição relativa dos seus eixos em:

- Engrenagens de veios paralelos – os eixos estão no mesmo plano, sendo paralelos entre si
- Engrenagens de veios concorrentes – os eixos estão no mesmo plano e partilham um ponto teórico comum
- Engrenagens de veios não complanares – com eixos que não estão no mesmo plano

Por sua vez, as rodas dentadas podem ser classificadas de acordo com o seu formato genérico como:

- Engrenagens cilíndricas – os dentes localizam-se sobre uma superfície cilíndrica
- Engrenagens cónicas – os dentes localizam-se sobre um cone

As rodas de dentado cilíndrico são utilizadas em engrenagens de veios paralelos, ao passo que as rodas de dentado cónico são utilizadas em engrenagens de eixos perpendiculares.

As engrenagens de veios não paralelos são constituídas por rodas dentadas cónicas tipo hipóide ou cilíndricas do tipo sem-fim e roda-de-coroa.

As rodas dentadas são constituídas por superfícies homogéneas caracterizadas por linhas retas, (no dentado cilíndrico, as linhas de engrenamento são paralelas ao eixo e no dentado helicoidal, estas iniciam-se no vértice do cone), o dentado podendo ser classificado de acordo com o seu perfil como:

- Dentado reto
- Dentado espiral
- Dentado helicoidal


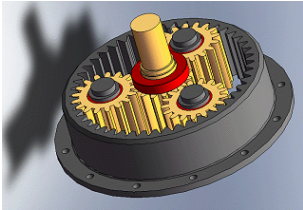



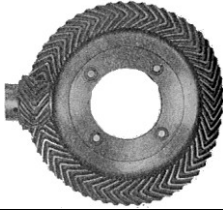
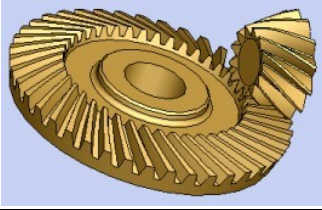



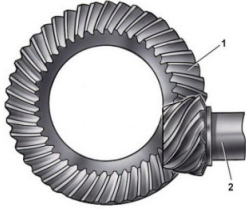
Os dentes podem ainda ter duas posições relativamente às rodas dentadas:

- Dentado interior
- Dentado exterior

Duas rodas dentadas externas podem ser acopladas para obter uma engrenagem exterior, uma roda dentada interna e uma roda dentada externa podem ser acopladas de forma a obter uma engrenagem interna, duas rodas dentadas internas não podem ser acopladas.

De forma a permitir um correto funcionamento de uma engrenagem, os dentes das rodas dentadas devem engrenar perfeitamente, devem garantir um movimento suave entre a roda mandante e a mandada, sem choques ou discontinuidades.

Os dentados em involuta de círculo cumprem estes requisitos perfeitamente. Apesar de existirem várias formas geométricas para os dentes de uma engrenagem, a sua produção é bastante complexa e por este motivo, a tecnologia e produção de engrenagens foca principalmente rodas dentadas em involutas de círculo.

Resumo das tipologias de engrenagens			
Engrenagens de veios Paralelos ou cilíndricas			Engrenagem de dentado reto exterior + Engrenagem planetária de dentado reto interior e exterior
			Engrenagem helicoidal + Engrenagem helicoidal dupla (Herringbone)
Engrenagens de veios concorrentes ou Cónicas			Engrenagem de dentado reto cónico
			Engrenagem helicoidal cónica dupla (Herringbone) + Engrenagem helicoidal cónica
			Dentado espiral cónico
Engrenagens de veios não coplanares ou esferdas			Dentado helicoidal
			Engrenagem parafuso sem-fim/roda-de-coroa
			Engrenagem hipoide

1.4.3 Veios

Os veios materializam a rotação dos eixos das engrenagens e são geralmente realizados por elementos cilíndricos ou troncocónicos. Estes são utilizados para posicionar as rodas dentadas, para transmitir as forças de reação aos suportes e binários de entrada e saída das engrenagens.

Desta forma, os veios estão sujeitos a flexão, torção, compressão e tensões de corte, pelo que exigem um dimensionamento cuidadoso.

1.4.4 Rolamentos

Os rolamentos têm a função de suportar os veios, absorvendo os esforços radiais e axiais que estes transmitem, permitindo, em simultâneo, a rotação livre destes.

Os rolamentos podem ser colocados no elemento fixo ou móvel (caixa ou veio), sendo aplicados com o intuito de reduzir ao máximo as perdas por atrito entre os dois elementos.

São basicamente constituídos por um anel fixo, um anel móvel, elementos rolantes e um anel separador acessório.

Os elementos rolantes podem ser esferas ou rolos, tendo os rolos formatos variados, como os rolos cilíndricos, cónicos ou de agulhas, estes últimos assim designados por possuírem um diâmetro proporcionalmente muito inferior ao seu comprimento.

O tipo de rolamento empregue em cada aplicação está diretamente relacionado com os esforços mais relevantes a absorver por estes.

Assim, enquanto uma caixa redutora de engrenagens de dente direito pode utilizar rolamentos rígidos de esferas para suporte dos veios, não existindo necessidade de absorver esforços axiais, as caixas redutoras de engrenagens helicoidais podem gerar esforços nos veios que obriguem à utilização de rolamentos de contacto angular.

Existem ainda modelos especiais de caixas redutoras, vocacionadas para a elevação de cargas (gatos mecânicos), que utilizam uma combinação de rolamentos rígidos de esferas e de esferas de contacto axial para assim conseguirem suportar as cargas derivadas dessa elevação.

As dimensões dos rolamentos estão reguladas para os fabricantes pela ISO 15 e ISO 355, sendo normalmente construídos em aços ligados com cromo e níquel e posteriormente tratados termicamente para atingir elevada dureza.

A fixação dos rolamentos deve ser realizada nos veios e nas caixas, obedecendo a uma precisão que garanta a sua vida útil normal.

No caso da fixação axial, deve ser prevista uma folga de funcionamento (exceto nos casos em que se considere pré-carga), pois o aumento de temperatura provoca uma dilatação do veio que deve ser compensada pela deslocação axial do rolamento.

O método normal para conseguir uma boa precisão de montagem e a compensação da dilatação dos veios consiste em fixar os dois rolamentos ao veio, fixar um destes rolamentos à caixa e deixar o segundo livre axialmente na caixa, estas fixações podendo ser realizadas através da maquinagem de caixas de rolamentos nas caixas redutoras, de variações de geometria nos veios e de utilização de anéis elásticos.

Os rolamentos estão obviamente sujeitos a lubrificação, que pode ser por óleo ou massa de acordo com o tipo de rolamento e aplicação. Em aplicações onde exista elevado risco de entrada de impurezas para os rolamentos, estes são lubrificados por massa lubrificante e blindados por tampas metálicas ou de polímero. Nas caixas redutoras, é habitual utilizar o mesmo lubrificante das engrenagens para lubrificar os rolamentos, colocando-se vedantes de fricção (vedantes de lábio, o-rings, etc.) entre estes e o exterior da caixa de engrenagens.

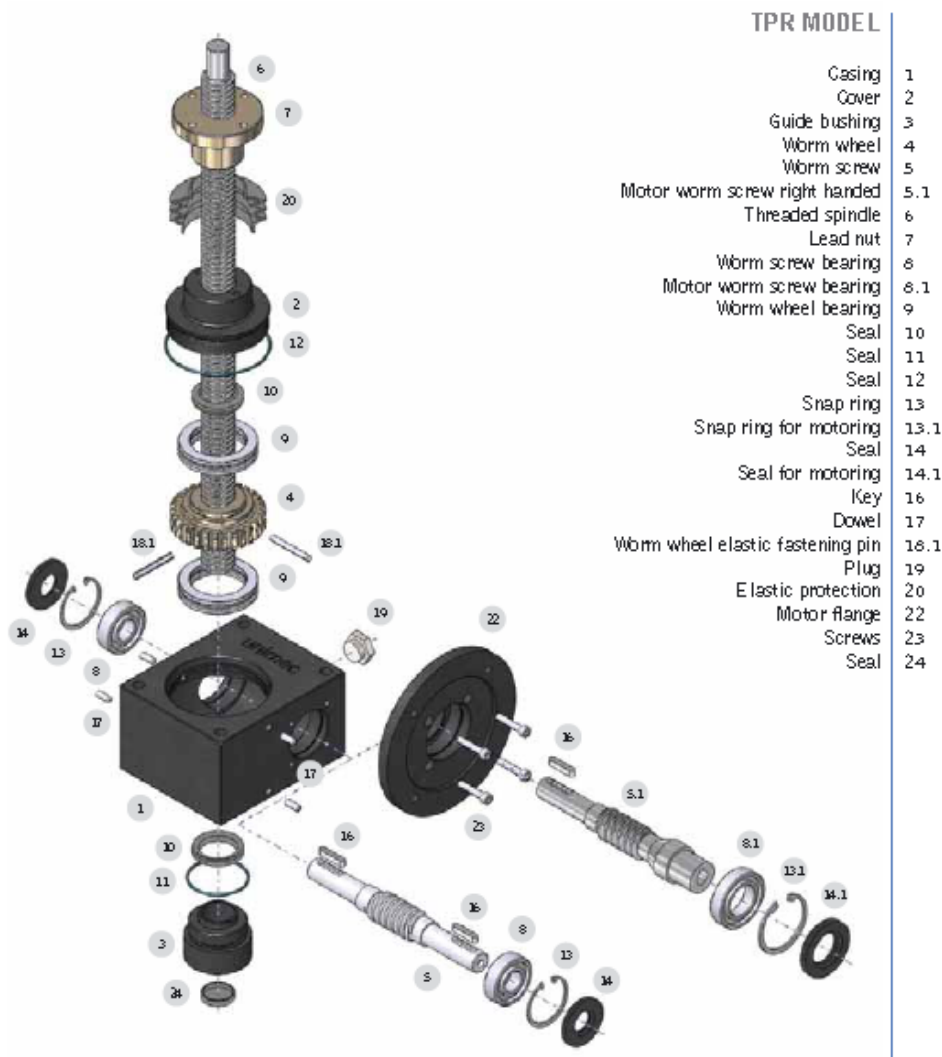


Figura 8 – Aplicação de rolamento rígidos de esferas, de contacto axial e vedantes de lábio numa caixa de elevação UNIMEC

1.4.5 Lubrificantes

Nas caixas redutoras os lubrificantes têm várias funções, sendo que a principal é a redução do atrito entre os elementos em contacto. Facilitam também a dissipação de calor entre os elementos em movimento relativo e as superfícies onde este se dissipa, removem as partículas de desgaste das superfícies de contacto e formam uma película de proteção que previne a entrada de poeiras e outros compostos corrosivos nas zonas de contacto entre os vedantes e os veios em rotação.

1.4.5.1 Classificação dos lubrificantes

Os lubrificantes podem ser divididos em minerais, quando têm origem no petróleo, ou vegetais, também chamados de “óleos gordos”, quando têm origem vegetal.

Os óleos sintéticos são formulações específicas de lubrificantes minerais.

As características dos lubrificantes podem ser alteradas pela introdução de aditivos que têm por função melhorar o comportamento do fluido tendo em vista o seu desempenho. Estes podem ser.

- Anti-oxidantes, que atrasam a degradação do lubrificante e eliminam os óxidos provenientes da sua destruição;
- Anti-corrosivos, que neutralizam os ácidos formados e formam uma película de proteção na superfície do metal;
- Detergentes, que mantêm os detritos em suspensão, evitando que se aglomerem em partículas maiores;
- Anti-espuma, para prevenir a formação de espumas;
- Aditivos de melhoramento do índice de viscosidade, que reduzem as variações de viscosidade com as temperaturas
- Aditivos EP de “extrema pressão” que protegem as superfícies em aplicações de cargas elevadas;

As massas lubrificantes resultam da dispersão de um espessante (normalmente sabões, sais metálicos de ácidos gordos) num óleo lubrificante, mineral ou sintético, ao qual são adicionados aditivos. Estas podem ser utilizadas na lubrificação de elementos de reduzido atrito e capacidade de carga ou na lubrificação permanente de rolamentos sendo estes posteriormente selados hermeticamente.

Apesar de não ser habitual a utilização de massas lubrificantes em redutores industriais, a sua utilização é frequente em micro-redutores planetários e redutores com engrenagens em materiais polímeros.

1.4.5.2 Características dos lubrificantes

Os lubrificantes são caracterizados pela sua viscosidade, sendo esta a resistência que o fluido oferece ao deslizamento interno das suas moléculas, umas sobre as outras.

Se a viscosidade é constante em todas as direções e independente da velocidade, então o fluido é Newtoniano, sendo estes os mais utilizados em lubrificação.

A viscosidade dinâmica é expressa em $N*s/m^2$ ou $Pa*s$ e a viscosidade cinemática é dada pelo quociente entre a viscosidade dinâmica e a densidade de um lubrificante, expressando-se em mm^2/s ou *centistoke* (cSt).

A viscosidade determina a aptidão física dum fluido para assegurar a lubrificação em determinadas condições de carga, temperatura e velocidade, esta determinando as perdas por atrito, o rendimento mecânico, a capacidade de carga, a espessura do filme de óleo e a existência de desgaste.

A viscosidade de um lubrificante varia de acordo com vários parâmetros, sendo os mais relevantes a temperatura, a pressão e a tensão de corte no fluido.

O índice de viscosidade é a variação da viscosidade em função da temperatura sendo possível construir um diagrama que defina a viscosidade de um lubrificante em várias temperaturas. A expressão analítica deste diagrama, de acordo com *Ubbelholde*^x, pode ser expressa na equação seguinte, de onde se retira a característica do lubrificante "m".

$$m = \frac{\log \log(\vartheta_1 + 0,8) - \log \log(\vartheta_2 + 0,8)}{\log T_2 - \log T_1} \quad (1.1)$$

Através do fator "m" é possível obter a viscosidade em qualquer temperatura.

Os lubrificantes sintéticos têm um maior índice de viscosidade, sendo por isso menos sensíveis a variações de temperatura.

A viscosidade é medida diretamente através de viscosímetros, que podem ser absolutos ou empíricos.

A ISO 3448 indica como definir a viscosidade e define os valores preferenciais relativamente à mesma. A viscosidade é medida a 40 °C e é expressa em mm²/s, sendo expressa por um número precedido por "VG". O número é arredondado de maneira a que a viscosidade real não ultrapasse os 10% do valor tabelado (num óleo VG220, o valor da viscosidade está entre os 198 e 242 mm²/s. As viscosidades mais utilizadas são as VG 32, VG 68, VG 150, VG 220 e VG 320.

Os lubrificantes possuem outras propriedades a considerar aquando da sua seleção para uma aplicação específica, tais como:

- Densidade e peso específico, sendo esta relação entre a massa de um volume de óleo e a massa do mesmo volume de água à mesma temperatura
- Calor específico, varia linearmente com a temperatura e mede-se em kJ/kg K
- Condutibilidade térmica, varia linearmente com a temperatura e mede-se em W/m K
- Difusão térmica, parâmetro que descreve a propagação da temperatura nos corpos
- Ponto de inflamação, temperatura mínima à qual um óleo liberta vapores suficientes para se inflamarem à aproximação de uma chama aberta
- Ponto de combustão, temperatura mínima a partir da qual o óleo liberta vapores suficientes para manter uma combustão permanente.
- Ponto de escorrimento ou congelação, temperatura mais baixa a que o óleo flui quando arrefecido em determinadas condições. Depende da velocidade de arrefecimento, da agitação mecânica e do tipo de óleo.

A degradação dos óleos lubrificantes tem várias causas, como a oxidação ou contaminação por partículas sólidas ou por líquidos externos (como a água proveniente de condensação). A degradação dos lubrificantes influencia muito o seu comportamento, afetando a sua função e originando a sua frequente substituição.

1.4.5.3 Seleção de lubrificantes

A seleção de um lubrificante adequado para uma determinada aplicação não é simples, pois um lubrificante realiza várias funções. O lubrificante apropriado para uma engrenagem pode não ser o mais adequado para lubrificar os rolamentos da caixa redutora e pode ainda ter incompatibilidade com as borrachas constituintes dos vedantes. Pode ainda ser necessário que este tenha propriedades que promovam algum atrito, sendo estas opostas à necessidade de escoar calor dos elementos de contacto.

Estes requisitos, por vezes contraditórios, implicam que a seleção de um lubrificante seja realizada na base do compromisso e tendo como ponto de partida algumas regras gerais como a temperatura de funcionamento, as velocidades de escorregamento entre as engrenagens, a temperatura ambiente do local onde o equipamento está instalado e o tipo de lubrificação.

Um equipamento instalado em temperaturas ambiente muito baixas deve ter um lubrificante com um ponto de congelação inferior à temperatura ambiente e uma baixa viscosidade de forma a assegurar a sua fluidez e a evitar a geração de momentos resistentes elevados aquando do início do funcionamento. Por vezes é necessário recorrer a sistemas de aquecimento do lubrificante de forma a facilitar o arranque do equipamento.

Os fabricantes das caixas redutoras indicam, na literatura técnica das mesmas, quais os lubrificantes mais adequados de acordo com as condições ambientais onde estes estão instalados, para cada tipo de redutor, como se pode verificar na tabela seguinte, neste caso de redutores planetários da *COMER Industries*.

	LUBRIFIANT / LUBRICANTE / LUBRIFICANTE			
	Température ambiante / Temperatura ambiente / Temperatura ambiente			
	-20°C / +5°C - IV 95	+5°C / +40°C - IV 95	+40°C / +55°C - IV 95	-30°C / +65°C - IV 165
ISO 3448	VG 100	VG 150	VG 320	VG 150-200
MOBIL	Huile minerale Aceite Mineral Óleo mineral	Mobilgear XMP 150	Mobilgear XMP 320	
	Huile synthétique PAO,EP,ISO VG 220 Aceite Sintético Óleo sintético	Mobilgear SHC XMP 220		
AGIP	Blasia 100	Blasia 150	Blasia 320	Blasia S 220
ARAL	Degol BG 100	Degol BG 150	Degol BG 320	Degol GS 220
BP MACH	GR XP 100	GR XP 150	GR XP 320	Enersyn HTX 220
CASTROL	Alpha SP 100	Alpha SP 150	Alpha 320	Alpha SN 150
CHEVRON	non leaded gear compound 100	non leaded gear compound 150	non leaded gear compound 320	
ESSO	Sparfan EP 100	Sparfan EP 150	Sparfan EP 320	
Q8	Goya 100	Goya 150	Goya 320	El Greco 228
IP	Mellana 100	Mellana 150	Mellana 320	Telesia Oil 150
SHELL	Omala oil 100	Omala oil 150	Omala oil 320	Tivela Oil SA
TOTAL	Carter EP 100 N	Carter EP 150	Carter EP 320 N	
KLUEBER	Gem 1-100	Gem 1-150	Gem 1-320	Synteso D 220 EP
ELF	Reductelf SP 100	Reductelf SP 150	Reductelf SP 320	Elf ORITIS 125 MS Elf Syntherma P 30
FINA	Giran 100	Giran 150	Giran 320	Giran 220



Figura 9 – Tabela de seleção de lubrificantes da *COMER Industries*

1.4.5.4 Lubrificação

As engrenagens são normalmente lubrificadas por imersão (também conhecido por chapinhagem) ou injeção (*spray*). O mecanismo de imersão obtém-se quando as rodas são mergulhadas no lubrificante que é depois projetado contra as paredes da caixa. O nível de lubrificante deve ser tal que permita que os dentes das rodas sejam banhados sem que exista excesso de lubrificante.

Nas caixas de engrenagens com vários andares de redução, é necessário criar espaços onde o lubrificante se acumule no nível correto para o par de engrenagens que está a lubrificar, tendo em atenção a posição de montagem na qual a caixa está colocada. Este tipo de lubrificação consegue lubrificar também os rolamentos da caixa.

A lubrificação por injeção consiste em pulverizar o lubrificante num ponto, que pode ser antes ou depois do engrenamento, através de uma bomba. Este tipo de lubrificação deve prever um sistema de canais que conduza o lubrificante até aos rolamentos. Este sistema permite instalar equipamentos de refrigeração de lubrificante, e consequentemente da caixa redutora, o que naturalmente obriga ao uso de um lubrificante de baixa viscosidade.

A seleção do sistema de lubrificação depende da aceleração centrífuga do lubrificante na engrenagem. Sendo d [mm] o diâmetro da roda e n a velocidade de rotação da roda expressa em rpm, o limite para a passar de imersão para injeção atinge-se quando o produto de $d*n$ é superior a $11*10^7$ para dentado retificado e $9*10^7$ para dentado não retificado.

O mecanismo de lubrificação nas engrenagens pode ser de 3 tipos; limite, mista ou de filme completo (EHD). A lubrificação limite acontece no arranque e paragem do engrenamento, sendo de grande importância as propriedades químicas do lubrificante para evitar a gripagem das superfícies no contacto metal-metal. A lubrificação mista ocorre com o aumento do movimento relativo em que existe apenas contacto das rugosidades das superfícies, sendo este o responsável pelo atrito. A lubrificação ideal ocorre na lubrificação elastohidrodinâmica, na qual existe separação das superfícies por filme completo lubrificante.

Este, quando sujeito à velocidade e pressões de contacto na engrenagem, comporta-se como um corpo elástico. Durante o contacto hertziano entre os dentes, a pressão aumenta da entrada para a saída, sendo caracterizada por uma pressão de pico, seguida de uma redução súbita. Para obter uma lubrificação eficiente, a película de lubrificante deve ser superior a 3 vezes o valor composto da rugosidade das superfícies.

Num estado de lubrificação elastohidrodinâmica existe um aumento significativo de temperatura no ponto de contacto, que, ultrapassando a temperatura de inflamação do lubrificante, causa a destruição imediata da película e coloca em causa a lubrificação do sistema.

Como forma de contornar esta situação, recomenda-se que o lubrificante tenha uma temperatura de inflamação superior à obtida pela equação definida pela teoria de *Block*^{xi} para um determinado contacto.

Cheng^{xii} apresenta uma formulação simplificada para o cálculo do parâmetro do lubrificante “LP” e da consequente seleção da viscosidade do lubrificante a utilizar neste tipo de lubrificação.

1.5 Redutores Sem-Fim/Roda de Coroa

Os redutores de Sem-Fim/Roda-de-Coroa têm por base um cilindro de diâmetro d_{m1} , onde se colocam z_1 dentes, numa disposição helicoidal, de tal forma que o espaço entre os dentes seja igual ao espaço ocupado pelo dentado, possuindo estes uma cota h_{a1} superior e uma cota h_{f1} inferior, em relação ao cilindro de referência. Esta geometria resulta num parafuso sem-fim.

Podemos agora associar este sem-fim com uma engrenagem toroidal, cujos dentes engrenam perfeitamente com os dentes do sem-fim, tendo estes a mesma dimensão e inclinação, em que Z_2 é o número de dentes desta roda.

Na secção média da roda helicoidal encontramos a uma outra roda de secção transversa à primeira, a roda-de-coroa, de tal forma que quando a primeira roda a uma velocidade n_1 , a segunda roda a uma velocidade n_2 , de que resulta:

$$n_2 = n_1 \frac{z_1}{z_2} \quad (1.2)$$

Como o número de dentes do parafuso sem-fim pode ser bastante reduzido (no limite apenas 1), o valor da redução consegue ser bastante elevado.

Os redutores de sem-fim/roda-de-coroa, estabelecem uma transmissão entre 2 eixos ortogonais não complanares de reduzido atrancamento e elevada capacidade de redução.

1.5.1 Geometrias

Os redutores de sem-fim/roda-de-coroa podem ter umas das seguintes geometrias:

1. Sem-fim e roda-de-coroa cilíndricas :: Produção de baixo custo para acionamentos manual de reduzido binário e posicionamento
2. Sem-fim cilíndrico e roda-de-coroa globóide :: Geometria mais frequente, utilizada em mecanismos de transmissão de potência, apresenta uma geometria compacta.
3. Sem-fim globóide e roda-de-coroa cilíndrica :: Não utilizado
4. Sem-fim e roda-de-coroa globóides :: Produção especial de elevado custo, utilizado para elevadas potências com uma geometria muito compacta

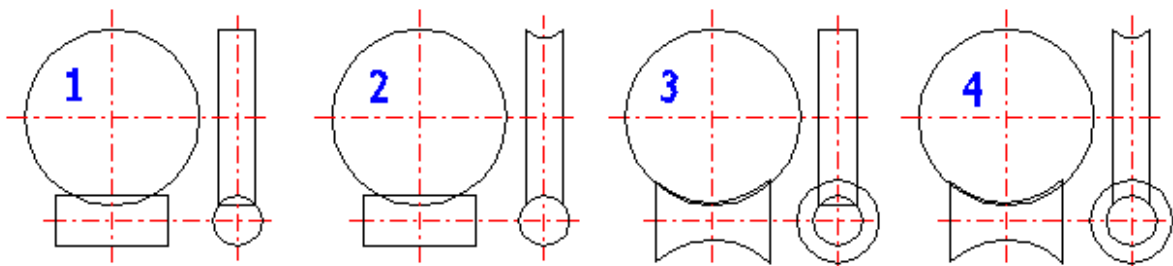


Figura 10 – Geometrias possíveis com redutores de sem-fim/roda-de-coroa

1.5.2 Dimensões principais

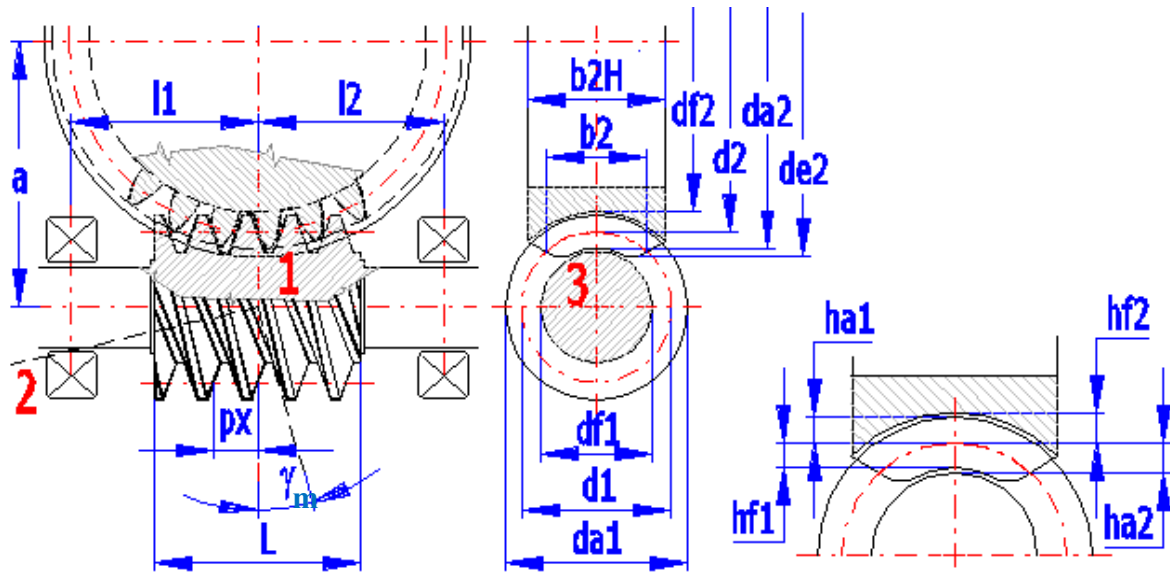


Figura 11 – Dimensões de um parafuso sem-fim e roda-de-coroa

- Parafuso sem-fim:

Cada dente forma uma hélice com ângulo de inclinação γ_m , cada hélice tem um passo L que está relacionado ao ângulo da hélice pela seguinte expressão

$$L = \pi * dm1 * \tan \gamma_m \quad (1.3)$$

Como existem z_1 dentes equidistantes, o valor do passo é:

$$px = \frac{L}{z_1} = \pi \frac{dm1}{z_1} \quad (1.4)$$

O módulo m_t é então definido por:

$$m_t = \frac{px}{p} = \frac{dm1 \tan \gamma_m}{z_1} \quad (1.5)$$

O quociente de diâmetros q pode ser obtido dividindo o diâmetro de referência pelo módulo:

$$q = \frac{dm1}{m_t} \quad (1.6)$$

Podemos então assumir que o valor de *addendum* do dente é igual a m_t e o valor do *dedendum* é de $m_t + c_1$ (c_1 toma normalmente o valor de $0,2 * m_t$). Este valor é útil para garantir uma pequena folga entre a cabeça do dente e o pé do dente do sem-fim, que irá resultar em:

$$da1 = dm1 + 2 m_t \quad (1.7)$$

$$df1 = dm1 - 2 (m_t + c_1) \quad (1.8)$$

É também possível definir um módulo normal, perpendicular à hélice, sendo o valor deste módulo:

$$m_n = m_t * \cos \gamma_m \quad (1.9)$$

A espessura do dente no cilindro de referência é dada por:

$$s = \frac{px}{2} = \pi \frac{mt}{2} \quad (1.10)$$

A espessura normal do dente é de:

$$sn = \frac{\pi mt \cos \gamma m}{2} \quad (1.11)$$

Se um dente tiver um perfil em envolvente de círculo, é possível definir um cilindro base de diâmetro:

$$db1 = dm1 \frac{\tan \gamma m}{\tan \gamma b} \quad (1.12)$$

Com:

$$\cos \gamma b = \cos \gamma m * \cos \alpha 1 \quad (1.13)$$

Para o qual, a espessura de dente está fixa em:

$$b1 = 2,5 \sqrt{z2 + 1} \quad (1.14)$$

- Roda de coroa:

Define-se uma roda geométrica que pertence ao parafuso sem fim com um ângulo de hélice igual a γm no plano médio do sem-fim.

As dimensões desta secção serão as mesmas da secção transversa de uma roda com módulo m_{t2} , uma vez que o *addendum* é m_{t2} e o *dedendum* é $m_{t2}+c_2$ e o dente é definido pelas involutas com um ângulo de pressão α_1 .

O módulo transverso vai ser igual ao módulo transverso do sem-fim, uma vez que o passo transverso vai ser igual ao módulo axial do sem-fim:

$$mt = mx1 = mt2 \quad (1.15)$$

C_2 é a folga no pé do dente, que é normalmente igual a $0,2*mt$, se aplicarmos um fator de correção de cremalheira x à roda, obter-se-á:

$$dm2 = z2 mt \quad (1.16)$$

$$da2 = dm2 + 2mt(1 + x) \quad (1.17)$$

$$df2 = dm - 2(mt + c2 - mt x) \quad (1.18)$$

Se a distância for entre centros (a distância mais pequena entre 2 eixos ortogonais), o formato toroidal da roda vai ser definido pelos dois raios cujos valores existem para a cabeça e para o pé do dente:

$$ra = a - \frac{da2}{2} \quad (1.19)$$

$$r_f = a - \frac{df_2}{2} \quad (1.20)$$

O valor para a espessura do dente será aproximado a:

$$b_2 = 2 m t \sqrt{q + 1} \quad (1.21)$$

O valor para o diâmetro externo é genericamente:

$$d_{e2} = d_{a2} + m t \quad (1.22)$$

O valor para o diâmetro de referência e para o diâmetro do módulo são:

$$d_2 = d_{m2} + 2 \times m t \quad (1.23)$$

$$a = \frac{1}{2} (d_{m1} + d_2) \quad (1.24)$$

1.5.3 Rendimento do engrenamento

Os redutores de sem-fim/roda-de-coroa, estão sujeitos a elevado atrito e a maiores perdas por calor durante o seu funcionamento em relação a outras engrenagens.

Se p_v for a potência perdida durante o engrenamento, p_1 a potência do sem-fim e p_2 a potência da roda, devem ser considerados 2 cenários.

O pinhão é o elemento mandante e a roda o mandado

$$\eta_G = \frac{p_2}{p_2 + p_v} = \frac{p_1 - p_v}{p_1} \quad (1.25)$$

A roda é o elemento mandante

$$\eta_G = \frac{p_1}{p_1 + p_v} = \frac{p_2 - p_v}{p_2} \quad (1.26)$$

De forma a simplificar estes cálculos, podemos assumir que o funcionamento da unidade sem-fim/roda-de-coroa é semelhante a um plano inclinado.

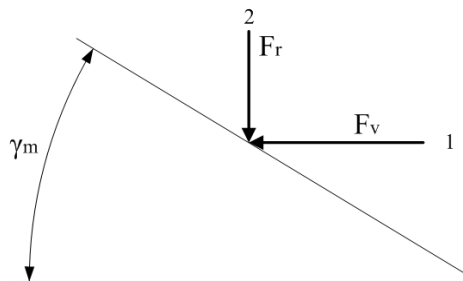


Figura 12 – Forças num plano inclinado

Se F_r é a força que resulta de um binário aplicado dum dente da roda e F_v é a força resultante de um binário aplicado no sem-fim, então estas duas forças são ortogonais. Ao aplicar a teoria do trabalho e considerando um coeficiente de atrito de $\mu = \tan \phi$.

Se F_v for a força ativa e F_r a passiva, significando isto que o sem-fim é a roda mandante, resulta que:

$$F_v = F_r \tan (\gamma_m + \phi) \quad (1.27)$$

Se a roda de coroa for a roda mandante e F_r a força ativa, então:

$$F_r = F_v \tan (\gamma_m - \phi) \quad (1.28)$$

Neste caso, verifica-se que para um ângulo de inclinação igual ao ângulo de atrito, a força F_r tem de ser infinita, independentemente do valor da força F_v . Se esta condição não se verificar, não é possível que se realize trabalho. O mesmo acontece se o valor do ângulo do declive for inferior ao ângulo de atrito.

O rendimento é a relação entre a força real no movimento com atrito e a força teórica num movimento sem atrito:

$$\eta = \frac{F_{r1}}{F_r} = \frac{\tan \gamma_m}{\tan (\gamma_m + \phi)} \quad (1.29)$$

No caso de o pinhão ser o elemento mandado:

$$\eta = \frac{F_{rv}}{F_v} = \frac{\tan(\gamma_m - \phi)}{\tan \gamma_m} \quad (1.30)$$

Esta análise resulta nos seguintes gráficos, onde se relaciona o rendimento com o ângulo da hélice γ_m (representado por γ), para várias curvas representativas dos diferentes coeficientes de atrito.

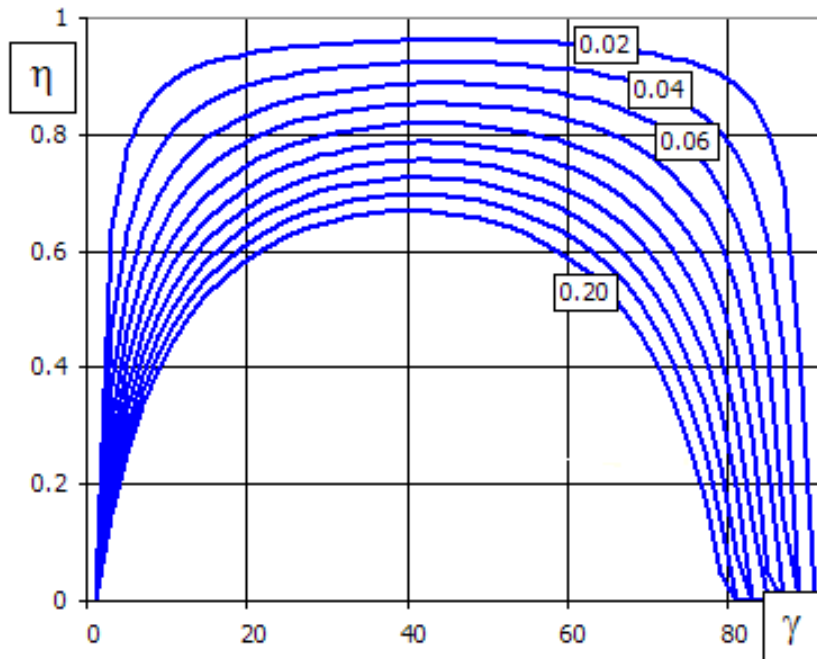


Figura 13 – Curvas de rendimento para sem-fim mandante em função do ângulo de hélice ($\gamma = \gamma_m$), representando as curvas individuais os coeficientes de atrito

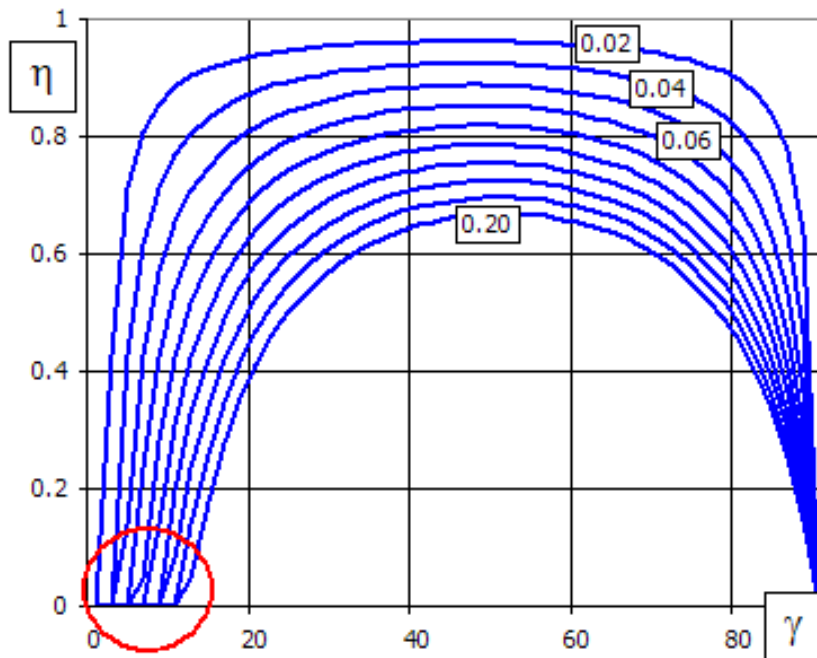


Figura 14 - Curvas de rendimento para roda-de-coroa mandante em função do ângulo de hélice ($\gamma = \gamma_m$), representando as curvas individuais, os coeficientes de atrito

Quando o valor do ângulo de inclinação do sem-fim é inferior ao ângulo de fricção, o sem-fim não é atuado pela roda-de-coroa e a este fenómeno chama-se irreversibilidade. Os limites da irreversibilidade estão definidos pelos pontos onde a curva intersecta o eixo XX e assinalados a vermelho.

1.5.4 Perfis de dentado

- Perfil do sem-fim

Podem distinguir-se vários tipos de perfil de dentado do sem-fim, de acordo com o tipo de maquinagem do mesmo:

- Perfil tipo ZA: a secção do sem-fim é obtida pela intersecção de um plano que passa pelo seu eixo criando os perfis de dentado. Estas engrenagens são fabricadas através de ferramenta de corte de perfil trapezoidal, sendo posteriormente retificadas por mó.
- Perfil tipo ZN: a secção do sem-fim que segue o plano perpendicular ao dente (secção normal) cria um perfil reto. Este tipo de perfil é criado por uma ferramenta de corte cujas arestas têm a forma de um cone ou por uma ferramenta rotativa que segue a inclinação da hélice. Os dentes são retificados por meio de uma fresa com um perfil de rosca trapezoidal.
- Perfil tipo ZK: a ferramenta de corte tem a forma de um trapézio e é colocada na secção normal. O perfil de dente pode ser gerado por centros de maquinagem ou por frezes longas.
- Perfil tipo ZI: os perfis de dentado resultam de involutas, são obtidos por uma ferramenta geradora posicionada num plano base
- Perfil tipo ZH: o perfil côncavo é obtido por meio de uma roda que tem o perfil convexo equivalente.

- Perfil da roda-de-coroa

A secção média da roda é uma roda dentada geométrica cujo perfil resulta de uma involuta. Seguindo o plano normal, o perfil resulta de uma involuta gerada por um perfil de referência com um ângulo de pressão α_n .

1.5.5 Forças

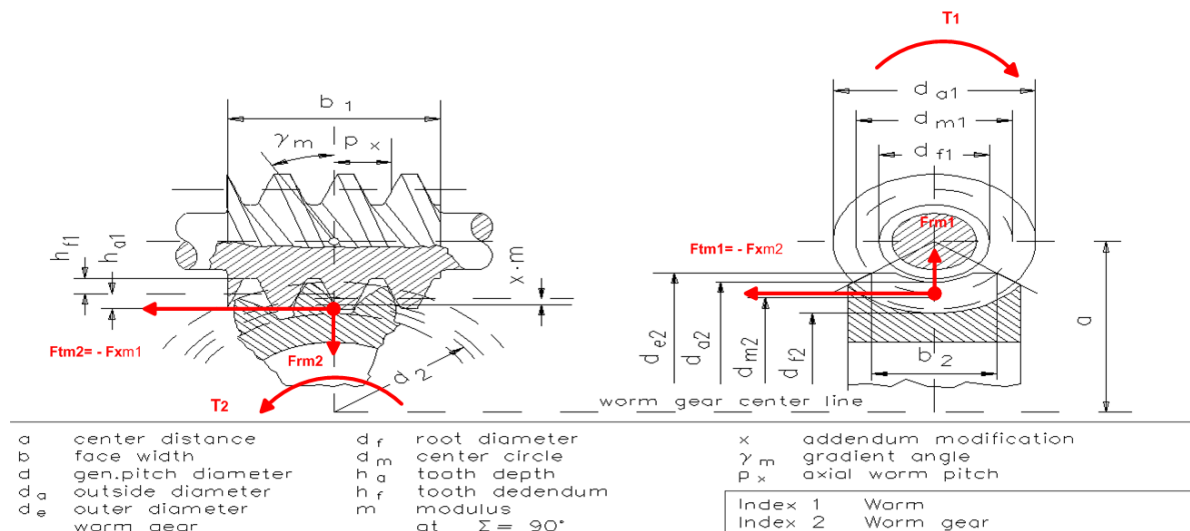


Figura 15 – Forças que atuam num engrenamento sem-fim/roda-de-coroa

Seja T1 o binário aplicado no eixo do sem-fim e T2 o binário aplicado no eixo da roda-de-coroa, como verificado na figura anterior.

Se o movimento na engrenagem for provocado pelo sem-fim e η o rendimento da transmissão, resulta:

$$F_{tm1} = 2000 \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \frac{T_2}{d_{m1} \eta \frac{z_2}{z_1}} \quad (1.31)$$

$$F_{tm2} = 2000 \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \frac{T_1 \eta \frac{z_2}{z_1}}{d_{m2}} \quad (1.32)$$

No entanto, se o movimento na engrenagem for provocado pela roda de coroa, obtemos:

$$F_{tm1} = 2000 \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \frac{T_2 \eta}{\frac{z_2}{z_1} d_{m1}} \quad (1.33)$$

$$F_{tm2} = 2000 \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \frac{T_1 \frac{z_2}{z_1}}{\eta d_{m2}} \quad (1.34)$$

No entanto, a forma tangencial mencionada anteriormente, gerada numa das unidades, é igual à força axial exercida no outro componente.

De acordo com esta definição, em casos nos quais a entrada do movimento é realizada pelo sem-fim, temos:

$$F_{tm1} = -F_{xm2} = F_{tm2} \tan(\gamma_m + \phi) \quad (1.35)$$

$$F_{tm2} = -F_{xm1} \quad (1.36)$$

Se o movimento na engrenagem for realizado pela roda de coroa, obtemos:

$$F_{tm1} = -F_{xm2} = F_{tm2} \tan(\gamma_m - \phi) \quad (1.37)$$

$$F_{tm2} = -F_{xm1} \quad (1.38)$$

Em ambas as situações estas unidades são caracterizadas por uma força radial para a roda mandada:

$$F_{rm1} = F_{rm2} = \frac{F_{tm1} \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_m + \phi)} \quad (1.39)$$

E para a roda mandante:

$$F_{rm1} = F_{rm2} = \frac{F_{tm2} \tan \alpha_n}{\cos(\gamma_m - \phi)} \quad (1.40)$$

Onde α_n é o ângulo de pressão normal da roda de coroa.

1.5.6 Irreversibilidade

Como descrição geral, a irreversibilidade é dada pela incapacidade total de uma engrenagem receber movimento pelo veio de saída (veio da roda-de-coroa) sob o efeito de uma carga resistente que se torna uma carga motora.

Existem aplicações que exigem completa reversibilidade, enquanto outras necessitam de garantir a irreversibilidade do redutor.

Numa caixa redutora, a irreversibilidade depende de vários fatores como:

- Ângulo da hélice γ_m
- Precisão da maquinagem
- Acabamento superficial
- Velocidade de escorregamento.

Em perfis de dente tipo ZI (perfis que resultam de involutas), com valores de ângulo de hélice elevados e, conseqüentemente, com elevada eficiência, a irreversibilidade é menor, ao passo que com reduzidos valores de ângulo de hélice sucede o oposto.

De forma a obter a solução mais adequada para uma determinada aplicação que exija um certo grau de irreversibilidade é necessário entender e analisar a diferença entre irreversibilidade estática e dinâmica.

- Irreversibilidade estática

É a que se obtém mais facilmente e é aquela em que não é possível colocar o sem-fim em rotação, independentemente do valor de binário que se aplique no veio da roda-de-coroa.

Um redutor tem uma baixa irreversibilidade quando se consegue introduzir rotação no mesmo a partir do veio da roda-de-coroa, seja pela introdução de um elevado momento torsor, seja por vibração ou rotação causada pela carga que lhe está acoplada.

Seja RS o índice de reversibilidade estática, a condição teórica para que se verifique a irreversibilidade estática é:

$$RS < [0.4, 0.5] \quad (1.41)$$

A condição oposta, que define a reversibilidade estática ocorre para $RS > 0.55$, considerando que o redutor apresenta mais reversibilidade quanto maior for o valor de RS .

Como regra geral, aplica-se a seguinte relação entre o índice de irreversibilidade estática e o comportamento da engrenagem.

Valor de RS – Reversibilidade Estática	Comportamento
$RS < [0.4, 0.5]$	Reversibilidade estática nula
$RS < [0.5, 0.55]$	Comportamento incerto
$RS \geq 0.55$	Boa reversibilidade, aumento com o valor de rendimento estático

Figura 16 – Tabela de referência para valores de reversibilidade estática (RS)

- Irreversibilidade dinâmica

É a condição mais difícil de obter, é aquela em que existe um bloqueio imediato do veio da roda-de-coroa, assim que cessa o movimento no veio do sem-fim.

A irreversibilidade dinâmica é a que se utiliza quando é necessário parar e manter uma carga imóvel, mesmo sem a ação de mecanismos adicionais de freio.

A condição teórica para obter irreversibilidade dinâmica verifica-se quando o índice de reversibilidade dinâmica RD é:

$$RD < 0.5 \quad (1.42)$$

A condição inversa, reversibilidade dinâmica, ocorre para $RD > 0.5$.

O esquema seguinte pretende resumir, de forma puramente indicativa (existem vários outros fatores que afetam a irreversibilidade), os diversos graus de irreversibilidade em função do valor do ângulo da hélice do sem-fim.

Valor de γm , ângulo da hélice do sem-fim	Comportamento
$\gamma m > 20^\circ$	-Totalmente reversível
$10^\circ < \gamma m < 20^\circ$	- Reversibilidade estática quase total - Retorno rápido
$8^\circ < \gamma m < 10^\circ$	- Reversibilidade dinâmica quase total - Irreversibilidade estática incerta sob efeito de vibração - Retorno rápido
$5^\circ < \gamma m < 8^\circ$	- Irreversibilidade estática quase nula - Irreversibilidade dinâmica diminuta mas possível sob efeito de vibração
$3^\circ < \gamma m < 5^\circ$	- Irreversibilidade estática muito reduzida - Irreversibilidade dinâmica diminuta mas possível sob efeito de vibração acentuada sob a forma de deslizamentos intermitentes
$\gamma m < 3^\circ$	- Irreversibilidade estática perfeita - Irreversibilidade dinâmica quase total

Figura 17 - Tabela de referência para graus de irreversibilidade em função do ângulo do sem-fim (γm)

A tabela técnica seguinte apresenta os parâmetros típicos para redutores de sem-fim/roda-de-coroa, de acordo com a seguinte nomenclatura:

- Número de entradas do sem-fim (z_1), que permite obter o número de dentes da roda, multiplicando este fator pela relação (i)
- Ângulo da hélice do sem-fim (γm)
- Módulo normal (m_n)
- Reversibilidade estática (RS)

i	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
Z1	4	3	2	2	1	1	1	1	1	1	1
γ	23°33'	16°55'	12°26'	12°53'	7°03'	5°49'	5°51'	3°27'	3°24'	2°52'	3°17'
m n	1.17	1.2	1.25	1	1.5	1.25	1	0.75	0.65	0.5	0.4
RS	0.67	0.62	0.56	0.57	0.44	0.39	0.39	0.28	0.28	0.25	0.21
Z1	4	4	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	22°50'	19°07'	12°26'	8°07'	13°28'	5°49'	7°30'	5°53'	2°53'	4°46'	2°53'
m n	1.4	1.1	1.5	1.1	1	1.5	1.25	1	0.75	0.65	0.5
RS	0.67	0.64	0.56	0.47	0.58	0.39	0.45	0.4	0.25	0.35	0.25
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	24°03'	18°30'	12°34'	12°49'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
m n	1.87	1.95	2	1.6	1.29	2.04	1.63	1.31	1.09	0.82	0.65
RS	0.68	0.69	0.59	0.59	0.5	0.42	0.36	0.35	0.34	0.23	0.25
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	24°03'	18°30'	12°34'	12°26'	10°19'	6°22'	6°29	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
m n	2.34	2.43	2.5	1.99	1.61	2.55	2.03	1.63	1.36	1.02	0.82
RS	0.66	0.63	0.58	0.46	0.48	0.43	0.33	0.34	0.28	0.27	0.22
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	24°03'	18°30'	12°34'	12°49'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
m n	2.81	2.92	3	2.39	1.93	3.06	2.44	1.96	1.63	1.23	0.98
RS	0.69	0.64	0.58	0.58	0.54	0.43	0.45	0.4	0.36	0.29	0.24
Z1	4	3	2	2	2	2	1	1	1	1	1
γ	24°03'	18°30'	12°34'	10°58'	10°19'	8°38'	5°30'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
m n	3.28	3.41	3.5	2.73	2.26	1.89	2.76	2.28	1.9	1.43	1.14
RS	0.71	0.67	0.59	0.48	0.56	0.5	0.4	0.39	0.36	0.21	0.19
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	24°03'	18°30'	12°34'	12°12'	10°19'	6°22'	6°08'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
m n	3.75	3.89	4	3.37	2.58	4.08	3.22	2.61	2.18	1.63	1.32
RS	0.69	0.6	0.59	0.52	0.5	0.42	0.36	0.34	0.26	0.22	0.2
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	24°03'	18°30'	12°34'	12°49'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
m n	4.22	4.38	4.5	3.59	2.9	4.59	3.66	2.94	2.45	1.84	1.47
RS	0.65	0.58	0.58	0.56	0.6	0.43	0.39	0.42	0.38	0.27	0.27
Z1	4	3	2	2	2	2	1	1	1	1	1
γ	19°01'	18°30'	12°27'	7°52'	9°27'	8°38'	6°40'	5°12'	5°21'	3°14'	3°03'
m n	5	5.35	5.5	4	3.5	2.97	4.5	3.59	3.1	2.25	1.85
RS	0.64	0.63	0.56	0.46	0.5	0.48	0.42	0.37	0.37	0.27	0.28
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	20°59'	17°05'	12°27'	10°08'	7°55'	5°50'	4°50'	5°12'	4°02'	2°23'	1°55'
m n	6	6.25	6.5	5	4	6.50	5	4.24	3.5	2.5	2
RS	0.65	0.62	0.56	0.52	0.46	0.39	0.35	0.37	0.31	0.22	0.18
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	22°50'	17°38'	12°27'	12°53'	7°03'	5°50'	5°54'	5°52'	3°51'	2°53'	2°53'
m n	7	7.25	7.5	6	4.5	7.5	6	5	4	3	2.5
RS	0.67	0.63	0.56	0.57	0.44	0.39	0.39	0.4	0.3	0.25	0.25
Z1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
γ	23°55'	18°13'	12°26'	9°12'	7°03'	6°36'	4°54'	5°23'	4°14'	3°21'	2°47'
m n	8.2	8.5	8.75	6.6	5.25	9	6.75	5.75	4.75	3.6	2.9
RS	0.67	0.63	0.56	0.5	0.44	0.42	0.36	0.38	0.32	0.28	0.24

Figura 18 – Tabela de valores de reversibilidade estática (RS) típicos para redutores de sem-fim/roda-de-coroa

1.5.7 Potência térmica

As caixas redutoras são calculadas de forma a suportar as tensões a que os vários elementos são sujeitos, no entanto a perda de potência originada pelos diferentes atritos, aquando do seu funcionamento, afeta significativamente este último.

Estes atritos são convertidos em calor que são transmitidos para o exterior através de mecanismos de transferência de calor. A uma determinada temperatura, existe um equilíbrio que advém das condições de funcionamento, da estrutura da caixa redutora e das superfícies

de permutação de calor. Se a temperatura exceder a temperatura limite de segurança, será necessário definir mecanismos que permitam eliminar o sobreaquecimento ou limitar a potência transmitida.

A potência máxima que uma caixa redutora pode transmitir, sem danificar os seus elementos, incluindo o lubrificante, é a potência mínima entre os valores calculados de potência térmica e potência mecânica da caixa redutora.

1.5.8 Perdas nas caixas redutoras

As perdas de potência originadas por atrito nas caixas de engrenagens são de várias origens.

Existem as perdas associadas ao engrenamento, nos rolamentos (sujeitos a atrito), nos vedantes dos veios e perdas mecânicas na própria agitação do lubrificante.

A potência efetiva no veio de saída da roda de coroa deriva da potência de entrada no sem-fim, afetada pelo rendimento total, de acordo com a seguinte expressão:

$$\eta_t = \eta * \eta_{Th} * \eta_B * \eta_s \quad (1.43)$$

- η_t rendimento total
- η rendimento do engrenamento, definido em 1.5.3 (o mais significativo)
- η_{Th} rendimento derivado das perdas por agitação de lubrificante (não significativo)
- η_B rendimento dos rolamentos, estimado em 3 - 5% para rolamento de esferas
- η_s rendimento derivado das perdas de potência nos vedantes (não significativo)

Como o atrito de engrenamento tem a maior influência no rendimento total, pode aproximar-se, de acordo com o número de entradas do sem-fim, aos valores seguintes.

Nº entradas do sem-fim	1	2	4	6
η_t Rendimento total aproximado	0.70	0.80	0.90	0.95

Figura 19 – Tabela do rendimento total aproximado de um redutor sem-fim/roda-de-coroa, em função das entradas da hélice do sem-fim

1.5.9 Dissipação de calor

O calor produzido pelos atritos internos, atrás associados ao rendimento, circula através do lubrificante e é transmitido ao material da caixa, sendo posteriormente dissipado na atmosfera.

Os mecanismos associados à transmissão de calor são:

- Condução: através de sólidos em contacto;
- Convecção: através de gases e fluidos;
- Radiação: no vácuo.

Nas aplicações mais frequentes, a condução por radiação é desprezável e a condução pode ser inserida na condução por convecção, que depende das condições ambientais e da temperatura da caixa.

Por condições ambientais entenda-se a temperatura ambiente, a velocidade do ar e a eventual colocação da caixa perto de fontes de radiação.

A temperatura da caixa pode ser comparada à do lubrificante, cujo limite máximo é normalmente estabelecido a 95 °C, uma vez que nestas temperaturas começa a existir degradação de vedantes da caixa e dos rolamentos.

Para um equilíbrio de temperaturas, o calor dissipado Q é igual à potência perdida. Sendo esta uma equação que depende das mesmas variáveis nos dois membros, pode ser resolvida por iteração simplesmente fixando o valor de potência transmitida, calculando as perdas e comparando com a potência dissipada.

Se as perdas forem inferiores à potência dissipada pela caixa, considerando a temperatura máxima do lubrificante, então é possível aumentar a potência e recalculer o equilíbrio, caso seja superior e então será necessário reduzir a potência e validar os cálculos.

A potência térmica do equipamento resume-se assim à potência de entrada que permite o equilíbrio.

$$Q = A_{\text{útil}} k \Delta T \quad (1.44)$$

Em que $A_{\text{útil}}$ corresponde à superfície da caixa que permite a dissipação de calor por convecção, esta exclui a área de apoio, sobressessuras e elementos de reforço.

ΔT é a diferença de temperaturas entre o ambiente e a superfície da caixa e k é o fator de condutibilidade térmica que varia entre 0.010 - 0.014 (kW/m² K), para uma velocidade do ar inferior a 1.4 m/s (corresponde a um espaço limitado sem ventilação).

Se a velocidade do ar circundante for superior a 3.7 m/s será necessário corrigir o fator k , multiplicando-o por 1.90 e da mesma forma será necessário realizar correções para as seguintes temperaturas ambiente:

$$10\text{ °C} -1.39; 20\text{ °C} -1.25; 30\text{ °C} -1.13; 40\text{ °C} -1.00; 50\text{ °C} -1.81.$$

Para aplicações especiais, onde as caixas redutoras funcionam durante pequenos períodos de tempo, e as quais são objeto de refrigeração forçada ou refrigeradas por óleo, será necessário realizar as devidas correções.

1.6 Considerações gerais sobre dimensionamento de caixas redutoras

1.6.1 Potência

A potência absorvida pela aplicação deve ser menor ou igual do que a potência recomendada para o redutor escolhido.

$$P_{\text{absorvida}} < \frac{P_{\text{catálogo}}}{sf} \quad (1.45)$$

No caso de se utilizarem caixas redutoras combinadas de forma a obter baixas rpm de saída, a seleção deve ser realizada com base no binário necessário e não na potência, sendo esta

seguramente excessiva pela combinação com o motor elétrico. Como exemplo, a potência necessária em kW para se obter um determinado binário M [N*m] e n [rpm] é dada pela expressão seguinte, em que o rendimento pode ser retirado diretamente através do fator RD ou RS da tabela 18:

$$P_{\text{absorvida}} = \frac{M \cdot n}{9550 \eta} \quad (1.46)$$

1.6.2 Velocidade de rotação

As velocidades de rotação n_1 [rpm] de entrada e n_2 [rpm] de saída podem ser estabelecidas como fixas, no caso da utilização de motores elétricos de uma velocidade, ou variáveis caso se utilizem motores de 2 velocidades, motores DC, variadores de velocidade mecânicos ou variadores de frequência.

Normalmente, a velocidade máxima n_1 permitida num redutor industrial é de 3000 rpm, o que corresponde *grosso modo* a um motor elétrico de 2 pólos a 50 Hz.

As velocidades de rotação dos motores a 50 Hz variam de acordo com o número de pólos na seguinte forma:

Nº de polos do motor	n_1 (rpm)
2	2800
4	1400
6	900
8	700

Figura 20 – Tabela de velocidades de um motor para 50 Hz em função do número de pólos

1.6.3 Binário

Para uma dada potência de motor P_{motor} [kW] e rendimento dinâmico RD , o binário de saída de uma caixa redutora M_2 [N*m] pode ser calculado da seguinte forma:

$$M_2 = \frac{P_{\text{motor}} 9550}{n_2} RD \text{ [Nm]} \quad (1.47)$$

Se a relação de transmissão i for conhecida, aplica-se a seguinte fórmula, em que M_1 é o binário de acionamento no sem-fim:

$$M_2 = M_1 i RD \text{ [Nm]} \quad (1.48)$$

O binário calculado por esta fórmula deve ser sempre maior ou igual do que o binário necessário para a aplicação, pois apenas assim se garante que o redutor funciona convenientemente, ultrapassando condições adversas inicialmente não contempladas.

1.6.4 Fator de serviço

O binário máximo de saída que uma caixa redutora consegue transmitir está sempre definido na sua tabela de características.

Dada o alargado espectro de aplicações, uma mesma caixa redutora pode trabalhar com cargas ligeiras ou pesadas, tendo estas uma implicação direta na sua vida útil. O tempo de vida em serviço de uma caixa redutora sob as mesmas condições de carga, varia com as condições ambientais e com o serviço que esta realiza.

O fator de serviço S_f foi introduzido por este motivo. Este fator corrige, para condições de serviço aproximadas às reais, as diferentes cargas e tipos de funcionamento para garantir ao utilizador a seleção de uma caixa redutora que tenha um bom desempenho e durabilidade em condições diferentes das tabeladas, e nas quais o fator de serviço é igual a 1.

Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço							
sf							
Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém./heure Ptas. en marcha/hora Arr./hora	Heures de fonctionnement par jour AHoras de funcionamiento diarias Horas de funcionamento diárias				
			<2	2 ÷ 8	9 ÷ 16	17 ÷ 24	
LIGHT DUTY Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant Embouteilleuses • Filoirs • Commandes auxiliaires des machines-outils	<10	0.75	1	1.25	1.5	
	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hiladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta						
	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuída • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas						
MEDIUM DUTY Surcharges légères, conditions opérationnelles irrégulières, masses moyennes à accélérer Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas medias a acelerar Ligeiras sobrecargas, condições operativas irregulares, massas médias para acelerar	Châssis • Dévidoirs • Convoyeurs à bande avec charge variée à tablier - par vis sans fin - par chaîne • Translation de ponts roulants pour service léger • Banderoleuses • Agitateurs et mélangeurs liquides à densité variable et visqueux • Machines pour l'industrie alimentaire • Cribleuses de pierres et sable • Grues et monte-charge	<10	1	1.25	1.5	1.75	
	Bastidores • Husos • Transportadores de cinta con carga variada de placas - de tornillo sinfin - de cadena • Traslación de carros puente para servicio ligero • Bobinadoras • Agitadores y mezcladores de líquidos de densidad variable y viscosos • Máquinas para la industria alimentaria • Máquinas cribadoras de piedra y arena • Grúas y montacargas						
	Teares • Bobinadoras - laminagem de chapas • Tapetes transportadores de lâmina com carga variada - de cóclea - de corrente • Translação de pontes-grua para serviço ligeiro • Bobinadoras • Agitadores e misturadores de líquidos com densidade variável e viscosos • Máquinas para a indústria alimentar • Crivadoras • Grua e monta-cargas						
HEAVY DUTY Surcharges fortes, conditions opérationnelles irrégulières, grandes masses à accélérer Fuertes sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas grandes a acelerar Fortes sobrecargas, condições operativas irregulares, grandes massas para acelerar	Machines pour briques et travaux argile • Mélangeurs • Malaxeurs • Bétonnières • Compresseurs et pompes alternatives à 1 ou plusieurs cylindres • Machines-outils • Limeuses • Raboteuses • Aléseuses • Fraiseuses • Laminoirs • Treuils élévateurs à godets • Fours rotatifs • Broyeurs • Concasseurs • Presses • Marteaux-pilons • Scies alternatives • Ventilateurs lourds pour mines • Transporteurs par fortes saccades	<10	1.25	1.5	1.75	2	
	Máquinas para ladrillo y trabajos en arcilla • Mezcladores • Amasadoras • Hormigoneras • Compresores y bombas alternativas de 1 ó más cilindros • Máquinas herramienta i						
	• Limadoras • Cepilladoras • Mandrinadoras • Fresadoras • Lamina • Cabrestantes elevadores de cubos • Hornos rotativos • Molinos • Trituradores • Pressas • Mazas • Sierras alternativas • Ventiladores pesados de minería • Transportadores con fuertes sacudidas						
Máquinas para tijolos e trabalhos em argila • Misturadores • Amassadeiras • Betoneiras • Compressores e bombas alternativas com 1 ou mais cilindros • Máquinas-ferramentas • Limadoras • Aplainadoras • Furadoras • Fresadoras • Laminadores • Alcatruzes • Fornos rotativos • Moinhos • Trituradores • Pressas • Maços • Serras • Ventiladores pesados para minas • Transportadores capazes de suportar fortes solavancos	10 ÷ 50	1.5	1.75	2	2.2		
80 ÷ 100	1.75	2	2.2	2.5			
100 ÷ 200	2	2.2	2.5	3			

Figura 21- Tabela de fatores de serviço recomendados para aplicações tipo

A tabela 21 contém os valores de fator de serviço a contemplar para as aplicações mais usuais. Em aplicações que não estejam listadas, o fator de serviço pode ser determinado de acordo com o tipo de carga, número de horas de funcionamento diário e número de arranques por hora. Na utilização de motores com freio eletromagnético, estes valores devem ser multiplicados por um fator de 1.12.

1.6.5 Relação de transmissão

A relação de transmissão i , em redutores sem-fim/roda-de-coroa, é definida como a razão entre o número de dentes da roda-de-coroa Z_2 e o número de entradas do parafuso sem-fim Z_1 . Se as velocidades n_1 e n_2 forem conhecidas, a relação pode ser obtida através da seguinte expressão:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1.49)$$

1.6.6 Rendimento mecânico

O rendimento mecânico foi já discutido em secções anteriores. Neste capítulo, recorda-se que o rendimento é a relação entre a potência real obtida no veio de saída e a potência disponibilizada no veio de entrada de um redutor. O rendimento não é constante durante o funcionamento de uma caixa redutora, estabilizando após algumas horas de funcionamento. Por este motivo, o dimensionamento deverá ser realizado tendo em conta o funcionamento da caixa. Para serviço contínuo deverá utilizar-se o rendimento dinâmico e para serviço intermitente o rendimento estático, de forma a compensar a potência do sistema de acionamento para contabilizar o menor rendimento da caixa.

Seguidamente apresenta-se um gráfico com a evolução genérica do rendimento de caixas redutoras, em função da razão de transmissão e das horas de funcionamento em contínuo.

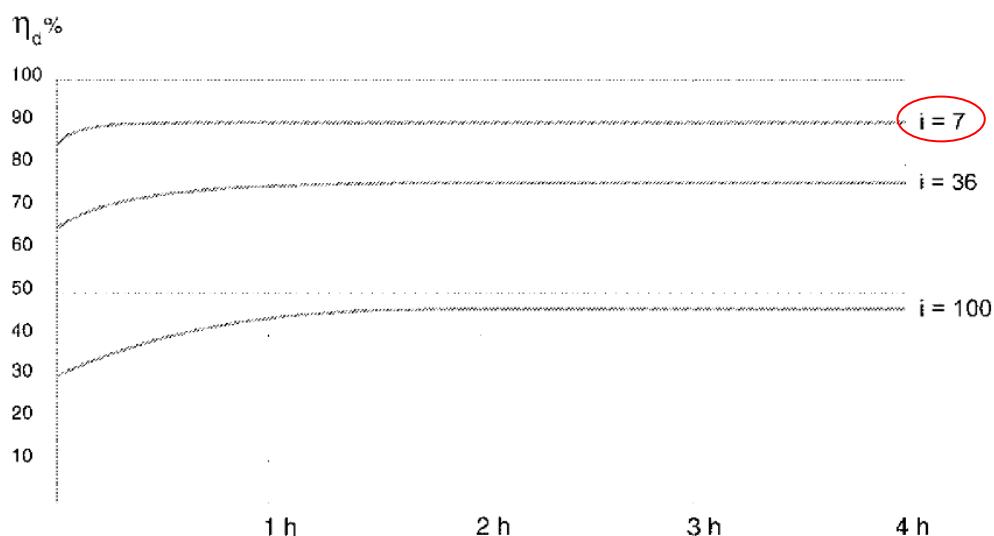


Figura 22 – Evolução do rendimento mecânico em função do tempo de funcionamento

1.6.7 Cargas axiais e radiais nos veios

Os veios dos redutores podem estar sujeitos a cargas radiais externas provocadas pelo tipo de transmissão utilizada na transmissão de potência.

O cálculo destas cargas, para ambos os veios, é realizado recorrendo à equação seguinte:

$$R = \frac{2000 M K}{D} \quad (1.50)$$

Onde:

R-Carga radial [N]

M- Binário [Nm]

D- Diâmetro exterior da roda/polia/carreto acoplado ao veio [mm]

K- Fator de correção para o tipo de roda de acionamento

K=1, carreto para corrente

K=1.25, engrenagem

K=1.5, polia de correia trapezoidal

O valor das cargas radiais calculadas desta forma não deve ser superior ao indicado pelo fabricante.

O ponto de aplicação das forças no veio é também objeto de correção do valor da carga radial. De uma forma aproximada para cargas aplicadas:

- 0.3 * X, a carga R deve ser multiplicada por 1.25

- 0.75*X, a carga R deve ser dividida por 1.25

Onde X é o comprimento do veio até à descontinuidade do mesmo.

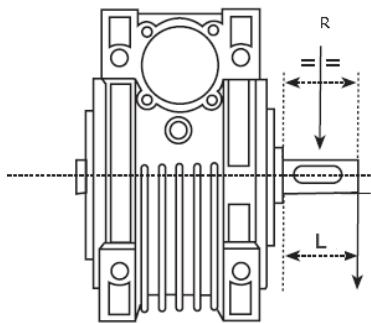


Figura 23 – Cargas radiais

No caso de cargas variáveis, a correção é realizada da seguinte forma:

$$R_{eq} = \left(R1^3 \frac{n1 h1}{n h} + R2^3 \frac{n2 h2}{n h} + R3^3 \frac{n3 h3}{n h} + \dots \right)^{0.33} \quad (1.51)$$

Em que:

- $n \cdot h = \text{rpm} \cdot \text{horas em funcionamento}$
- $n_1 \cdot h_1 = \text{rpm}_1 \cdot \text{horas em funcionamento com carga R1}$
- $n_2 \cdot h_2 = \text{rpm}_2 \cdot \text{horas em funcionamento com carga R2}$
- ...

A carga axial máxima, quando combinada com cargas radiais, equivale a 20% desta.

1.6.8 Rodagem

A fase de rodagem pode durar até cerca de 400 horas. Durante esta fase os fabricantes recomendam um aumento gradual da carga, durante as primeiras horas de funcionamento, até 50 -70% da carga total. Durante este período é natural um aumento de temperatura da caixa redutora.

No caso de caixas redutoras que não são lubrificadas “para a vida”, sugere-se uma mudança de lubrificante no final da rodagem.

Na maioria das caixas redutoras de sem-fim/roda-de-coroa disponíveis no mercado, como a Bonfiglioli, Chiaravalli, RMG, SITI, Motovario, etc., não se considera a substituição do lubrificante, pois o lubrificante utilizado é de origem sintética com base de poliglicol de elevado rendimento e durabilidade, com proteção antidesgaste, redução de atrito, resistência ao envelhecimento e bom comportamento viscoso numa gama abrangente de temperaturas, considerando-se assim estas caixas lubrificadas para toda a sua vida útil.

1.6.9 Critérios a cumprir na seleção de caixas redutoras por catálogo técnico

As tabelas de dimensionamento de redutores possuem genericamente a seguinte informação:

I 40		Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle Arbre petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída						D = 19 mm		MI 40				
i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	sf
7,5	1400	186,7	28	0,64	0,87	0,86	7,5	1400	186,7	16	0,37	0,5	0,86	1,72
10		140	29	0,50	0,68	0,85	10		140	21	0,37	0,5	0,85	1,35
15		93,3	32	0,39	0,53	0,81	15		93,3	31	0,37	0,5	0,81	1,04
20		70	38	0,36	0,49	0,78	20		70	39	0,37	0,5	0,78	0,97
25		56	36	0,28	0,38	0,76	25		56	32	0,25	0,33	0,76	1,12
30		46,7	41	0,29	0,39	0,7	30		46,7	36	0,25	0,33	0,7	1,16
40		35	40	0,23	0,31	0,64	40		35	31	0,18	0,25	0,64	1,27
50		28	40	0,19	0,26	0,62	50		28	38	0,18	0,25	0,62	1,05
60		23,3	38	0,16	0,21	0,59	60		23,3	43	0,18	0,25	0,59	0,87
80		17,5	30	0,11	0,15	0,5	80		17,5	33	0,12	0,16	0,5	0,92
100	14	28	0,09	0,12	0,48	100	14	29	0,09	0,12	0,48	0,95		

Figura 24 – Tabela genérica de características de redutores sem-fim/roda-de-coroa

De onde é possível seleccionar uma caixa redutora dados os seguintes elementos:

- velocidade de entrada n1 (normalmente a do motor eléctrico)
- velocidade de saída n2
- Binário necessário M

Deve-se selecionar uma caixa redutora que cumpra os critérios:

$$M2 > M * Sf \quad (1.52)$$

$$P1 > Pe * Sf \quad (1.53)$$

Em que :

M2- binário máximo tabelado [N*m]

M- binário requerido pela aplicação [N*m]

Sf- fator de serviço para aplicação (Figura 21)

P1-potência máxima admitida na tabela [kW]

Pe-potência efetiva disponível (normalmente a do motor elétrico) [kW]

Após a seleção da caixa redutora é necessário validar o fator de serviço real:

$$Sf_r = \frac{Sf_{tabela} * M2}{M} \quad (1.54)$$

Se o fator de serviço real for igual ou superior ao requerido pela aplicação, então a caixa está bem selecionada. Se for inferior, será necessário selecionar uma caixa redutora mais robusta.

A potência do motor pode também ser determinada pelo método de cálculo seguinte, tendo o cuidado de selecionar a potência IEC normalizada imediatamente superior:

$$P1 = \frac{M \cdot n2}{9550 \cdot RD} \quad (1.55)$$

2 Ensaio experimental de redutores

Os ensaios descritos têm por objetivo avaliar características técnicas e desempenho de redutores Sem-Fim/Roda de Coroa, baseados em critérios pré-definidos, de forma a identificar a opção técnico-comercial mais equilibrada em questão de custo de equipamento e qualidade de material.

2.1 Seleção de modelo

Os modelos a avaliar foram selecionados tendo por base, uma das referências com maior sucesso comercial da REIMAN, o redutor da marca Chiaravalli CH 04 - 1/7- P71B5.

Este modelo de redutor é utilizado pelos clientes da Reiman, em aplicações tão diversas como:

- tapetes transportadores,
- equipamento de estampagem têxtil,
- seccionadores em linhas de média e alta tensão,
- Etc...

Como produtos equivalentes a este redutor, podemos encontrar o redutor da Bonfiglioli VF44 1/7 P71B5 e o redutor de marca própria da Reiman, RMG 1/7,5 P71B5, comercializado em regime OEM (*Original Equipment Manufacturer*).

As várias siglas que compõem a designação indicam modelo, relação de transmissão e flange IEC de ligação a motor, neste caso a flange IEC P71B5 permite ligação a motores de tamanho 71 e flange tipo B5 com 160 mm de diâmetro e acoplamento de veio do motor com 14 mm de diâmetro.

A sigla IEC refere-se a *International Electrotechnical Commission*, sendo este o organismo internacional que prepara e publica as normas relativas a tecnologia elétrica e eletrônica.



Figura 25 – Redutores em ensaio RMG040 :: VF 44 :: CH04

2.2 Características técnicas de catálogo dos modelos selecionados

A tabela seguinte resume as características técnicas, para uma velocidade de entrada de 1400 rotações por minuto (rpm), equivalente a um acionamento por motor elétrico de 4 pólos a 50 Hz, de acordo com as páginas dos catálogos em anexo.

Os valores marcados com asterisco (*) foram obtidos por analogia com outros equipamentos conforme a legenda em anexo.

Todos os redutores têm uma caixa fabricada por injeção de alumínio e referem a utilização de lubrificantes SHELL Tivela oil S 320 ou equivalente.

Os valores monetários mencionados são unicamente para estabelecer ordens de grandeza, uma vez que o comércio destes equipamentos está sempre sujeito a valores de desconto por quantidade.

Fabricante	Referência	Peso (kg)	i	n2 (rpm)	P1 (kW)	M2 (N*m)	Fs	Rs (%)	Rd (%)	PVP*****
Bonfiglioli	VF44 1/7 P71B5	2.0	7	196	0,37	29	1.9*	71	71	169.58€
Chiaravalli	CH04 1/7 P71B5	2.1	7	200	0,55	22	1,4	71**	71**	156.09€
OEM	RMG040 1/7,5 P71B5	2.3	7,5	186,7	0,55	22	1,6	79***	87***	123.17€

Figura 26 – Tabela de características dos redutores em ensaio

* Valor tabela página 57 do catálogo 1847 R8, para 1360 rpm entrada

** Assume-se igual a VF44 por semelhança construtiva

*** Valor considerado, por semelhança construtiva, igual a redutor SITI –MU 40

**** Valor de referência para “venda a público”

2.3 Definição da grelha de avaliação e tipos de ensaio

De forma a realizar uma avaliação mais completa dos equipamentos e relacionar as características construtivas com o seu comportamento dinâmico, foi recolhida informação de todos os componentes dos redutores testados.

Esta informação recolheu-se através da desmontagem, identificação de componentes e análise do lubrificante de unidades iguais às testadas dinamicamente (Anexo C).

O ensaio dinâmico consistiu na realização de ciclos contínuos de elevação e descida de cargas, durante intervalos de tempo pré-estabelecidos, sendo estas definidas da seguinte forma:

Carga 1 – Rodagem: correspondente a uma carga que provoque 10% do momento M2 indicado de catálogo para o redutor com menor capacidade durante um período de 12 horas

Carga 2 – Carga equivalente a “vazio”: correspondente a uma carga que provoque 55% do momento M2 indicado de catálogo para o redutor com menor capacidade durante um período de 6 horas

Carga 3 – Carga de trabalho: correspondente a uma carga que provoque 90% do momento M2 indicado de catálogo para o redutor com menor capacidade durante um período de 3 horas

Carga 4 – Carga limite: correspondente a uma carga que provoque 100% do momento M2 indicado de catálogo para o redutor com menor capacidade durante um período de 2 horas

Em cada um destes ensaios, foram recolhidos valores de:

- Consumos do motor na elevação e descida de carga
- Evolução da temperatura do equipamento, medida na superfície da caixa em intervalos de 30 segundos
- Temperatura ambiente durante o ensaio.

No final destes ensaios, os lubrificantes foram imediatamente recolhidos, de forma evitar o depósito de partículas, e enviados para análise de desgaste no CETRIB – Unidade de Tribologia e Manutenção Industrial.

2.4 Montagem do banco de ensaio

Para que o ensaio decorresse de forma segura, mantendo os binários aplicados no veio de saída do redutor e controlando as velocidades de elevação, foi definido o banco de ensaio seguinte:

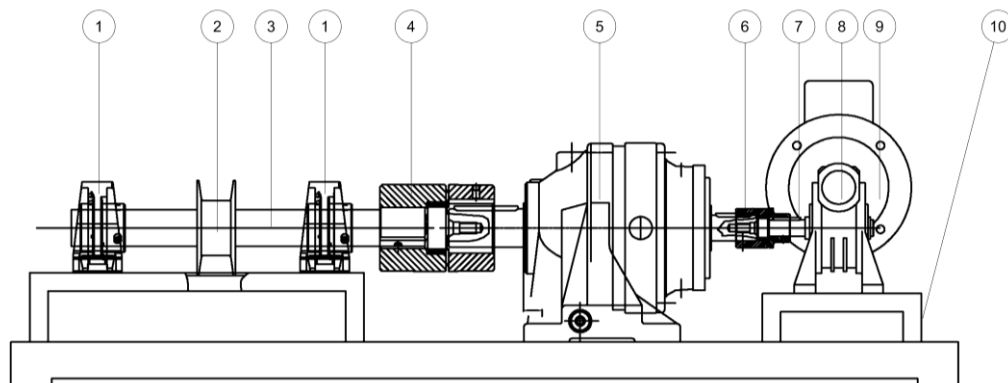


Figura 27 –Esquema de banco de ensaio

A montagem realizada é constituída pelos seguintes componentes:

- 1- Chumaceira UCP 208
- 2- Polia de enrolamento do cabo de aço com diâmetro de enrolamento de 60mm
- 3- Veio da polia
- 4- Acoplamento Chiaravalli GE-T 38/45
- 5- Redutor COMER PG 101 $i=3.55$ CPC ELC 28x50

- 6- Acoplamento Chiaravalli GE-T 24/32 AB
- 7- Veio de saída do redutor (acessório)
- 8- Redutor a ensaiar
- 9- Motor elétrico de acionamento com flange P71 B5 para ligação a redutor
- 10- Superfícies de apoio dos vários elementos

A montagem do sistema foi realizada de acordo com as imagens seguintes:



Figura 28 - Fotos várias do banco de ensaio utilizado no teste dos redutores

A utilização do redutor epicicloidal COMER foi necessária para reduzir a velocidade linear das cargas suspensas para valores menores, ainda que aumentando a capacidade de carga em elevação, aumentando assim os tempos de ciclo de subida e descida de forma a permitir um melhor controlo do sistema.

Não se considera a influência do rendimento do redutor COMER no sistema pois de acordo com a literatura técnica^{xiii}, o rendimento deste é de 97 a 98% por andar de redução (o equipamento utilizado tem apenas 1 andar), estes redutores sendo, ainda, completamente reversíveis.

Durante o ensaio verificou-se que, mesmo aquando das cargas mais elevadas, a temperatura deste subia apenas alguns graus acima da temperatura ambiente.

Da mesma forma, não se considera o rendimento dos elementos de transmissão e suporte, como os acoplamentos e as chumaceiras, assumindo que não eram pertinentes para o ensaio.

A condição mais relevante foi manter as mesmas condições de teste para os 3 modelos ensaiados.

Os pesos a elevar foram conseguidos com caixas preenchidas com pequenos tramos de guiamentos lineares em aço ($\approx 7860 \text{ kg/m}^3$), tendo sido pesados os conjuntos carga+caixa para corresponder a cada carga do ensaio.

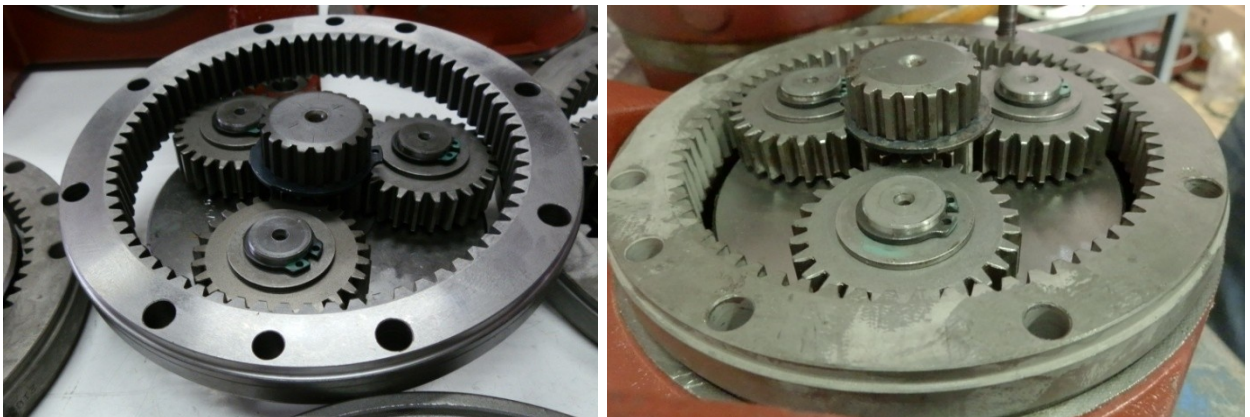


Figura 29 – Redutor Planetário COMER, montagem das rodas solar e planetários



Figura 30 – Exemplo de carga, caixa com tramos de guia de aço

2.5 Equipamentos de controlo e registo de temperaturas

De forma a permitir o controlo dos tempos de ciclo para a subida e descida, a velocidade do motor e a leitura dos consumos deste, foi idealizado um sistema de controlo composto por:

- Variador de frequência Inverterk Optidrive E2 (ODE-2-12150-1K012)
- Temporizador duplo OMRON H3DK
- Botoneiras de comando e emergência
- Termómetro com *datalogger* RS 1415

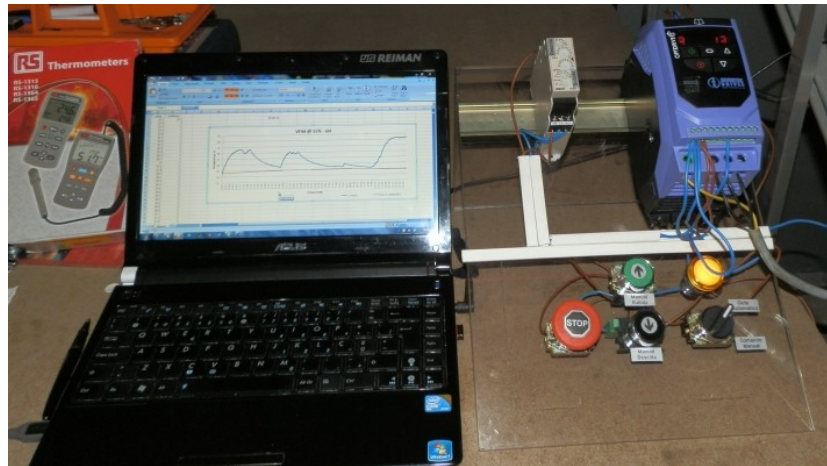


Figura 31 – Sistema de controlo e monitorização do banco de ensaio

O variador de frequência foi utilizado em duas vertentes, controlo e monitorização.

Na vertente de controlo, foi utilizado para alimentar o motor trifásico a 30 Hz, tendo o próprio variador uma alimentação monofásica a 50 Hz, reduzindo a rotação para 840 rpm mantendo o binário nominal.

O variador foi também programado para introduzir uma rampa de aceleração e desaceleração de 1 segundo (0-30 Hz e 30-0 Hz), de forma a realizar um arranque e paragem progressivos da carga.

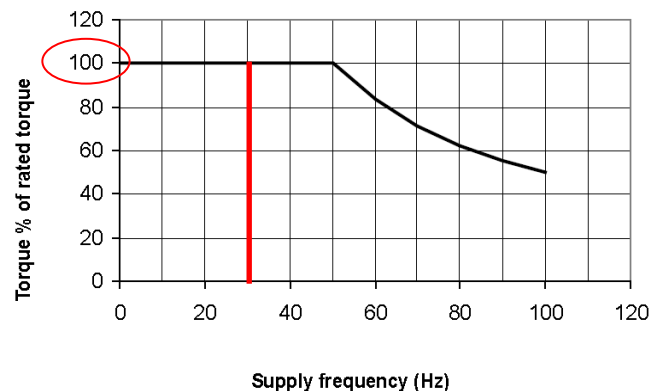


Figura 32 – Gráfico de binário vs frequência de controlo por variador

Na vertente de monitorização, permitiu a leitura dos consumos do motor na subida e descida das diferentes cargas.

O temporizador OMRON H3DK foi utilizado para controlar a duração do tempo de subida e de descida de forma independente. Como o temporizador é analógico, não é possível realizar ajuste fino. Mesmo com uma regulação cuidada, após algumas dezenas de ciclos, a carga pode pousar no chão ou subir em demasia, desligando um dos interruptores de emergência.

A temporização independente dos ciclos foi uma mais-valia nos ensaios pois, devido ao fenómeno da reversibilidade, a carga descia alguns centímetros durante o tempo de inversão de direção do motor. Esta situação impôs a compensação deste deslizamento, através do aumento do tempo de subida em relação ao tempo de descida.

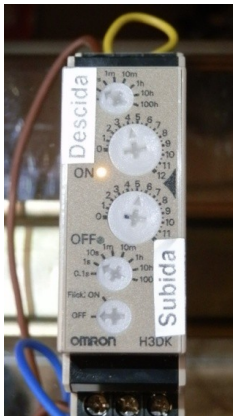


Figura 34 -
Temporizador



Figura 33 – Botoneiras de comando, montagem em placa de acrílico

O termómetro com *datalogger* foi utilizado para registo da evolução das temperaturas de funcionamento em todos os ensaios. No final dos ensaios possibilitou o registo das temperaturas de arrefecimento, permitindo calcular o coeficiente de dissipação de calor de cada caixa redutora.

A temperatura foi registada no local onde habitualmente se coloca a flange de saída para estes redutores, visível nas fotos seguintes, através de uma sonda inox com um termopar tipo J.

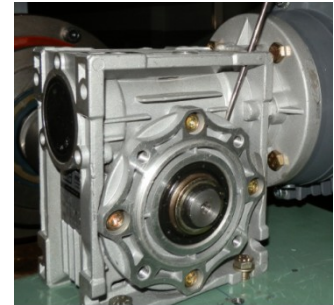


Figura 35- Localização da sonda termopar em cada redutor:

VF44 :: CH04 :: RMG040

O intervalo de medição de temperatura foi de 30 segundos, permitindo a elaboração de gráficos detalhados com a evolução da temperatura e detecção de paragens no ensaio por acionamento do interruptor de segurança, assim aferindo a duração exata em que cada equipamento esteve, efetivamente, em funcionamento.

2.6 Cálculo das cargas

O cálculo das cargas teve por base o momento teórico que o redutor de menor fator de serviço conseguiria realizar, de forma a elevar uma carga F numa polia de 60mm com um motor de 0.37 KW. Para este cálculo, não se consideram os rendimentos das caixas redutoras ou elementos de transmissão

2.6.1 Identificação do redutor com menor fator de serviço para uma potência requerida de 0.37 kW

Utilizando as fórmulas indicadas em 1.7.9, obtém-se a seguinte tabela:

	Pot.mot. (kW)	N*m_tabela	rpm	Fs_tabela	Fs_real
VF44 *	0.37	16	196	1.9	1.9
CH04	0.55	22	200	1.4	2.1
RMG040	0.55	22	186.7	1.6	2.4

* Menor fator de serviço

Figura 36 – Tabela de cálculo do fator de serviço real para os 3 redutores, supondo uma necessidade de acionamento de 0.37 kW

2.6.2 Cálculo da carga máxima de elevação para o redutor c/ menor Fs

A utilização do variador de frequência Optidrive permite utilizar o motor numa velocidade inferior mantendo o binário nominal.

A 30 Hz o motor sofre uma perda de potência de cerca de 58%, de acordo com a imagem seguinte.

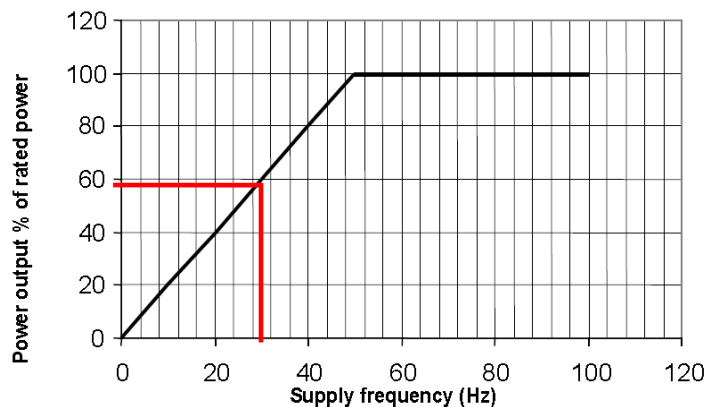


Figura 37 – Gráfico de redução de potência em motores, associada à utilização de variadores de frequência

Tendo em conta esta particularidade, temos os seguintes quadros para um acionamento de 0.37 kW e de 0.55 kW.

Unidades		Motor 0.37 kW	Redutor teste	Redutor Comer
i	--	--	7	3.55
W	P1(30 Hz)	214.6	214.6	214.6
rpm	n2(30 Hz)	840	120	33.80
rad/s	n2(30 Hz)	87.96	12.57	3.54
Nm	M2	2.44	17.08	60.62

Figura 38 – Cálculo de binários em cada redução com motor de 0.37 kW

Com a potência disponibilizada pelo motor de 0.37 kW, considerando um rendimento de 100% e uma polia de Ø60 mm, seria possível elevar uma carga de 2021 N (206 kg).

Unidades		Motor 0.55 kW	Redutor teste	Redutor Comer
i	--	--	7	3.55
W	P1(30 Hz)	319	319	319
rpm	n2(30 Hz)	840	120	33.80
rad/s	n2(30 Hz)	87.96	12.57	3.54
Nm	M2	3.63	25.39	90.12

Figura 39 – Cálculo de binários em cada redução com motor de 0.55 kW

Com a potência disponibilizada pelo motor de 0.55 kW, considerando um rendimento de 100% e uma polia de Ø60 mm, seria possível elevar uma carga de 3004 N (306 kg)

Os ensaios serão realizados com a carga máxima de 200 kg, sendo as cargas intermédias calculadas da seguinte forma:

Carga 1 - 10% Rodagem	20 kg
Carga 2 - 55% Vazio	85 kg
Carga 3 - 90% Trabalho	170 kg
Carga 4 - 100% Limite	200 kg

Figura 40 – Definição das cargas a utilizar no ensaio.

3 Tabelas de avaliação dos redutores




Descreve-se na secção 3.1 a informação obtida através da desmontagem dos redutores, identificando os seus componentes e comparando a informação técnica sobre os mesmos.

Na secção 3.2 compilam-se os dados recolhidos através dos ensaios dinâmicos.



Na secção 3.3 encontram-se disponíveis os dados obtidos na análise de lubrificantes utilizados nos ensaios

3.1 Componentes e soluções construtivas

De forma a facilitar a leitura da informação, esta será apresentada na forma de tabela.

Componente	Bonfiglioli VF44	Chiaravalli CH04	OEM RMG040
Caixa – material	Fundição injetada de alumínio, sem acabamento superficial	Fundição injetada de alumínio com revestimento epóxi em RAL 9022 para melhor proteção superficial e revestimento de micro-rechupes provenientes da fundição	Fundição injetada de alumínio com revestimento epóxi em RAL 9022 para melhor proteção superficial e revestimento de micro-rechupes provenientes da fundição
			
Fixação externa e acessórios	<p>A alteração da posição de montagem da caixa obriga ao desaperto dos 4 parafusos laterais para rodar as “patas” para a posição pretendida.</p> <p>No caso de ser necessário flange de saída, é necessário retirar as tampas laterais com patas e montar uma tampa com flange de saída lateral.</p> <p>Iguais dimensões de atravancamento, fixação e veios.</p> <p>O CH04 possui ainda flange de motor desmontável e independente do corpo da caixa e um bujão para ensaio de estanquicidade</p>		<p>Montagem universal, todas as laterais da caixa podem ser utilizadas como fixação ao equipamento. A flange lateral da saída é colocada sem desmontagem da caixa.</p> <p>Montagem compacta.</p> <p>Bujão para ensaio de estanquicidade</p>
Veios sem-fim	Veio do sem-fim em aço com engrenagem helicoidal tipo ZI com 4 entradas		
Veio roda-de-coroa	Veio em aço encastrado na roda em bronze b=11 mm Z=28	Veio em aço encastrado na roda em bronze b=16 mm Z=28	Veio em aço encastrado na roda em bronze b=14 mm Z=30

Análise do Desempenho de Redutores Sem -Fim/Roda de Coroa

Vedantes de lábio	NB: Tampa no lado oposto ao acionamento		
Veio sem-fim (d – D – b)	CORTECO i1CFW BAU 3 25-37-7 (mm)	NOK TC 25-37-7(mm)	SKF 25-35-7-08(mm)
Veio roda-de-coroa (d – D – b)	CORTECO i2CFW BAUD25L 30-40-7(mm)	TTO DO11 16 TC 30-40-7(mm)	NAK-TC-30-40-7-31C NAK-TC-30-40-7-34C(mm)
Estanquidade	Tampas laterais: junta de cartão com alma de metal	Tampas laterais: o-ring colocado nas tampas	Tampa lateral: o-ring e silicone colocado numa única tampa
			
Rolamentos			
Sem-fim motor	FkT-AD-61805 D=37; d=25; b=7 (mm) Cr=3800; Co=2800 (N) Rpm lim= 24 000	NSK 6805 D=37;d=25; b=7 (mm) Cr=4500; Co=3150 (N) Rpm lim=22 000	NSK 6005 D=37;d=25; b=7 (mm) Cr=10100; Co=5850 (N) Rpm lim=18 000
Sem-fim oposto motor	AEC 6301 D=37;d=12; b=12 (mm) Cr=9750; Co=4150 (N) Rpm lim=Não Disponível	NSK 6301 D=37; d=12; b=12 (mm) Cr=9700; Co=4200 (N) Rpm lim=24 000	NSK 6203 D=40; d=17; b=12 (mm) Cr=9559; Co= 4800 (N) Rpm lim= 20 000
Roda de coroa	FkT-AD-6006 d=30;D=55;b=13(mm) Cr=13240; Co= 8220 (N) Rpm lim=15 000	???-6006* d=30;D=55;b=13(mm) Cr=13200; Co=8300 (N) Rpm lim=15 000	C&U 6006 d=30;D=55;b=13(mm) Cr=13200; Co=8300 (N) Rpm lim=15 000
Lubrificante	ISO VG 320 - SHELL Tivela Oil S320 (Ver ensaio CETRIB no Anexo C)		

Nos vedantes e rolamentos:

d = diâmetro interior	Cr = capacidade carga dinâmica
D = diâmetro exterior	Cor= capacidade carga estática
b = espessura	Rpm lim= rpm máximas considerando lubrificação a óleo
???-6006* = rolamento não identificado, assumiu-se mesmas características do C&U 6006	

3.1.1 Memória fotográfica

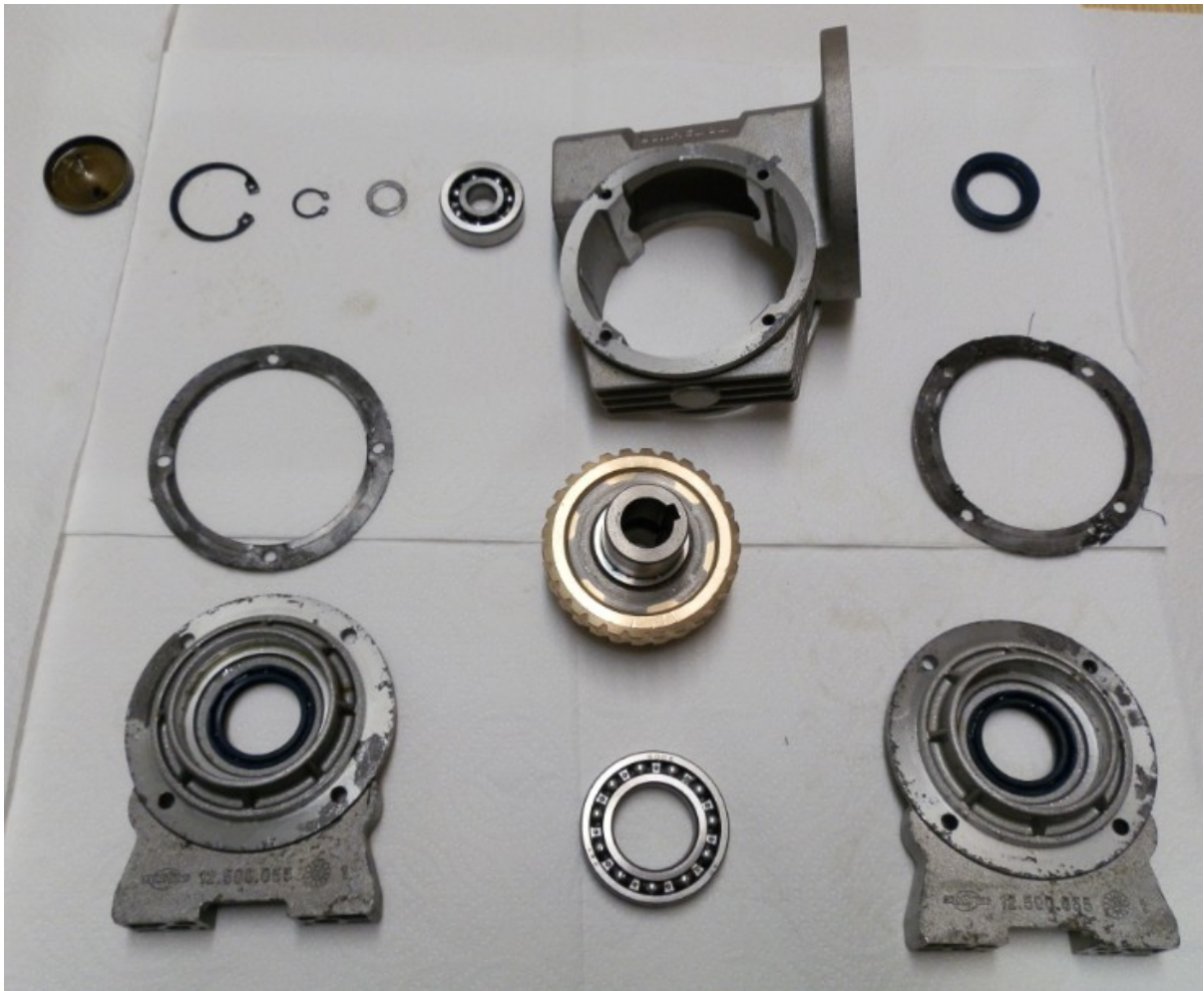


Figura 41 – VF 44: Desmontagem e identificação de componentes

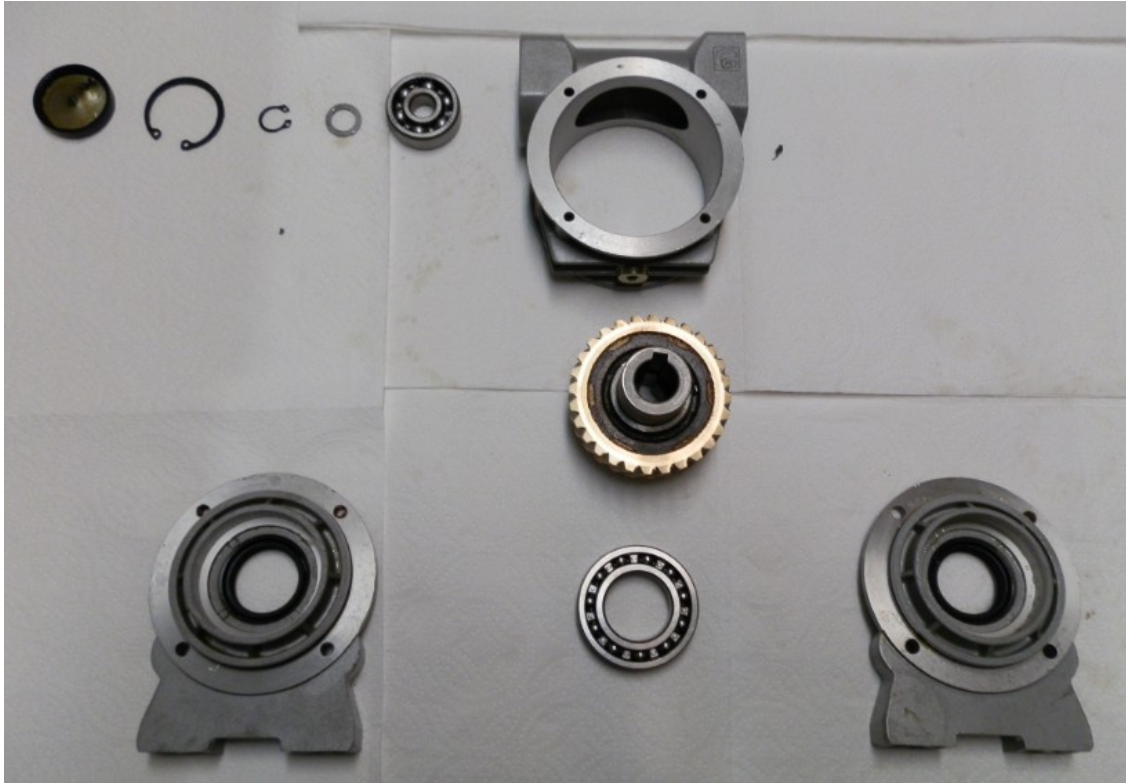


Figura 42 CH 04: Desmontagem e identificação de componentes

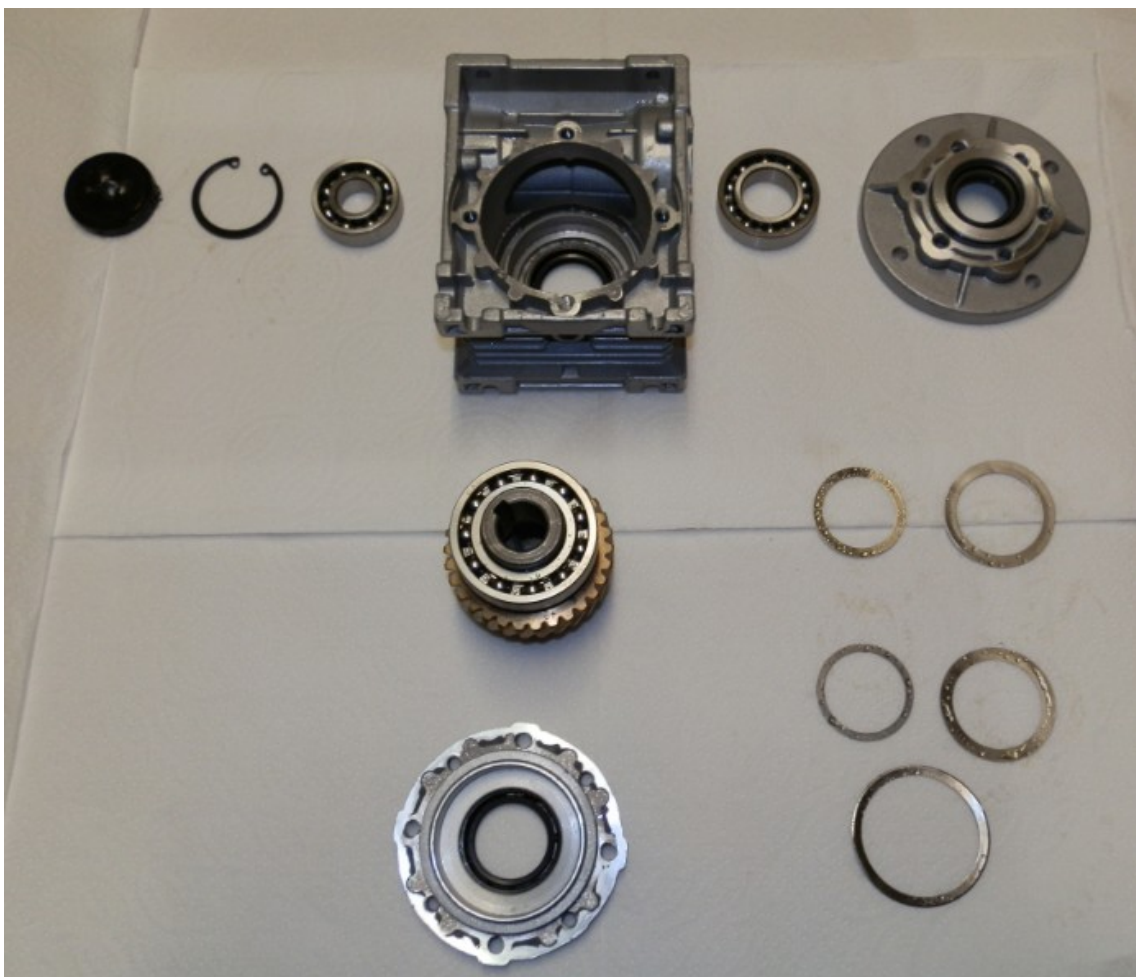


Figura 43- RMG 040: Desmontagem e identificação de componentes



Figura 44 – Placa de características dos equipamentos testados

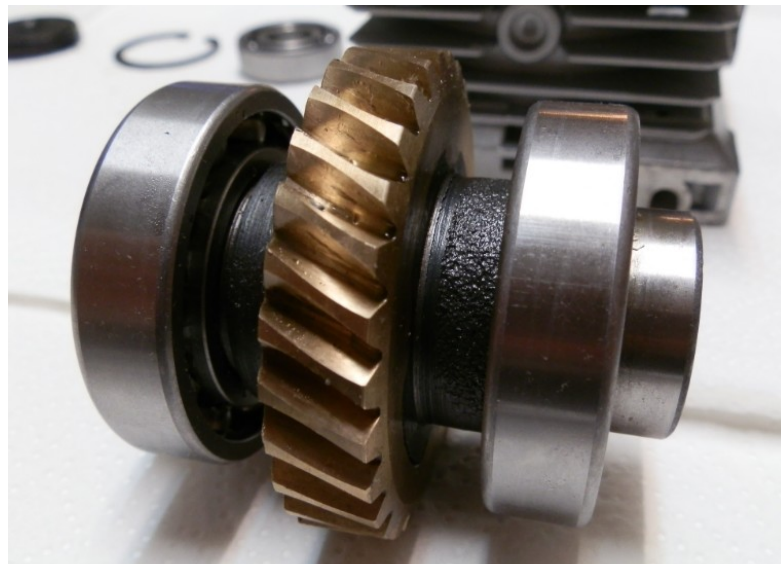


Figura 46 – RMG 040 -Pormenor de veio de saída com rolamentos e roda de coroa



Figura 45 RMG 040-Pormenor do veio do sem-fim com helicoidal de 4 entradas

3.2 Ensaios dinâmicos a temperaturas de funcionamento e consumos do motor

Com um rendimento de 100%, o motor de 0.37 kW teria capacidade para realizar os ensaios dos equipamentos para todas as cargas. Como tal não se verifica, foi necessário recorrer a um motor de 0.55 kW para as cargas de 170 kg e 200 kg.

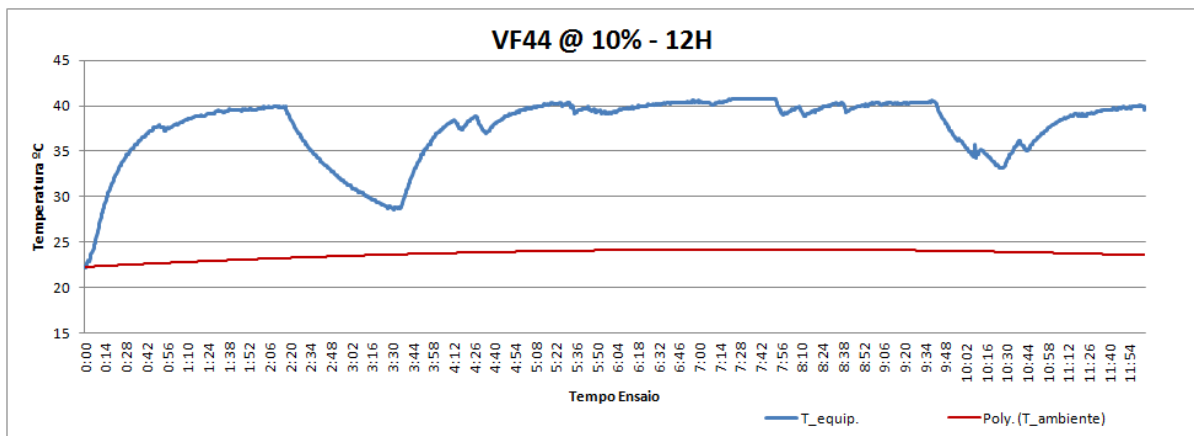
As paragens e conseqüente arrefecimento durante os ensaios devem-se a paragens programadas ou técnicas, nomeadamente na programação dos temporizadores.

3.2.1 VF 44 – Ensaio dinâmico

3.2.1.1 VF 44 – Rodagem, 10% da carga nominal

Equipamento	VF44	Motor 0,37 kW
Carga	20 kg	
Duração prevista	12 H	
Duração real	10 H	
Temp. Máxima Ensaio	40.8 °C	
Data	08-08-2012	

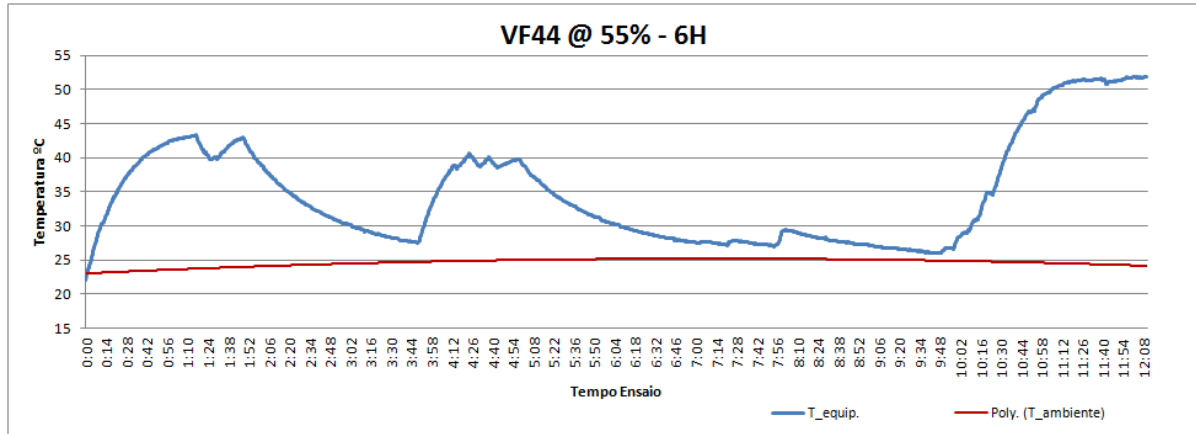
Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
10:40	22.2	1.2	1.3
11:40	22.8	1.2	1.3
12:40	23.2	1.2	1.3
14:17	23.7	1.2	1.3
15:17	23.8	1.2	1.3
16:17	24	1.2	1.3
17:15	24	1.2	1.3
19:28	24.1	1.2	1.3
20:22	24.4	1.2	1.3
21:10	23.9	1.2	1.3
22:28	23.5	1.2	1.3
22:46	23.5	1.2	1.3



3.2.1.2 Bonfiglioli VF 44 – Trabalho em vazio, 55% da carga nominal

Equipamento	VF 44	Motor	0.37 kW
Carga	85 kg		
Duração prevista	6 H		
Duração real	4:43 H		
Temp. Máxima Ensaio	51.8 °C		
Data	09-08-2012		

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor(A)	
		Subida	Descida
10:50	23	1.4	1.4
11:53	23.4	1.3	1.4
12:37	24.3	1.4	1.4
14:46	24.6	1.4	1.4
21:37	24.6	1.6	1.5
22:05	24.6	1.5	1.5
22:42	24.2	1.5	1.5
23:03	24.2	1.5	1.6
23:07	24.1	1.5	1.6



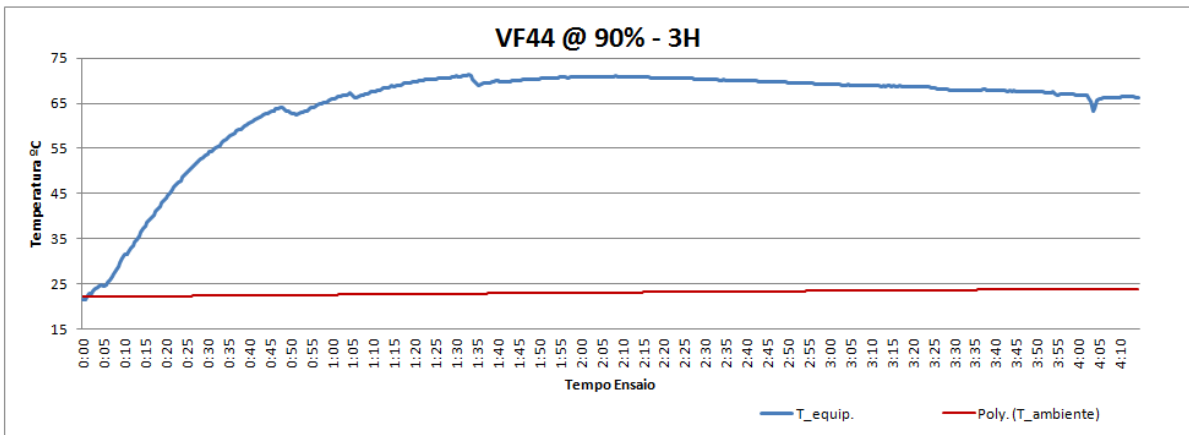
Observações:

A taxa de arrefecimento para o VF44 entre os 40°C e 30°C com temperatura ambiente de 24°C é de 0.14°C/min (graus Celsius por minuto).

3.2.1.3 Bonfiglioli VF 44 – Trabalho normal, 90% da carga nominal

Equipamento VF 44 **Motor** 0.55 kW
Carga 170 kg
Duração prevista 3 H
Duração real 4:10 H
Temp. Máxima Ensaio 71.3 °C
Data 11-08-2012

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
08:46	22	2.6	2.4
09:46	22.7	2.7	2.4
10:59	23.1	2.6	2.5
11:56	23.3	2.4	2.5
12:46	23.9	2.4	2.5
13:01	23.9	2.4	2.5



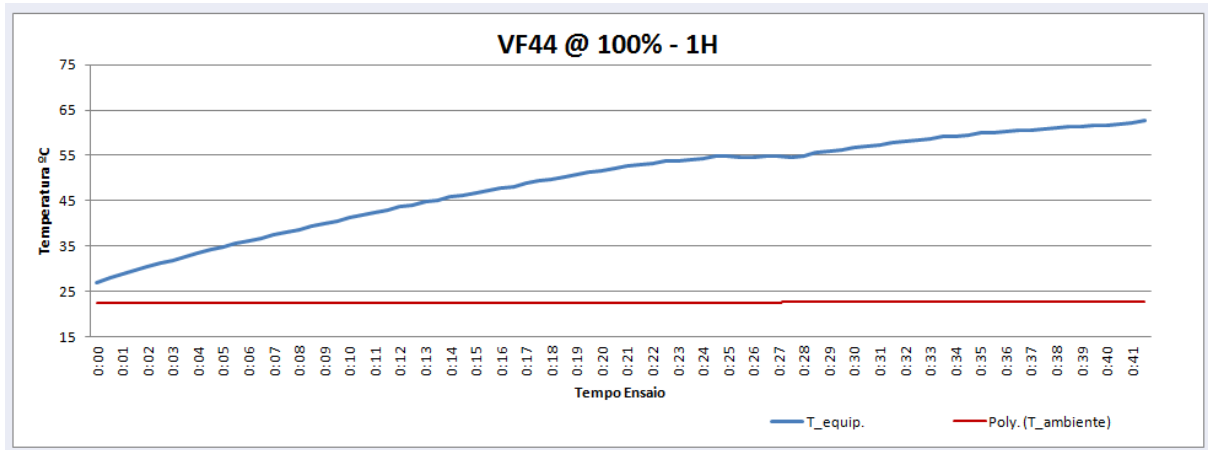
Observações:

O motor foi trocado para 0.55 kW pois o de 0.37 kW não consegue elevar a carga. No início do ensaio o redutor apresenta um ruído, aparentemente decorrente do escorregar dos vedantes de lábio no veio (“chiar”).

3.2.1.4 Bonfiglioli VF 44 – Trabalho limite, carga nominal 200 kg

Equipamento VF 44 **Motor** 0.55 kW
Carga 200 kg
Duração prevista 2 H
Duração real 00:45 H
Temp. Máxima Ensaio 62.7 °C
Data 16-08-2012

		Consumo Motor (A)	
Hora	T. Ambiente (°C)	Subida	Descida
12:10	22.3	3	2.7
12:55	22.7	3.2	2.7



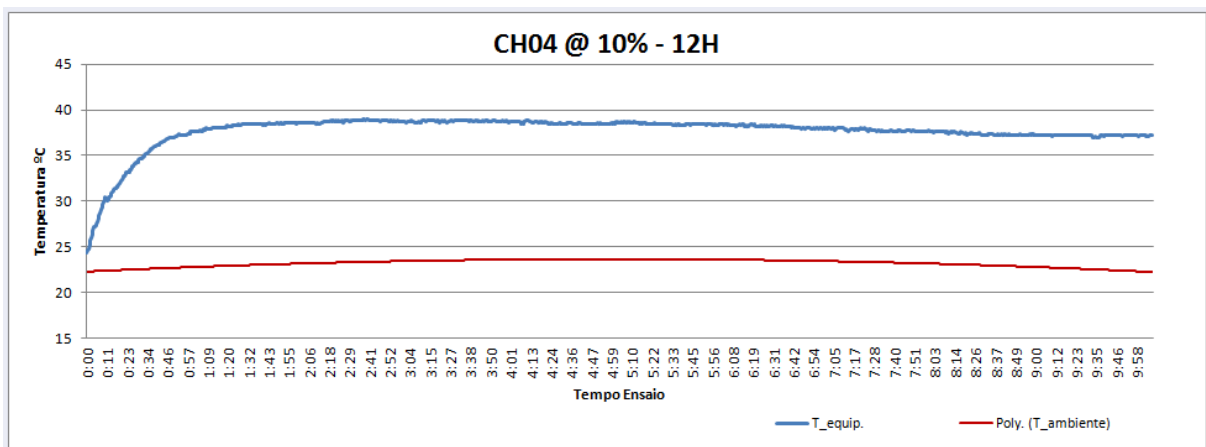
Observações:

Decorridos 45 minutos do início do ensaio o redutor não consegue elevar a carga

3.2.1.5 Chiaravalli CH 04 – Rodagem, 10% da carga nominal

Equipamento	CH 04	Motor 0,37 kW
Carga	20 kg	
Duração prevista	12 H	
Duração real	10:07 H	
Temp. Máxima Ensaio	39.0 °C	
Data	16-08-2012	

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
14:10	22.2	1.2	1.3
15:31	22.8	1.2	1.3
16:30	23.5	1.2	1.3
17:30	23.6	1.2	1.3
18:47	23.6	1.2	1.3
19:47	23.6	1.2	1.3
20:30	23.4	1.2	1.3
23:40	22.4	1.2	1.3
00:15	22.4	1.2	1.3



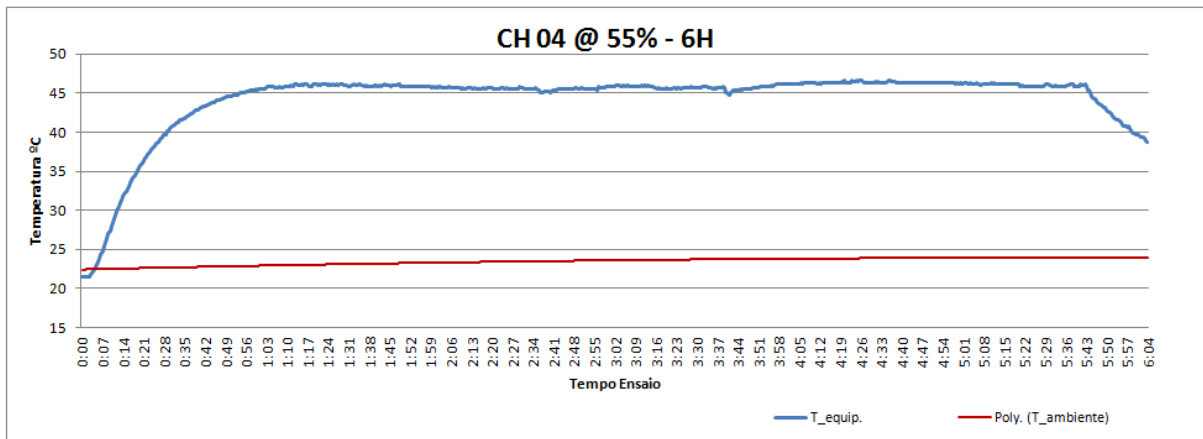
Observações:

Ruído no início da rodagem, para a rotação no sentido de descida. Decorridas 8 horas de funcionamento do equipamento, o ruído desapareceu.

3.2.1.6 Chiaravalli CH 04 – Trabalho em vazio, 55% da carga nominal

Equipamento	CH 04	Motor	0.37 kW
Carga	85 kg		
duração prevista	6 H		
duração real	5:43 H		
Temp. Máxima Ensaio	46.7 °C		
Data	17-08-2012		

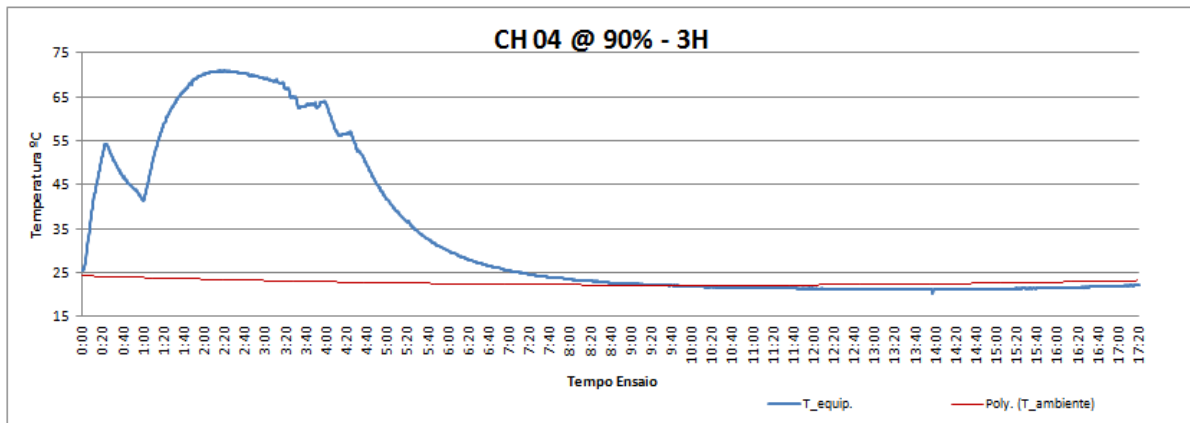
Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
11:40	22.4	1.7	1.5
12:40	22.9	1.5	1.6
14:00	23.4	1.5	1.6
14:45	23.6	1.5	1.6
15:40	23.8	1.5	1.6
16:30	23.8	1.5	1.6
17:00	24	1.5	1.6
17:15	23.9	1.5	1.6



3.2.1.7 Chiaravalli CH 04 – Trabalho normal, 90% da carga nominal

Equipamento	CH 04	Motor	0.55 kW
Carga	170 kg		
Duração prevista	3 H		
Duração real	03:18 H		
Temp. Máxima Ensaio	71.1 °C		
Data	17-08-2012		

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
18:55	23.9	3.2	2.6
19:55	23.8	3	2.6
20:55	23.6	2.8	2.6
21:55	23.4	2.7	2.6
22:46	23.2	2.6	2.6
23:15	23.1	2.4	2.6



Observações:

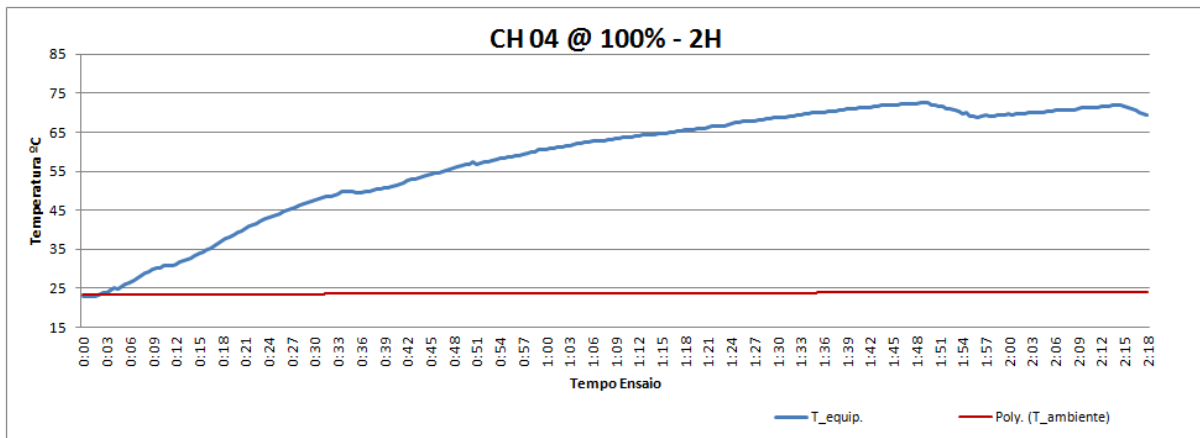
O motor foi trocado para 0.55 kW pois o de 0.37 kW não consegue elevar a carga. No início do ensaio o redutor apresenta um ligeiro ruído, aparentemente decorrente do escorregar dos vedantes de lábio no veio (“chiar”), muito inferior ao VF44 nas mesmas condições.

A taxa de arrefecimento para o CH04 entre os 40 °C e 30 °C com temperatura ambiente de 23 °C é de 0.18°C/min.

3.2.1.8 Chiaravalli CH 04 – Trabalho limite, carga nominal 200 kg

Equipamento CH 04 **Motor** 0.55 kW
Carga 200 kg
Duração prevista 2 H
Duração real 02:08 H
Temp. Máxima Ensaio 72.7 °C
Data 18-08-2012

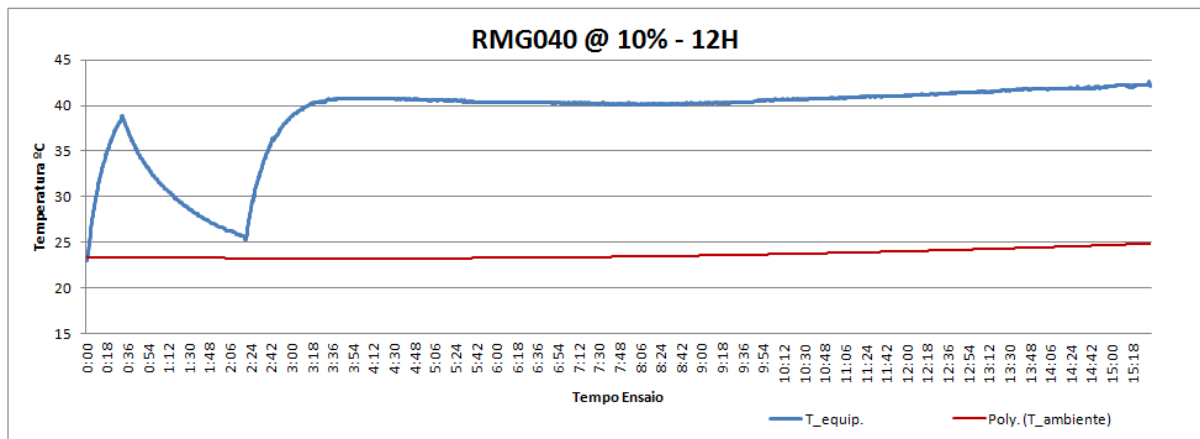
Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
13:15	23.4	3	2.6
13:31	23.4	2.8	2.7
14:18	23.7	3.1	2.8
14:35	23.7	3.1	2.8
15:15	24	3	2.8
15:25	24	3	2.8



3.2.1.9 OEM RMG 040 – Rodagem, 10% da carga nominal

Equipamento RMG040 **Motor** 0.37 kW
Carga 20 kg
Duração prevista 12 H
Duração real 13:44 H
Temp. Máxima Ensaio 42.6 °C
Data 18 e 19 -08-2012

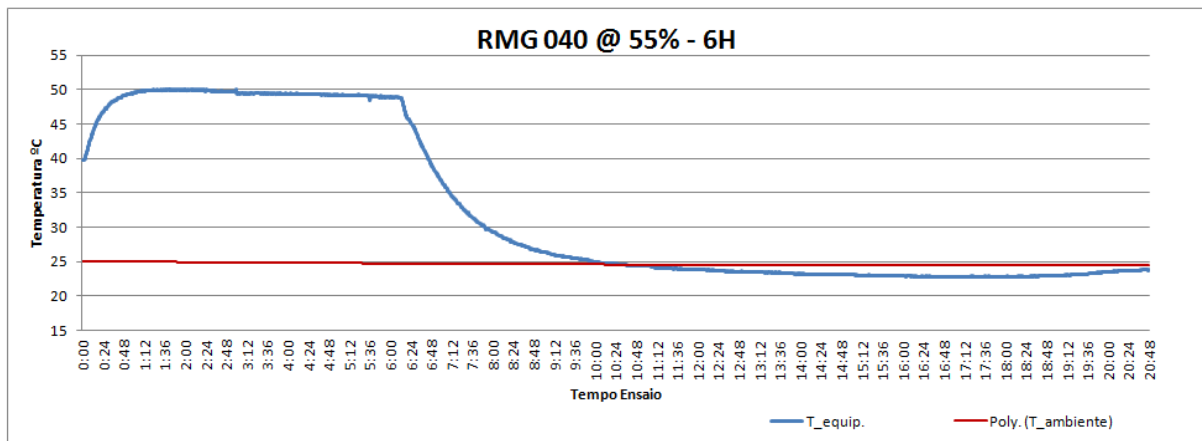
Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
23:55	23.2	1.3	1.3
00:15	23.6	1.3	1.3
02:30	23.2	1.2	1.3
15:10	24.8	1.2	1.3
15:25	24.8	1.2	1.3



3.2.1.10 OEM RMG 040 – Trabalho em vazio, 55% da carga nominal

Equipamento	RMG040	Motor	0.37 kW
Carga	85 kg		
Duração prevista	6 H		
Duração real	6:04 H		
Temp. Máxima Ensaio	50.1 °C		
Data	19-08-2012		

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
15:35	24.9	1.5	1.5
16:35	25	1.4	1.5
18:25	25	1.4	1.6
19:30	25	1.4	1.5
20:30	24.8	1.4	1.5
21:35	24.6	1.4	1.5
21:45	24.6	1.4	1.5



Observações:

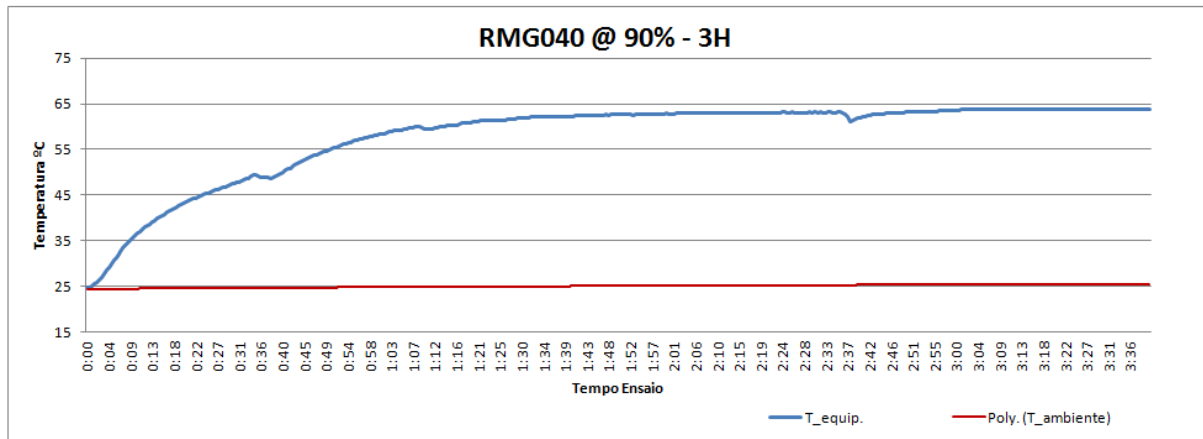
A temperatura do redutor ser inferior à temperatura ambiente prende-se apenas com o fato desta última ser obtida por interpolação linear entre pontos conhecidos.

A taxa de arrefecimento para o RMG entre os 40 °C e 30 °C com temperatura ambiente de 26 °C é de 0.15°C/min.

3.2.1.11 OEM RMG 040 – Trabalho normal, 90% da carga nominal

Equipamento RMG040 **Motor** 0.55 kW
Carga 170 kg
Duração prevista 3 H
Duração real 03:28 H
Temp. Máxima Ensaio 63.8 °C
Data 20-08-2012

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
12:50	24.4	2.3	2.5
14:05	24.8	2.3	2.5
14:50	25.2	2.2	2.5
15:50	25.3	2.3	2.6
16:30	25.5	2.3	2.5



Observações:

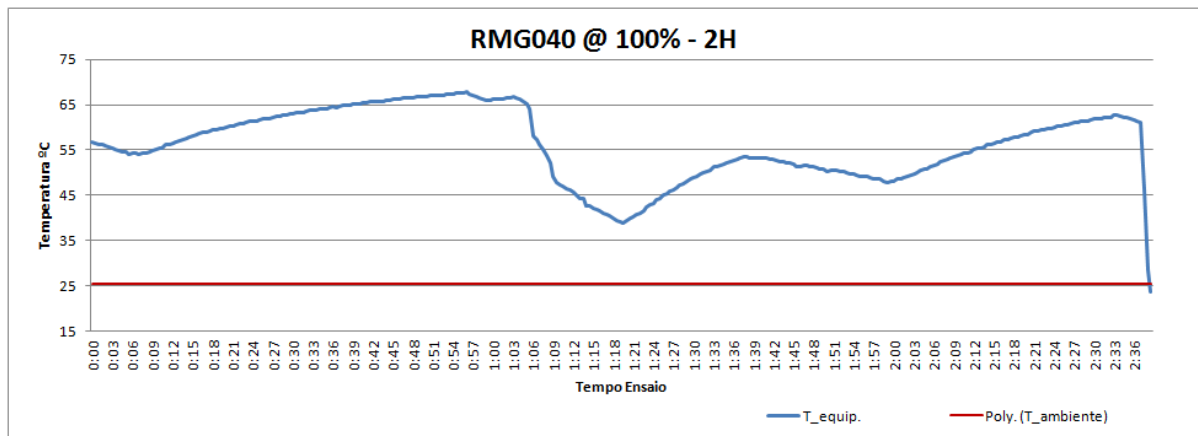
O redutor consegue fazer alguns ciclos de elevação da carga mantendo o motor de 0.37 kW.

O motor utilizado neste ensaio foi o de 0.55 kW.

3.2.1.12 OEM RMG 040 – Trabalho limite, carga nominal 200 kg

Equipamento	RMG040	Motor	0.55 kW
Carga	200 kg		
Duração prevista	2 H		
Duração real	02:41 H		
Temp. Máxima Ensaio	67.8 °C		
Data	20-08-2012		

Hora	T. Ambiente (°C)	Consumo Motor (A)	
		Subida	Descida
16:45	25.5
16:50	25.5	2.4	2.6
17:45	25.5	2.6	2.7
18:05	25.5	2.7	2.6
18:48	25.5	2.5	2.7
19:02	25.4	2.6	2.6
19:18	25.4	2.6	2.6



Observações:

Paragem do ensaio e arrefecimento a ar comprimido 1 hora após o início do ensaio para verificar taxa de aumento de temperatura

3.3 Ensaios ao desgaste através da análise do lubrificante

Imediatamente a seguir ao ensaio com carga nominal em cada equipamento, o lubrificante foi recolhido de forma a manter as partículas em suspensão e enviado para análise de desgaste.

O lubrificante foi sujeito a análises de:

- Ferrometria
- Ferrografia Analítica
- Gravimetria
- Microscopia ótica das membranas




CLIENTE:		MÁQUINA: Redutor		
MORADA: Porto		Ref. ÓLEO: SHELL Tivela Oil S 320		
DATA: 29/08/12				
IDENTIFICAÇÃO				
Amostra nº:	VF44	RM 040	CH04	
Data amostra:	Ago-12	Ago-12	Ago-12	
Análise nº:	60/12	61/12	62/12	
Horas/Máquina/Óleo:	12+9.45	12+12.25	12+12.20	
FERROMETRIA				
d:	0,01	0,01	0,01	
DL:	19,7	67,5	9,3	
DS:	11,6	52,1	5,6	
CPUC:	3130,0	11960,0	1490,0	
ISUC:	25353,0	184184,0	5513,0	
FERROGRAFIA				
Desgaste normal	F	F	F	
Desgaste severo	F	M	M	
Desgaste de fadiga	f	f		
Desgaste de abrasão	F	F	M	
Esféras de desgaste				
Ligas não ferrosas	F	M	M	
Partículas oxidadas	F	F	F	
Minerais/Orgânicos	f	f	f	
OILVIEW				
Índice OILite:	-	-	-	
Índice Químico:	-	-	-	
Índice Contaminação:	-	-	-	
Índice Ferromagnético:	-	-	-	
Grandes Contaminantes:	-	-	-	
Constante Dielétrica:	-	-	-	
GRAVIMETRIA				
mg/ml	2,6	2,3	1,0	
MICROSCOPIA ÓTICA				
				
TEOR DE ÁGUA (%v)				
	-	-	-	
VISCOSIDADE (cSt a 40°C)				
	-	-	-	
PONTO DE INFLAMAÇÃO (°C)				
	-	-	-	
TAN (mg KOH/g)				
	-	-	-	
DIAGNÓSTICO:				
- Presença significativa de partículas não metálicas de tonalidade negra; - Presença significativa de partículas não ferrosas (ligas de cobre e metal branco).				
LEGENDA				
d -	Factor de diluição	N/A	Não aplicável	
DL -	Índice de partículas grandes		Não existe	
DS -	Índice de partículas pequenas	f	Fraco	
CPUC -	Concentração part. desgaste	M	Médio	
ISUC -	Índice severidade do desgaste	F	Forte	

Figura 47 – Quadro resumo das análises ao lubrificante após os ensaios

Os resultados obtidos para a ferrografia analítica foram os seguintes:

- Redutor VF44: presença significativa de partículas oxidadas e de tonalidade negra e de partículas de desgaste não ferrosas (ligas de cobre e metal branco) resultantes essencialmente de um desgaste de abrasão por corte.
- Redutor RMG040: presença significativa de resíduos que formam uma matriz de estrutura em rede. No seio desta matriz encontram-se algumas partículas metálicas não ferrosas
- Redutor CH04: presença de poucas partículas de desgaste (metálicas não ferrosas) e presença de algumas partículas oxidadas (negras)

A Análise Gravimétrica das membranas mostra que o lubrificante do redutor VF44 possui o maior teor de insolúveis presentes (2.6 mg/ml).

As microfotografias confirmam a presença excessiva de partículas metálicas resultantes essencialmente de desgaste de corte e partículas oxidadas (tonalidade negra), principalmente no lubrificante proveniente do Redutor VF44.

De acordo com os resultados apurados, o redutor cujo lubrificante apresenta maiores vestígios de desgaste é o VF44, seguido do RMG 040 e do CH04.

4 Conclusões sobre os ensaios

Será importante ressaltar nesta fase que as conclusões são válidas para os equipamentos estudados. A avaliação foi realizada para um equipamento de cada marca, podendo no entanto existir desvios a estes resultados nas diferentes séries de produto.

4.1 Relativamente à análise de componentes e soluções construtivas

Analisando o quadro obtido nesta avaliação, tendo em conta os parâmetros de comparação, o redutor RMG 040 apresenta-se como a melhor solução de aquisição pelos seguintes motivos:

- Equipamento compacto.
- Bom acabamento superficial com revestimento a resina epóxi.
- Modularidade de montagem sem necessidade de desmontar tampas para obter outras posições de montagem.
- Caixa mais rígida, possui apenas uma tampa lateral.
- Rolamentos NSK no veio do sem-fim com elevada capacidade de carga dinâmica e estática.
- Vedante SKF no veio do sem-fim.
- Maior fator de serviço para o motor de 0.37 kW.
- Menor custo de aquisição.

4.2 Relativamente ao comportamento no ensaio dinâmico

Modelo	VF44	CH04	RMG040
Ensaio 10%			
Tmax-Tambi (°C)	17.2	15.9	18.7
Consumo Subida (Amp.)	1.2	1.2	1.2
Consumo Descida (Amp.)	1.3	1.3	1.3
Ensaio 55%			
Tmax-Tambi (°C)	27.7	23.2	25.3
Consumo Subida (Amp.)	1.5	1.5	1.4
Consumo Descida (Amp.)	1.5	1.6	1.5
Ensaio 90%			
Tmax-Tambi (°C)	48.2	47.6	38.8
Consumo Subida (Amp.)	2.5	2.8	2.3
Consumo Descida (Amp.)	2.5	2.6	2.5
Ensaio 100%			
Tmax-Tambi (°C)	40.2	49	42.3
Consumo Subida (Amp.)	2.1	3	2.6
Consumo Descida (Amp.)	2.7	2.8	2.6
Elevação carga	Paragem após 45minutos	Sem dificuldade	Sem dificuldade
Taxa de arrefecimento	0.14 °C/min	0.18 °C/min	0.15 °C/min

De acordo com o quadro resumo e com os ensaios realizados, os redutores com melhor comportamento na elevação de cargas são o RMG040 e o CH04.

O RMG040 consegue inclusivamente realizar alguns ciclos de elevação da carga de 170 kg com o motor de 0.37 kW.

O facto do redutor VF44 ser incapaz de elevar a carga nominal com o motor de 0.55 kW mostra que a sua construção possui demasiadas perdas internas de potência.

De acordo com as análises realizadas, o redutor que sofreu maior desgaste durante estes ensaios foi o VF44, seguido do RMG040 e do CH04.

4.3 Conclusão

Dados os resultados obtidos anteriormente, podemos inferir que o equipamento com melhor relação custo vs desempenho é o RMG040.

Para aplicações mais exigentes, de cargas mais elevadas ou numa vertente de resistência ao desgaste e aumento de fiabilidade de funcionamento a longo prazo, o CH04 revela-se como uma boa solução.

O VF 44 revelou-se ser um redutor de utilização em aplicações menos exigentes, com menor resistência ao desgaste e com um valor comercial exagerado relativamente ao seu desempenho.

5 Referências e bibliografia

-
- i - <http://www.lhup.edu/~dsimanek/make-chinese/southpointingcarriage.htm>
 - <http://www.sciencemuseum.org.uk/objects/navigation/1952-275.aspx>
- ii - <http://www.aet.com.gr/metr8.html>
- iii - http://www.hs-augsburg.de/~harsch/Chronologia/Lsante01/Vitruvius/vit_ar00.html
 - http://www.gutenberg.org/files/20239/20239-h/29239-h.htm#Page_195
 - <http://www.medioevoinumbria.it/home/il-mulino-ad-acqua/>
- iv - <http://www.aet.com.gr/engindex.html>
 - Revista “nature”, Vol 444|30 Novembro 2006
- v - http://ebooks.library.cornell.edu/k/kmoddl/toc_leonardo1.html
- vi - <http://kmoddl.library.cornell.edu/bib.php?m=4>
- vii - Traité théorique et pratique des engrenages, G. Henriot, ISBN 10 2040052852 :1975
- viii - Gear Motor Handbook , Darle W. Dudley, ISBN 3-540-58900-0 Springer- Verlag : 1995
- ix - ISO 3:1973
 - Metric Units in Engineering, Cornelius Wandmacher, Arnold Ivan Johnson, ISBN 0-7844-0070-9
 (http://books.google.pt/books?id=v5AGFgpcK_wC&pg=PA280&lpg=PA280&dq=renard+series&source=bl&ots=Ia63899w7n&sig=Jcx74ER-CLum491z-IaMwDLuQgc&hl=en&sa=X&ei=6YA5UICrJuva0QXhtYGADg&redir_esc=y#v=onepage&q=renard%20series&f=false)
- x - Viscosity of Liquids: Theory, Estimation, Experiment, and Data, Dabir S. Viswanath, Tushar K. Ghosh, Dasika H.L. Prasad, Nidamarty V.K. Dutt, Kalipatnapu Y. Rani, ISBN 1402054815, 9781402054815
 (<http://books.google.pt/books?id=TD3TeErQD-oC>)
- xi - Temperature Influence on Bearing Scuffing Failure: C. Bujoreanu, S. Cretu, Tribology in industry, Volume 26, No. 3&4, 2004
 (<http://www.tribology.fink.rs/journals/2004/3-4/6.pdf>)
- xii - Tribologia- Notas de curso, Luis Andrade Ferreira, ISBN972-95794-8-2 : 2000
- xiii - Catálogo técnico COMER IINDUSTRIES, Planetary Drives, 08/08 Edition
 (<http://www.comer.it/comer/repository/sito0001/document/Pg%20Pga%20totale%20per%20web%202010.pdf>)

<http://www.bonfiglioli.com/en/industrial/products>

<http://www.chiaravalli.com/eng/index.php>

<http://www.reiman.pt/>

<http://www.sitiriduttori.it/Cataloghi/58/58634669014040432214.pdf>

<http://apps.elizabethtown.kctcs.edu/members/jnail/BRX-Gears.htm>

<http://www.skf.com>

<http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/en/gear4.htm>

<http://tools.ticona.com/tools/documents/literature/B.2.2%20Worm%20gears%20with%20worm%20wheels%20made%20from%20Hostaform,%20farbig-10.pdf>

<http://www.hexagon.de/>

<http://www.cubearing.com/en/?id0=2&id1=18&id2=930>

<http://www.jp.nsk.com/app01/en/ctrq/index.cgi?rm=pdfView&pno=e1102j>

<http://www.aec-bearings.com/ball.html>

http://www.fltpolska.pl/en/products/flt_deep_groove_ball_bearings/67-6006

<http://www.nak.com.tw/template/en/index.asp>

http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=4_1_1

<http://www.nok.com.sg/oilseal.aspx>

<http://www.tto.com.tw/>

<http://www.mlhanas.de/Greeks/HeronAlexandria.htm>

http://www.mitcalc.com/en/pr_bevelgear.htm

<http://etidweb.tamu.edu/ftp/ENTC463/Notes/ENTC463Worm%20and%20Worm%20Gear.pdf>

http://en.wikipedia.org/wiki/Worm_drive

http://www.leonardo3.net/leonardo/geometria_eng.php

<http://www.springerlink.com/content/x055867346642746/>

<http://www.springerlink.com/content/978-1-4020-5598-0/#section=701611&page=1&locus=18>

http://windsystemsmag.com/media/pdfs/Articles/2010_January/Windera_0110.pdf

<http://kmoddl.library.cornell.edu/leonardo/>

http://ebooks.library.cornell.edu/k/kmoddl/pdf/020_002.pdf

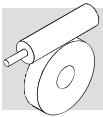
http://ebooks.library.cornell.edu/k/kmoddl/toc_leonardo1.html

http://www.efunda.com/designstandards/gears/gears_history.cfm

<http://www.meadinfo.org/2008/11/gear-efficiency-spur-helical-bevel-worm.html>

<http://www.bostongear.com/products/enclosed/faqs.html>

1 Anexos



15.2 Lubrificazione riduttori combinati VF/VF, VF/W e W/VF

I riduttori combinati serie VF/VF, VF/W e W/VF sono costituiti da due unità distinte lubrificate autonomamente.

Per quanto concerne la quantità di lubrificante, l'eventuale riempimento - se non già effettuato dalla fabbrica - dovrà essere fatto con le quantità indicate dal catalogo per ogni singolo riduttore e in funzione della relativa esecuzione e posizione di montaggio. Per quanto riguarda il riduttore secondario (lato macchina) la quantità di lubrificante deve essere determinata con riferimento alla configurazione veloce HS..

15.2 Lubrication for VF/VF, VF/W and W/VF combined gearboxes

Double worm gears type VF/VF, VF/W and W/VF consist of two separate units, independently lubricated.

With regards to oil quantity, unless units are already filled at the factory, this should be done by the customer prior to putting the drive into operation for each gear unit with reference to actual version and mounting position. As far as the secondary drive is concerned (the one bolting onto the driven machine) oil quantity shall be determined with reference to the HS type of input.

15.2 Schmierung der Getriebe der serie VF/VF, VF/W und W/VF

Doppelschneckengetriebe Typ VF/VF, VF/W und W/VF bestehen aus zwei separaten Einheiten mit eigenen Ölfüllungen.

Die Getriebe müssen vor Inbetriebnahme vom Kunden entsprechend der Ausführung und der Einbaulage mit Öl gefüllt werden, es sei denn es handelt sich um Getriebe die bereits ab Werk mit Öl geliefert werden. Bei Doppelschneckengetrieben muss das zweite Schneckengetriebe (Motoranschlußseite) mit der Ölfüllmenge des vergleichbaren Getriebes in Ausführung HS befüllt werden.

15.2 Lubrification reducteurs serie VF/VF, VF/W et W/VF

Les réducteurs combinés séries VF/VF, VF/W et W/VF sont constitués de deux unités dont la lubrification est distincte.

Pour ce qui concerne la quantité de lubrifiant, si le remplissage n'est pas fait par nos soins, il devra être réalisé par le client avec la quantité indiquée dans le catalogue, préalablement à la mise en fonctionnement, en tenant compte de la position de montage. Pour ce qui concerne le réducteur secondaire (coté machine), la quantité de lubrifiant devra être déterminée en référence avec la configuration rapide HS.

15.3 Tipo di lubrificante

15.3 Type of lubricant

15.3 Ölsorte

15.3 Type de lubrifiant

		Posizione di montaggio / mounting position Einbaulagen / position de montage	
		B3 - B6 - B7 - B8 - V5	V6
	Precoppia elicoidale Helical reduction Plantenvorgelege Précouple hélicoïdal	WR 63...WR 86	Tivela oil S 320
		VFR 44...VFR 250 WR 110	Tivela oil S 320
	Riduttori a vite senza fine Worm gear unit Schneckengetriebe Réducteurs à vis sans fin	W 63...W 110 VF 44...VF 250	Tivela oil S 320
	Riduttore con limitatore di coppia Worm gear unit c/w torque limiter Getriebe mit Drehzahlbegrenzer Réducteur avec limiteur de couple	W 63...W 110 VF 44...VF 49	Tivela oil S 460

Si raccomanda, qualora il lubrificante sia scelto al di fuori del tipo SHELL consigliato, che questo sia di composizione equivalente in merito alla natura sintetica e alla viscosità, inoltre sia dotato degli opportuni additivi con funzione antischiama.

When using a lubricant other than the recommended SHELL lubricant, be sure it is a synthetic lubricant with equivalent viscosity and composition and added with adequate anti-foaming agents.

Bonfiglioli weist noch darauf hin, dass im Fall einer Wahl eines Schmiermittels, das nicht vom empfohlenen Typ SHELL ist, dieses in seiner Zusammensetzung im Hinblick auf die synthetische Natur und die Viskosität gleichwertig und darüber hinaus mit den entsprechenden schaumhemmenden Zusatzstoffen ausgestattet sein muss.

Enfin, si le lubrifiant utilisé n'est pas de type SHELL comme conseillé, Bonfiglioli recommande qu'il soit de composition équivalente du point de vue de la nature synthétique et de la viscosité, de plus, il doit comporter des additifs anti-mousse.

16 - CARICHI RADIALI

16 - OVERHUNG LOADS

16 - RADIALKRÄFTE

16 - CHARGES RADIALES

16.1 Forza risultante sull'albero

16.1 Calculating the resulting overhung load

16.1 Berechnung der Überhängenden Last

16.1 Calcul de la force résultant

Organi di trasmissione calettati sugli alberi di ingresso e/o di uscita del riduttore generano forze la cui risultante agisce in senso radiale sull'albero stesso. L'entità di questi carichi deve essere compatibile con la capacità di sopportazione del siste-

External transmissions keyed onto input and/or output shaft generate loads that act radially onto same shaft.

Resulting shaft loading must be compatible with both the bearing and the shaft capacity.

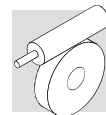
Namely shaft loading (R_{c1} for

Die mit den Antriebs- und/oder Abtriebswellen des Getriebes verbundenen Antriebsorgane bilden Kräfte, die in radiale Richtung auf die Welle selbst wirken.








Das Ausmaß dieser Kräfte muß mit der Festigkeit des Systems

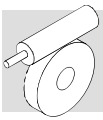
Les organes de transmission calés sur les arbres d'entrée et/ou de sortie du réducteur génèrent des forces dont la résultante agit sur l'arbre dans le sens radial.

L'entité de ces charges doit être compatible avec la capacité










0.37 kW

n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	i	R_{n2} N						IEC 		
15.2	160	2.0	90	6200		—			WR 75_90	P71	BN71B4	142
15.2	156	2.8	90	7000		—			WR 86_90	P71	BN71B4	146
16.3	144	2.3	56	7000	W86_56	S1	M1LA6	144	W 86_56	P80	BN80A6	145
17.1	116	1.0	80	5000	W63_80	S1	M1SD4	136	W 63_80	P71	BN71B4	137
17.1	122	1.5	80	6200	W75_80	S1	M1SD4	140	W 75_80	P71	BN71B4	141
17.1	132	1.9	80	7000	W86_80	S1	M1SD4	144	W 86_80	P71	BN71B4	145
18.3	141	2.1	75	6200		—			WR 75_75	P71	BN71B4	142
19.0	130	1.4	72	4830		—			WR 63_72	P71	BN71B4	138
19.9	133	2.8	69	7000		—			WR 86_69	P71	BN71B4	146
20.2	136	2.6	45	6200		—			WR 75_45	P80	BN80A6	142
21.4	101	1.2	64	4870	W63_64	S1	M1SD4	136	W 63_64	P71	BN71B4	137
21.4	112	2.5	64	7000	W86_64	S1	M1SD4	144	W 86_64	P71	BN71B4	145
22.8	101	2.0	60	6200	W75_60	S1	M1SD4	140	W 75_60	P71	BN71B4	141
22.8	119	2.5	60	6200		—			WR 75_60	P71	BN71B4	142
22.8	119	3.2	60	7000		—			WR 86_60	P71	BN71B4	146
24.0	107	1.7	57	4540		—			WR 63_57	P71	BN71B4	138
24.5	101	3.0	56	7000	W86_56	S1	M1SD4	144	W 86_56	P71	BN71B4	145
27.4	88	2.5	50	6200	W75_50	S1	M1SD4	140	W 75_50	P71	BN71B4	141
30	73	0.9	45	2680	VF 49_45	P71	K71B4	130	VF 49_45	P71	BN71B4	130
30	78	1.9	45	4400	W63_45	S1	M1SD4	136	W 63_45	P71	BN71B4	137
30	88	2.0	45	4250		—			WR 63_45	P71	BN71B4	138
30	93	3.2	45	5885		—			WR 75_45	P71	BN71B4	142
34	74	3.4	40	5820	W75_40	S1	M1SD4	140	W 75_40	P71	BN71B4	141
36	69	2.3	38	4180	W63_38	S1	M1SD4	136	W 63_38	P71	BN71B4	137
38	62	1.1	36	2530	VF 49_36	P71	K71B4	130	VF 49_36	P71	BN71B4	130
38	73	2.2	36	3980		—			WR 63_36	P71	BN71B4	138
46	57	2.8	30	3900	W63_30	S1	M1SD4	136	W 63_30	P71	BN71B4	137
49	51	1.4	28	2360	VF 49_28	P71	K71B4	130	VF 49_28	P71	BN71B4	130
57	46	1.4	24	2250	VF 49_24	P71	K71B4	130	VF 49_24	P71	BN71B4	130
57	48	3.2	24	3650	W63_24	S1	M1SD4	136	W 63_24	P71	BN71B4	137
65	42	1.7	14	1940	VF 49_14	P71	K71C6	130	VF 49_14	P80	BN80A6	130
69	40	1.0	20	1870	VF 44_20	P71	K71B4	124	VF 44_20	P71	BN71B4	124
72	40	3.8	19	3400	W63_19	S1	M1SD4	136	W 63_19	P71	BN71B4	137
76	36	1.6	18	2080	VF 49_18	P71	K71B4	130	VF 49_18	P71	BN71B4	130
79	33	0.9	35	1860	VF 44_35	P63	K63C2	124	VF 44_35	P71	BN71A2	124
91	32	2.0	10	1930	VF 49_10	P71	K71C6	130	VF 49_10	P80	BN80A6	130
98	29	1.0	14	1690	VF 44_14	P71	K71B4	124	VF 44_14	P71	BN71B4	124
98	29	2.2	14	1940	VF 49_14	P71	K71B4	130	VF 49_14	P71	BN71B4	130
117	24	2.0	24	1880	VF 49_24	P63	K63C2	130	VF 49_24	P71	BN71A2	130
137	22	1.3	10	1520	VF 44_10	P71	K71B4	124	VF 44_10	P71	BN71B4	124
137	22	2.7	10	1750	VF 49_10	P71	K71B4	130	VF 49_10	P71	BN71B4	130
138	21	1.4	20	1570	VF 44_20	P63	K63C2	124	VF 44_20	P71	BN71A2	124
153	19	2.3	18	1720	VF 49_18	P63	K63C2	130	VF 49_18	P71	BN71A2	130
196	16	1.9	7	1360	VF 44_7	P71	K71B4	124	VF 44_7	P71	BN71B4	124
196	16	3.5	7	1570	VF 49_7	P71	K71B4	130	VF 49_7	P71	BN71B4	130
275	11	2.0	10	1260	VF 44_10	P63	K63C2	124	VF 44_10	P71	BN71A2	124
393	8	2.8	7	1120	VF 44_7	P63	K63C2	124	VF 44_7	P71	BN71A2	124

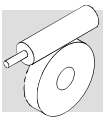


0.55 kW

n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	i	R_{n2} N						IEC 		
92	47	3.2	15	3050	W63_15	S1	M1LA4	136	W 63_15	P80	BN80A4	137
99	43	1.5	14	1810	VF 49_14	P71	K71C4	130	VF 49_14	P80	BN80A4	130
115	39	3.6	12	2850	W63_12	S1	M1LA4	136	W 63_12	P80	BN80A4	137
117	35	1.3	24	1800	VF 49_24	P71	K71B2	130	VF 49_24	P71	BN71B2	130
131	35	3.7	7	2700	W63_7	S2	M2SA6	136	W 63_7	P80	BN80B6	137
138	32	1.8	10	1650	VF 49_10	P71	K71C4	130	VF 49_10	P80	BN80A4	130
141	30	1.0	20	1490	VF 44_20	P71	K71B2	124	VF 44_20	P71	BN71B2	124
156	28	1.6	18	1650	VF 49_18	P71	K71B2	130	VF 49_18	P71	BN71B2	130
197	23	2.4	7	1480	VF 49_7	P71	K71C4	130	VF 49_7	P80	BN80A4	130
281	16	1.4	10	1210	VF 44_10	P71	K71B2	124	VF 44_10	P71	BN71B2	124
281	16	2.7	10	1390	VF 49_10	P71	K71B2	130	VF 49_10	P71	BN71B2	130
401	12	1.9	7	1080	VF 44_7	P71	K71B2	124	VF 44_7	P71	BN71B2	124

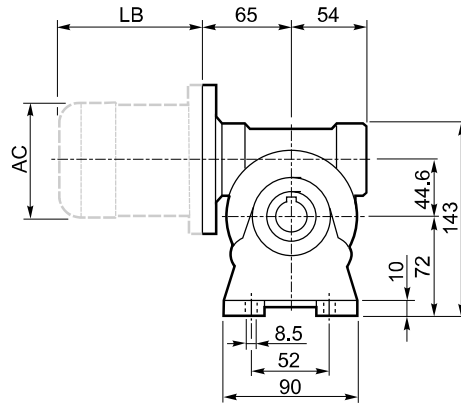
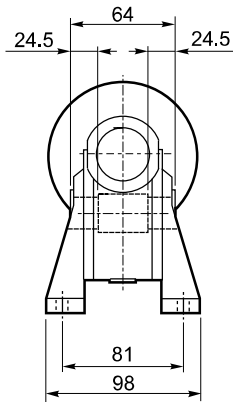
0.75 kW

0.29	4983	1.3	3200	34500	—	—	—	—	VF/VF 130/210_3200	P90	BN90S6	174
0.29	4733	1.9	3200	52000	—	—	—	—	VF/VF 130/250_3200	P90	BN90S6	180
0.36	4783	1.4	2560	34500	—	—	—	—	VF/VF 130/210_2560	P90	BN90S6	174
0.36	4584	2.0	2560	52000	—	—	—	—	VF/VF 130/250_2560	P90	BN90S6	180
0.44	3929	1.1	3200	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_3200	P80	BN80B4	169
0.50	4584	1.0	1840	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_1840	P90	BN90S6	169
0.50	4011	1.6	1840	34500	—	—	—	—	VF/VF 130/210_1840	P90	BN90S6	174
0.50	4154	2.2	1840	52000	—	—	—	—	VF/VF 130/250_1840	P90	BN90S6	180
0.55	3798	1.1	2560	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_2560	P80	BN80B4	169
0.76	3201	1.3	1840	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_1840	P80	BN80B4	169
0.88	2865	1.5	1600	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_1600	P80	BN80B4	169
1.0	2722	1.6	920	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_920	P90	BN90S6	169
1.2	2087	0.9	1200	13800	—	—	—	—	W /VF 63/130_1200	P80	BN80B4	157
1.2	2087	2.0	1200	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_1200	P80	BN80B4	169
1.3	2525	1.1	690	16000	—	—	—	—	W /VF 86/150_690	P90	BN90S6	163
1.5	1817	1.0	960	13800	—	—	—	—	W /VF 63/130_960	P80	BN80B4	157
1.5	2118	1.2	920	16000	—	—	—	—	W /VF 86/150_920	P80	BN80B4	163
1.5	1977	2.1	920	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_920	P80	BN80B4	169
1.7	2142	1.3	529	16000	—	—	—	—	W /VF 86/150_529	P90	BN90S6	163
1.8	1760	2.4	800	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_800	P80	BN80B4	169
1.8	1516	1.2	760	13800	—	—	—	—	W /VF 63/130_760	P80	BN80B4	157
2.0	1765	1.5	690	16000	—	—	—	—	W /VF 86/150_690	P80	BN80B4	163
2.3	1228	1.5	600	13800	—	—	—	—	W /VF 63/130_600	P80	BN80B4	157
2.3	1381	3.0	600	19500	—	—	—	—	W /VF 86/185_600	P80	BN80B4	169
2.6	1489	1.7	529	16000	—	—	—	—	W /VF 86/150_529	P80	BN80B4	163
3.0	1294	2.0	460	16000	—	—	—	—	W /VF 86/150_460	P80	BN80B4	163
3.1	1144	0.9	300	13800	—	—	—	—	VFR 130_300	P90	BN90S6	154
3.1	1167	1.2	300	16000	—	—	—	—	VFR 150_300	P90	BN90S6	160
3.1	1168	2.1	300	19500	—	—	—	—	VFR 185_300	P90	BN90S6	166
3.5	921	1.1	400	8000	—	—	—	—	VF/W 49/110_400	P80	BN80B4	151
3.5	900	2.0	400	13800	—	—	—	—	W /VF 63/130_400	P80	BN80B4	157
3.8	1009	1.2	240	13800	—	—	—	—	VFR 130_240	P90	BN90S6	154
3.8	1009	1.7	240	16000	—	—	—	—	VFR 150_240	P90	BN90S6	160
3.8	1009	2.8	240	19500	—	—	—	—	VFR 185_240	P90	BN90S6	166

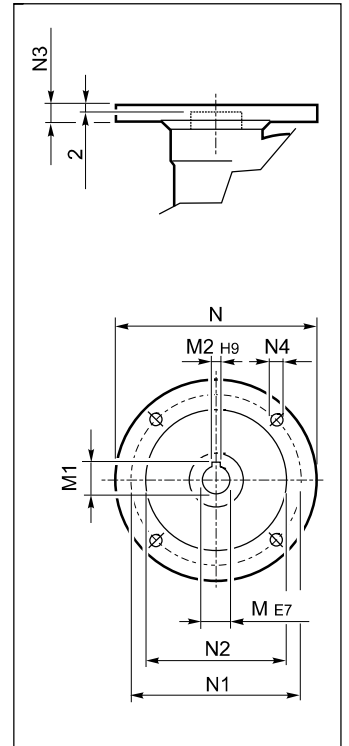


VF 44□...P(IEC)

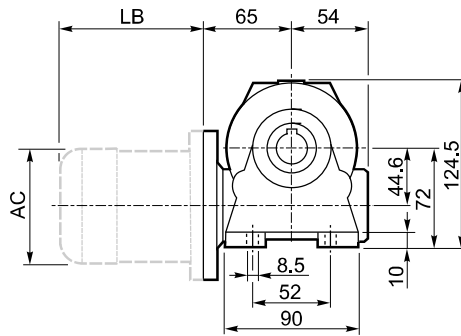
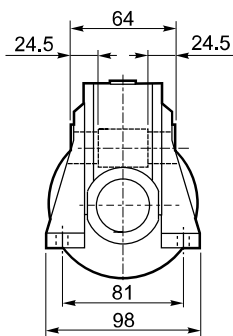
A



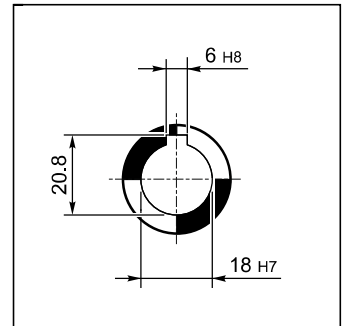
INPUT



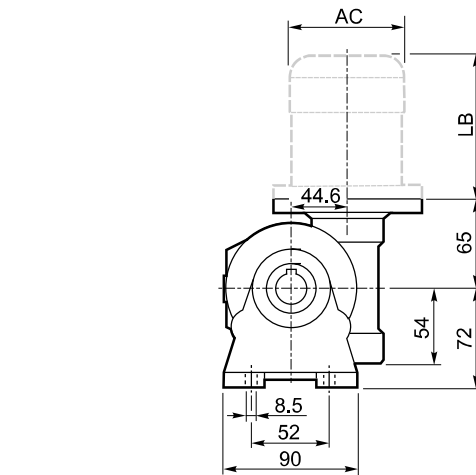
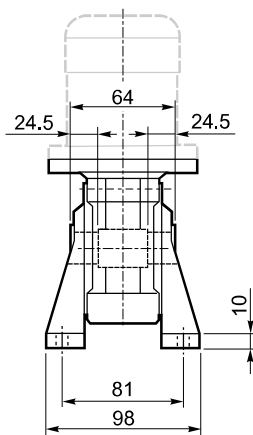
N



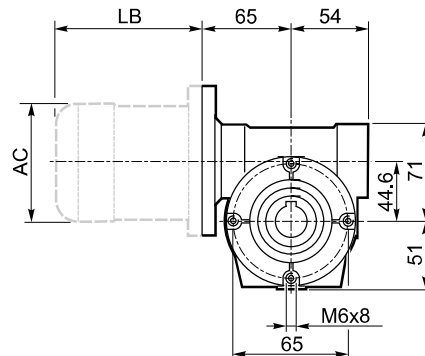
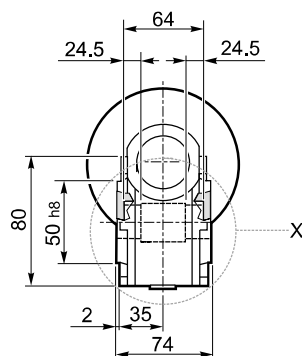
OUTPUT



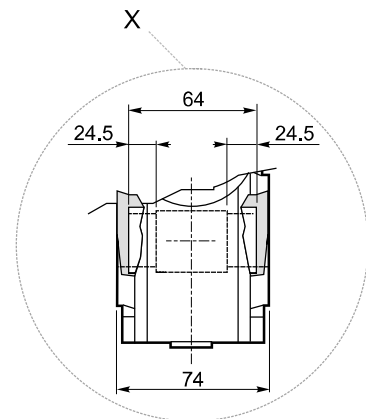
V

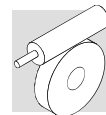


P

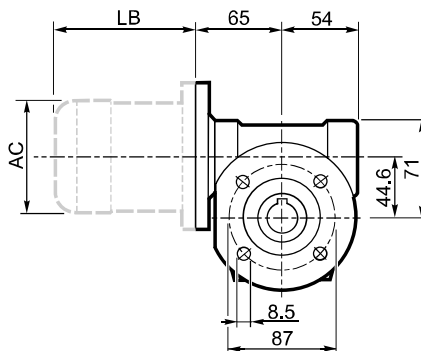
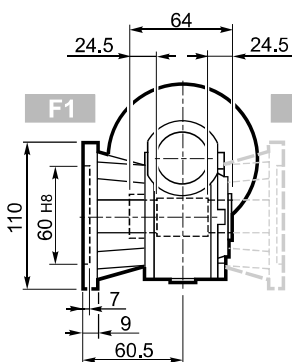


X

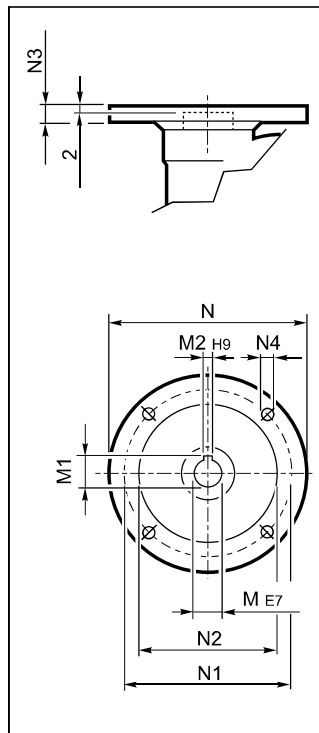




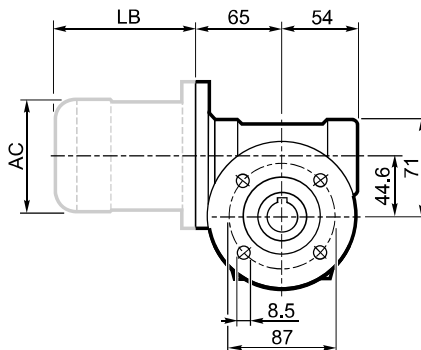
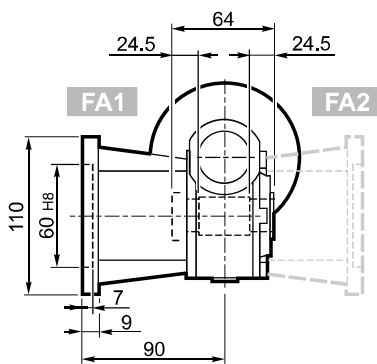
F_



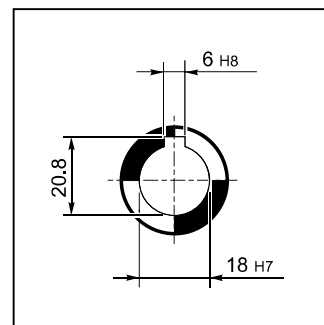
INPUT



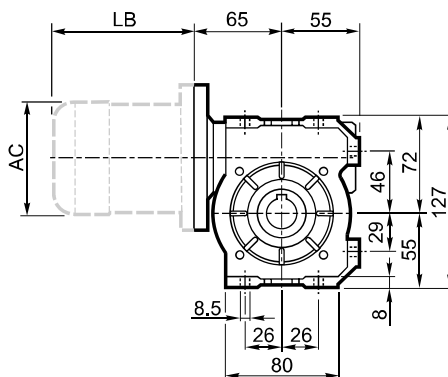
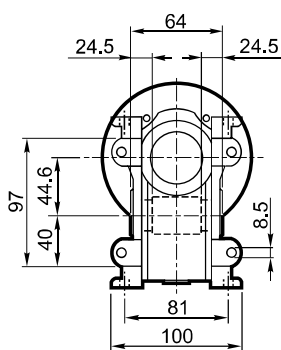
FA_



OUTPUT



U



VF 44_											BN		BN...FD BN...FA		K		K...FC			
		M	M1	M2	N	N1	N2	N3	N4			LB	AC	LB	AC	LB	AC	LB	AC	
VF 44	P63 B5	11	12.8	4	140	115	95	10	9.5	2.0		63	184	121	249	121	165	122	214	122
VF 44	P71 B5	14	16.3	5	160	130	110	10	9.5			71	219	138	280	138	186	139	219	139
VF 44	P63 B14	11	12.8	4	90	75	60	8	5.5			63	184	121	249	121	—	—	—	—
VF 44	P71 B14	14	16.3	5	105	85	70	10	7			71	219	138	280	138	—	—	—	—

PREMESSA - INTRODUCTION

Il nuovi riduttori a vite senza fine serie CH della Chiaravalli S.p.A. nascono per venire incontro alle esigenze di parte del mercato che richiede un prodotto di forma costruttiva e dimensionale che permetta di non modificare disegni già esistenti e garantire continuità nei ricambi. Nell'affrontare questo nuovo prodotto Chiaravalli ha voluto comunque apportare quegli aggiornamenti tecnici che garantiscono maggiore facilità nell'adattare i gruppi alle varie configurazioni di montaggio, con la conseguenza di poter offrire un servizio migliore in termini di versatilità e consegna.

Dalle considerazioni sopra espresse nasce quindi un riduttore con flangia attacco motore scindibile dalla cassa la quale però incorpora l'anello di tenuta, in questo modo la sostituzione della flangia di ingresso non comporta alcun rischio di danneggiamento dell'anello stesso, permettendo inoltre l'eliminazione dell'O-ring. Tutti i coperchi laterali, sia pendolari che con piedi, montano O-ring al posto delle tradizionali guarnizioni piane, in questo modo, nelle grandezze 03-04-05, la rotazione dei piedi avviene senza alcuno smontaggio degli stessi, inoltre le versioni dotate di coperchi laterali permettono l'alloggiamento delle flange laterali da ambo le parti tramite semplici viti di fissaggio. La vite senza fine presenta un profilo ad evolvente ZI, con questo accoppiamento vite-corona si ottiene un rendimento maggiore ed una conseguente riduzione della temperatura. Come da tradizione Chiaravalli i riduttori, come del resto anche i motori, sono verniciati con polveri epossidiche color alluminio RAL 9022 per proteggere le parti dall'ossidazione e per ottenere una migliore protezione delle microsoffiature che possono essere presenti nelle pressofusioni. Le precoppie CHPC già presenti sul catalogo CHM, possono essere montate anche su questa serie, permettendo così di ottenere rapporti di riduzione fino a 1:300, inoltre per maggiori riduzioni è possibile la combinazione di due riduttori tramite un kit predisposto.

The new CH worm gearboxes of Chiaravalli SPA have been produced to satisfy the market that require a product in dimensions and construction without changing the existing drawings and to guarantee non stop of their spare parts.

Chiaravalli designed this new product by improving and introducing better technical modifications to offer easier application of the groups to the different assembling configurations so that by offering a better service in flexibility and delivery time.

Starting from these considerations, we have a gearbox with a motor mounting flange that is separable from the housing which incorporate the oil seal; in this way we avoid any risk of damaging the oil seal in case of replacement of the input flange and the O-Ring can be eliminated.

All the aside covers, swinging and with feet, have O-Rings instead of traditional flat gaskets. The sizes 03-04-05 allow the rotation of the feet without disassembling them; furthermore the versions with swinging aside covers allow the lateral flanges to be fitted on both sides with simple fixing screws.

The worm screw has a ZI involute profile: with this worm-wheel coupling we shall get a better performance with a temperature reduction. The gearboxes and motors are painted with RAL 9022 aluminium colour epoxy powder to protect the parts from oxidation and against micro-blowholes that can come during the pressure of die-castings.

The CHPC pre-stage gears (already present in the catalogue of CHM) can also be mounted with this range, obtaining a gear ratio up to 1:300. For bigger reductions is possible to have two gears together using an appropriate kit.

LUBRIFICAZIONE

Tutti i gruppi vengono forniti completi di lubrificante sintetico, sono pertanto esenti da manutenzione e possono essere montati in qualsiasi posizione, i tipi di lubrificante sono descritti nella tabella sottostante.

Lubrificante	Ambiente	ISO	AGIP	SHELL	IP
°C ambiente	-25°C/+50°C	VG 320	Telium VSF 320	Tivela oil S 320	Telium VSF

LUBRICATION

All of the groups are supplied with a synthetic lubricant maintenance free and can be mounted in any position. The types of lubricants are described in the table here below.

Lubricant	Ambient	ISO	AGIP	SHELL	IP
°C ambient	-25°C/+50°C	VG 320	Telium VSF 320	Tivela oil S 320	Telium VSF



QUANTITA' OLIO LITRI - QUANTITY OF OIL IN LITRES

CH	03	04	05	06	07	08
	0.035	0.055	0.090	0.38	0.52	0.73

PREDISPOSIZIONE ATTACCO MOTORE

I riduttori che vengono forniti con predisposizione attacco motore devono essere accoppiati a motori che abbiano tolleranze di albero e flangia corrispondenti ad una qualità di classe "normale" onde evitare vibrazioni e forzature del cuscinetto in entrata, i motori forniti da Chiaravalli garantiscono la rispondenza a queste esigenze.

Nella tabella seguente viene messa in corrispondenza la grandezza del motore B5 e B14 con le dimensioni dell'albero e della flangia attacco motore onde agevolare la consultazione. Si ricorda che, essendo le flange attacco motore scindibili dalla cassa è sempre possibile la combinazione di alberi e flange non corrispondenti alla tabella es. 19/140, questa soluzione permette di adattarsi anche ai motori non unificati es. brushless o corrente continua.

PAM	056	063	071	080	090	100	112
B5	9/120	11/140	14/160	19/200	24/200	28/250	28/250
B14	9/80	11/90	14/105	19/120	24/140	28/160	28/160

MOTOR MOUNTING FLANGES

Gears supplied with mounting flanges must be assembled with motors whose shaft and flange tolerances correspond to a "normal" class of quality in order to avoid vibration and forcing of the input bearing. Motors supplied by Chiaravalli guarantee this requirement fulfilled. For ease of consultation, the correspondence of the size of the B5 and B14 motor with the sizes of the shaft and the motor connection flange are shown in the following table.

Remember that, as the motor connection flanges are separate from the body it is also possible to have a shaft / flange combination that does not correspond to the table, e.g. 19/140, thereby offering adaptability for other non-unified models such as the brushless or direct current types.

MMF	056	063	071	080	090	100	112
B5	9/120	11/140	14/160	19/200	24/200	28/250	28/250
B14	9/80	11/90	14/105	19/120	24/140	28/160	28/160

ROTAZIONE PIEDI - FEET ROTATION

I riduttori con piedi possono essere ruotati nelle posizioni N e V semplicemente svitando le viti di fissaggio, l'unico accorgimento da adottare è quello di applicare sulle 4 viti in corrispondenza della vite senza fine, del sigillante, in quanto i fori sono passanti.

Gears with feet can be rotated into the N and V positions by simply unscrewing the fixing screws. We recommend that some sealant is applied to the 4 screws close to the worm screw, as the holes are through holes.



CH 04

PRESTAZIONI CON MOTORI A 4 POLI - 1400 GIRI ENTRATA PERFORMANCE WITH 4-POLE MOTORS - 1400 REVS. INPUT

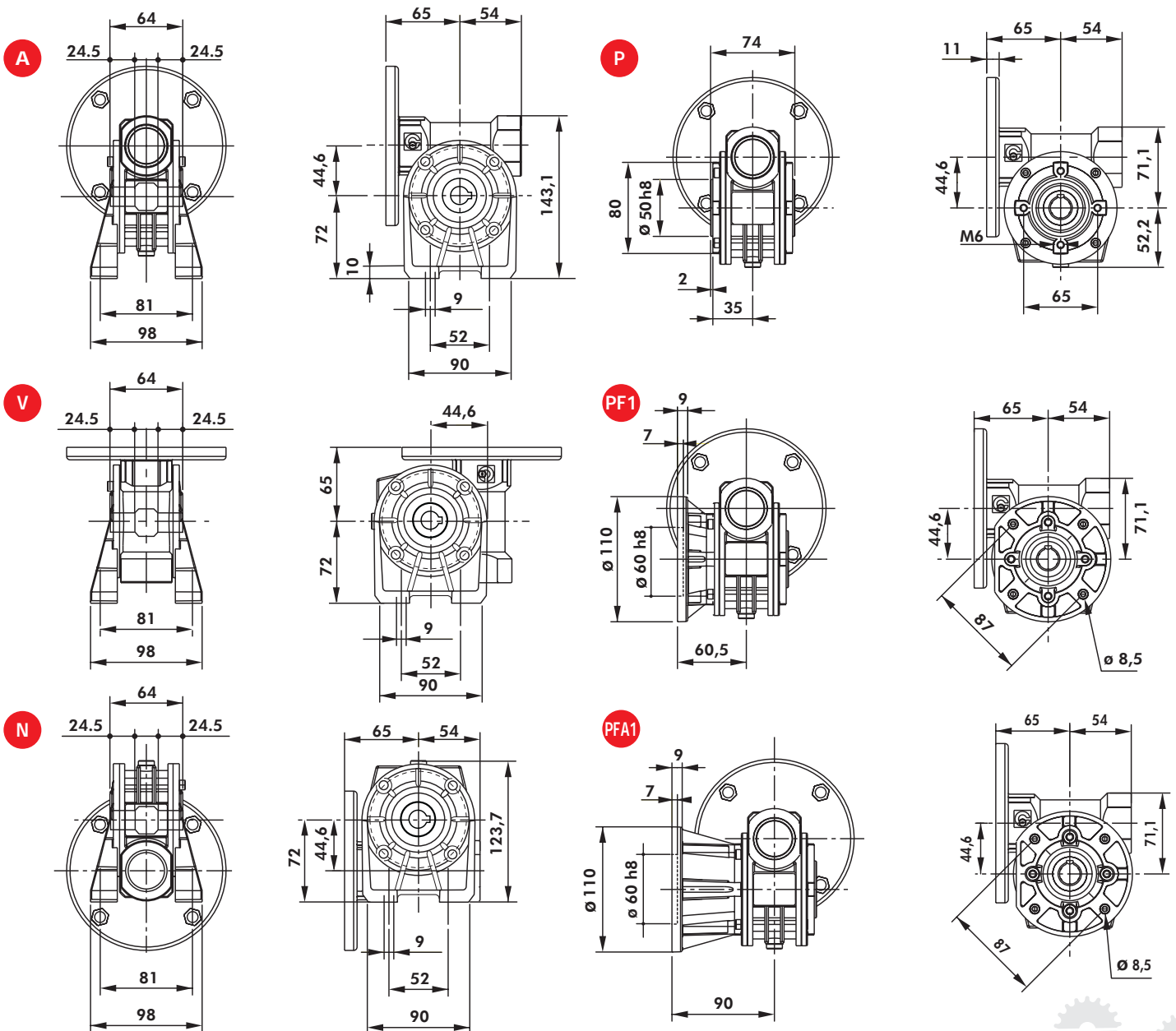
TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Pred. attacco motore possibili	
TYPE	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Possible types of motor connections	
	7	200	0.55*	22	1.4	71/63	B5/B14
	10	140	0.55*	30	1.0	71/63	B5/B14
	14	100	0.37	29	1.0	71/63	B5/B14
	20	70	0.37	38	1.0	71/63	B5/B14
	28	50	0.37	40	0.9	71/63	B5/B14
	35	40	0.25	41	0.9	71/63	B5/B14
	46	30	0.18	37	1.0	63	B5/B14
	60	23	0.18	37	0.9	63	B5/B14
	70	20	0.12	33	0.9	63	B5/B14
	100	14	0.12	30	0.9	63	B5/B14

CH 04

* Motori gr.71 - * Motors 71 gr.

Peso Kg 2,1
Weight Kg 2,1

CH 04 DIMENSIONI - DIMENSIONS



TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	0.22	9	2.1
	10	140.0	0.22	11	1.6
	15	93.3	0.22	16	1.0
	20	70.0	0.22	20	0.9
030	25	56.0	0.18	20	1.0
	30	46.7	0.18	22	0.9
	40	35.0	0.18	21	0.8
	50	28.0	0.18	19	0.8
	60	23.3	0.09	18	0.9
	80	17.5	0.09	13	0.9

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	4.00	180	1.0
	10	140.0	4.00	237	0.8
	15	93.3	3.00	260	0.8
	20	70.0	1.50	167	1.2
075	25	56.0	1.50	204	1.0
	30	46.7	1.50	232	1.0
	40	35.0	1.10	214	1.0
	50	28.0	0.75	176	1.2
	60	23.3	0.75	199	1.0
	80	17.5	0.55	178	1.1
	100	14.0	0.55	203	0.9

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	0.55*	22	1.6
	10	140.0	0.55*	30	1.4
	15	93.3	0.55*	44	0.9
	20	70.0	0.55*	38	1.0
040	25	56.0	0.37	45	0.9
	30	46.7	0.37	52	0.8
	40	35.0	0.25	43	0.9
	50	28.0	0.22	44	0.9
	60	23.3	0.18	42	0.8
	80	17.5	0.18	36	0.8
	100	14.0	0.18	35	0.8

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	4.00	184	1.5
	10	140.0	4.00	242	1.3
	15	93.3	4.00	351	1.1
	20	70.0	4.00	456	0.8
090	25	56.0	3.00	417	0.8
	30	46.7	3.00	478	0.9
	40	35.0	1.50	306	1.2
	50	28.0	1.50	367	1.0
	60	23.3	1.50	421	0.8
	80	17.5	0.75	257	1.1
	100	14.0	0.75	300	0.9

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	0.75	33.3	2.0
	10	140.0	0.75	43.9	1.6
	15	93.3	0.75	62.6	1.2
	20	70.0	0.75	80	0.9
050	25	56.0	0.55	70	1.0
	30	46.7	0.55	80	1.0
	40	35.0	0.37	67	1.1
	50	28.0	0.37	78	0.9
	60	23.3	0.37	87	0.8
	80	17.5	0.25	70	0.9
	100	14.0	0.18	59	0.9

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	7.50	344	1.6
	10	140.0	7.50	453	1.3
	15	93.3	7.50	659	1.0
	20	70.0	5.50	635	1.0
110	25	56.0	4.00	573	1.2
	30	46.7	4.00	645	1.1
	40	35.0	3.00	636	1.1
	50	28.0	3.00	764	0.9
	60	23.3	2.20	645	1.0
	80	17.5	1.50	546	0.9
	100	14.0	1.10	470	1.0

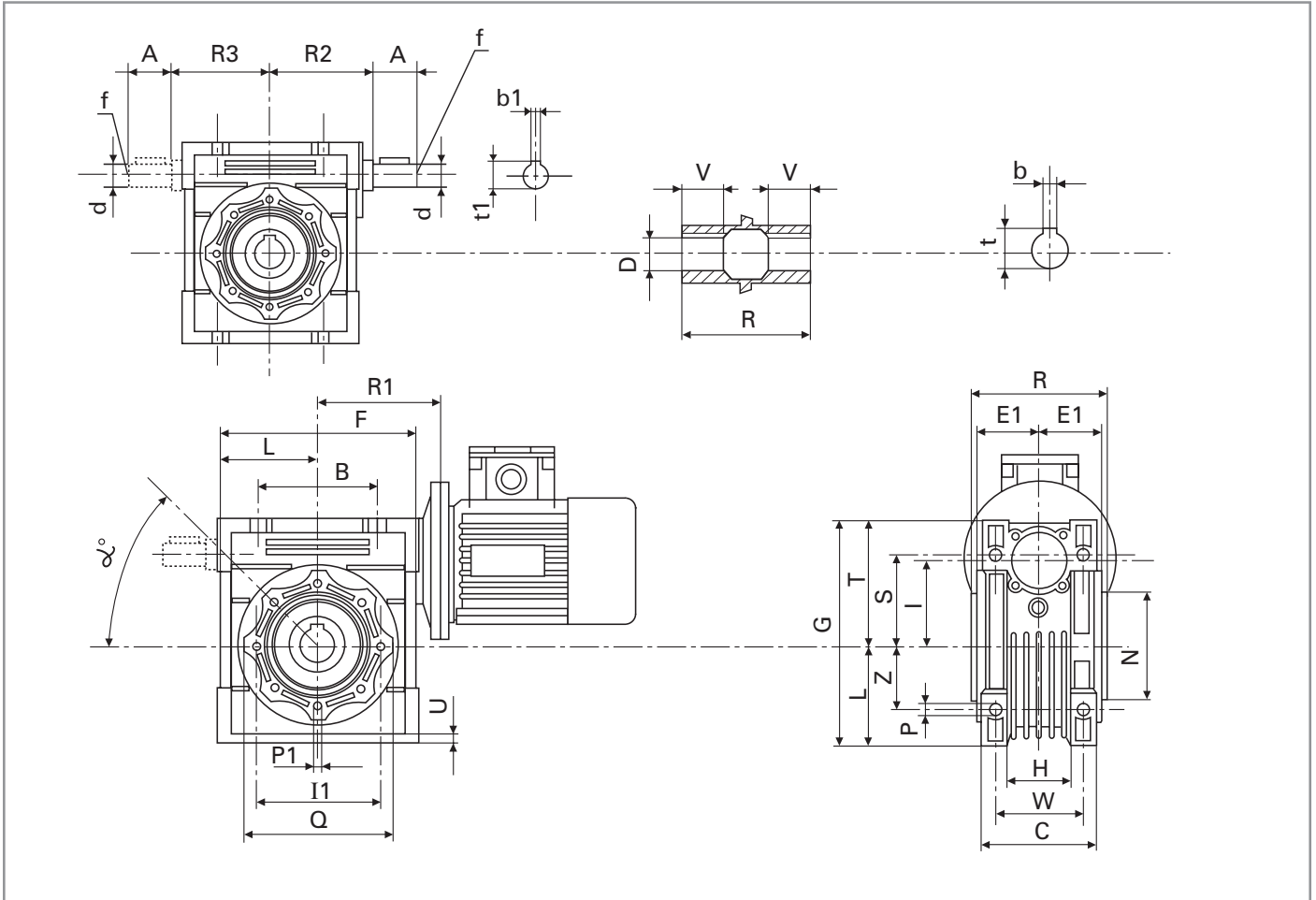
TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	1.50	67.4	1.8
	10	140.0	1.50	88.6	1.4
	15	93.3	1.50	126	1.1
	20	70.0	1.50	164	0.8
063	25	56.0	1.10	145	0.9
	30	46.7	1.10	165	1.0
	40	35.0	0.75	143	1.0
	50	28.0	0.55	122	1.1
	60	23.3	0.55	138	0.9
	80	17.5	0.37	114	1.1
	100	14.0	0.37	127	0.9

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.
TYPE	7.5	186.7	7.50	348	2.2
	10	140.0	7.50	455	1.8
	15	93.3	7.50	660	1.2
	20	70.0	7.50	877	1.0
130	25	56.0	7.50	1071	0.9
	30	46.7	7.50	1225	0.8
	40	35.0	5.50	1173	0.9
	50	28.0	4.00	1023	0.9
	60	23.3	3.00	886	1.1
	80	17.5	3.00	1112	0.8
	100	14.0	1.50	652	1.1

E' sempre possibile l'accoppiamento con motori di potenza inferiore a quanto indicato in tabella. E' possibile accoppiare motori a 2800 giri o a 900 giri adeguandone la potenza e verificandone l'applicazione. Per qualsiasi chiarimento contattare il nostro ufficio tecnico.

It is also possible to couple motors that are less powerful than those shown in the table. It is possible to couple 2800 or 900 rev. motors by adapting the power and verifying the application. For any clarification, please contact our technical office.

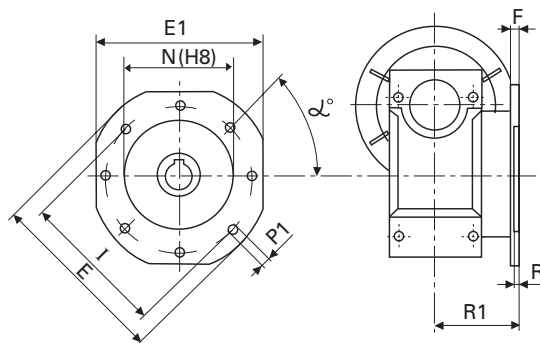
RMG/RMGR/RMGE/RMGRE 030÷130 DIMENSIONI DIMENSIONS



	B	A	F	D(H7)	d(j6)	G	H	R1	R	R2	R3	L	I	C	I1	N(h8)	E1	P	Q
030	54	20	80	14	9	97	32	55	63	51	45	40	30	56	65	55	29	6	75
040	70	23	100	18	11	121.5	43	70	78	60	53	50	40	71	75	60	36.5	6.5	87
050	80	30	120	25	14	144	49	80	92	74	64	60	50	85	85	70	43.5	8.5	100
063	100	40	144	25	19	174	67	95	112	90	75	72	63	103	95	80	53	8.5	110
075	120	50	172	28	24	205	72	112.5	120	105	90	86	75	112	115	95	57	11	140
090	140	50	208	35	24	238	74	129.5	140	125	108	103	90	130	130	110	67	13	160
110	170	60	252.5	42	28	295	-	160	155	142	135	127.5	110	144	165	130	74	14	200
130	200	80	292.5	45	30	335	-	180	170	162	155	147.5	130	155	215	180	81	16	250

	S	T	U	V	Z	W	P1	α	b	b1	f	t	t1	Peso kg senza motore Weight in kg. excluding motor
030	44	57	5.5	21	27	44	M6x11(n.4)	0°	5	3	-	16.3	10.2	1.2
040	55	71.5	6.5	26	35	60	M6x8(n.4)	45°	6	4	-	20.8	12.5	2.3
050	64	84	7	30	40	70	M8x10(n.4)	45°	8	5	M6	28.3	16.0	3.5
063	80	102	8	36	50	85	M8x14(n.8)	45°	8	6	M6	28.3	21.5	6.2
075	93	119	10	40	60	90	M8x14(n.8)	45°	8	8	M8	31.3	27.0	8.5
090	102	135	11	45	70	100	M10x18(n.8)	45°	10	8	M8	38.3	27.0	12
110	125	167.5	14	50	85	115	M10x18(n.8)	45°	12	8	M10	45.3	31.0	35
130	140	187.5	15	60	100	120	M12x21(n.8)	45°	14	8	M10	48.8	33.0	53

RMG/RMGR/RMGE/RMGRE 030÷130 DIMENSIONI *DIMENSIONS*



		030	040	050	063	075	090	110	130
FA	R1	54.5	67	90	82	111	111	131	140
	F	6	7	9	10	13	13	15	15
	R	4	4	5	6	6	6	6	6
	N	50	60	70	115	130	152	170	180
	I	68/72*	75/95*	85/110*	150/165*	165/185*	175/195*	230	255
	P1	5.7(n°4)	9(n°4)	11(n°4)	11(n°4)	14(n°4)	14(n°4)	14(n°8)	16(n°8)
	E	80	110	125	180	200	210	280	320
	E1	70	95	110	142	170	200	260	290
	α°	45°	45°	45°	45°	45°	45°	45°	22.5°
FB	R1	-	97	120	112	90	122	180	-
	F	-	7	9	10	13	18	15	-
	R	-	4	5	6	6	6	6	-
	N	-	60	70	115	110	180	170	-
	I	-	75/95*	85/110*	150/165*	130/145*	215/230*	230	-
	P1	-	9(n°4)	11(n°4)	11(n°4)	11(n°4)	14(n°4)	14(n°8)	-
	E	-	110	125	180	160	250	280	-
	E1	-	95	110	142	-	-	260	-
	α°	-	45°	45°	45°	45°	45°	45°	-
FC	R1	-	80	89	98	-	110	-	-
	F	-	9	10	10	-	17	-	-
	R	-	5	5	5	-	6	-	-
	N	-	95	110	130	-	130	-	-
	I	-	115	130	165	-	165/185*	-	-
	P1	-	9.5(n°4)	9.5(n°4)	11(n°4)	-	11(n°4)	-	-
	E	-	140	160	200	-	200	-	-
	α°	-	45°	45°	45°	-	45°	-	-
	FD	R1	-	58	72	107	-	151	-
F		-	12	14.5	10	-	13	-	-
R		-	5	5	5	-	6	-	-
N		-	80	95	130	-	152	-	-
I		-	100/110*	115/125*	165	-	175/195*	-	-
P1		-	9(n°4)	11(n°4)	11(n°4)	-	14(n°4)	-	-
E		-	120	140	200	-	210	-	-
α°		-	45°	45°	45°	-	45°	-	-
FE		R1	-	-	-	80.5	-	-	-
	F	-	-	-	16.5	-	-	-	-
	R	-	-	-	5	-	-	-	-
	N	-	-	-	110	-	-	-	-
	I	-	-	-	130/145*	-	-	-	-
	P1	-	-	-	11(n°4)	-	-	-	-
	E	-	-	-	160	-	-	-	-
	α°	-	-	-	45°	-	-	-	-

* Le quote contrassegnate presentano un'asolatura anziché un foro, pertanto l'interasse di fissaggio, quota I, può essere compresa nell'intervallo indicato, si consiglia un valore intermedio.

* The values marked have a slot instead of a hole, therefore the fixing centreline, value, may be within the range indicated, an intermediate value is recommended.

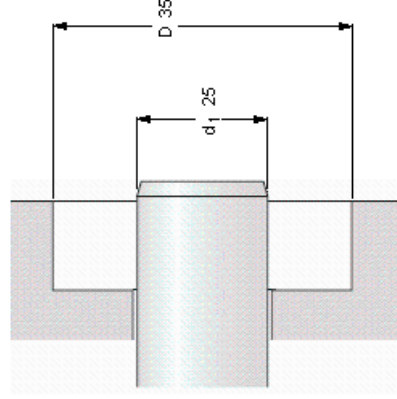
Anexo B – Fichas técnicas de rolamentos e vedantes

Radial shaft seals, elastomeric outside diameter and dust lip

Product information

Shaft requirements
Housing bore requirements
Permissible speeds
Chemical and thermal resistance

Dimensions	Design	Lip material	Pressure differential	Designation	US stock number	Notes
Shaft Bore	HMSA10	RG		CR 25X35X7 HMSA10 RG	692305	In accordance with ISO/DIN
Nominal seal width	7					
d_1	35		0,03 MPa			
mm						



Permissible operating temperature [°C / °F]
 min -40 / -40
 max 100 / 212
 short periods 120 / 248

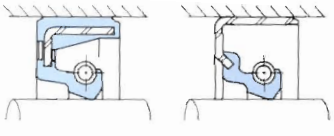
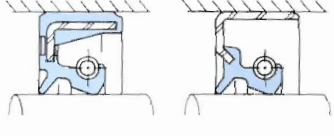
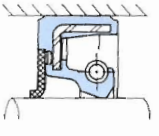
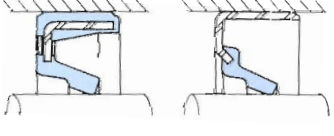
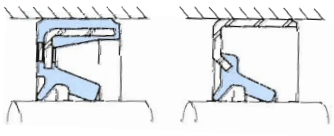
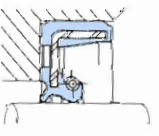
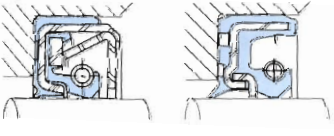
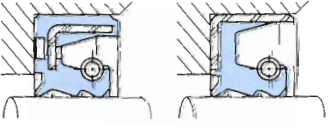
Pressure differential [MPa / psi]
 0,03 / 4,35

See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"

Rotational speed [r/min]
 7639
at circumferential speed [m/s / ft/s]
 10 / 32,8

Types and Features of NOK's Standard Oil Seals

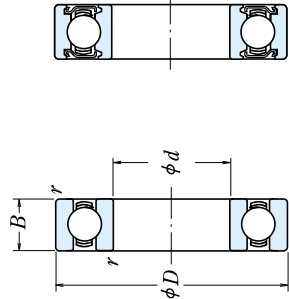
Table 1: Types and Features of NOK's Standard Oil Seals

				Page Numbers Showing Dimension Listings				
NOK Type Designation and Cross-Section		Shaft Motion	Primary Uses	Features	Nitrile	Acrylic	Silicone	Fluorocarbon
<p>S type</p>  <p>SC type SB type</p>		Rotating	Oil seal for dust-free applications (Maximum pressure: 0.03MPa{0.3kgf/cm ² })	Oil seal for dust-free use with fluid sealed on one side	H-2	H-15	H-18	H-21
<p>T type</p>  <p>TC type TB type</p>		Rotating	Oil seal for dusty environments (Maximum pressure: 0.03MPa{0.3kgf/cm ² })	Oil seal for very fine dust duty on one side, and fluid sealed on the other side	H-25	H-36	H-39	H-42
<p>New Fabric Seal</p>  <p>TCK type</p>		Rotating	Oil seal for coarse dirt/sand environments (Maximum pressure: 0.03MPa{0.3kgf/cm ² })	The TCK type can be used for the same purposes as the TC and TB types, but it features better dust resistance and air permeability. It produces less friction because the dust lip is made of a NOK-developed special fabric.	H-45	—	—	—
<p>V type</p>  <p>VC type VB type</p>		Rotating	Grease or dust seal (Cannot be used for high-pressure applications)	Used to seal in grease or seal out dust. Can be used in combination with the S-type oil seal.	H-47	—	—	—
<p>K type</p>  <p>KC type KB type</p>		Rotating	Grease seal for dusty environment duty (Cannot be used for high-pressure applications)	Used to seal in grease when there is a small amount of dust on the other side. Two V-type oil seals can also be used.	H-53	—	—	—
<p>TCV type</p> 		Rotating	Oil seal for pressurized duty	Pressure-resistant oil seal with increased lip rigidity. Used for relatively small-diameter and medium-pressure rotating shafts.	H-55	—	—	H-58
<p>TC type</p>  <p>TCN type TCZ type</p>		Rotating	(For allowable pressures, see pages E-4 and E-5.)	Pressure-resistant oil seal with an auxiliary cage to minimize lip deformation under pressure. Used for high-pressure rotating shafts.	H-55	—	—	H-58
<p>T4 type</p>  <p>TC4 type TB4 type</p>		Reciprocating	Oil seal for reciprocating-shaft applications (For allowable pressures, see page E-7.)	Oil seal designed to minimize lip deformation under reciprocating motion and pressure.	H-60	—	—	—

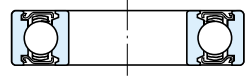


SINGLE-ROW DEEP GROOVE BALL BEARINGS

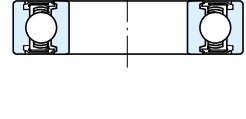
Bore Diameter 10 – 22 mm



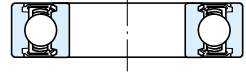
Open Type



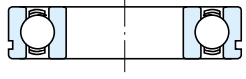
Shielded Type
ZZ



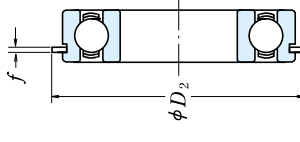
Non-Contact
Sealed Type
VV



Contact
Sealed Type
DD - DDU



With Snap
Ring Groove
N



With
Snap Ring
NR

Dynamic Equivalent Load

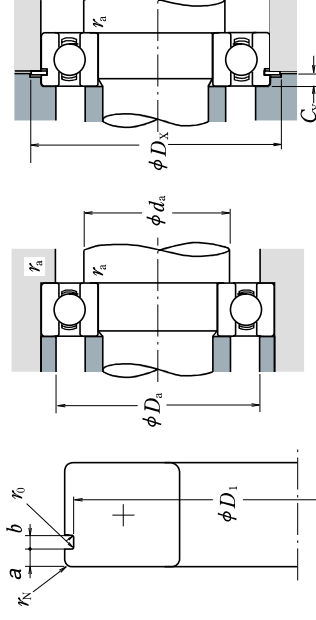
$$P = XF_r + YF_a$$

$\frac{f_0 F_a}{C_{or}}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
	X	Y	X	Y
0.172	1	0	0.56	2.30
0.345	1	0	0.56	1.99
0.689	1	0	0.56	1.71
1.03	1	0	0.56	1.55
1.38	1	0	0.56	1.45
2.07	1	0	0.56	1.31
3.45	1	0	0.56	1.15
5.17	1	0	0.56	1.04
6.89	1	0	0.56	1.00

Static Equivalent Load

$$\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$$



Boundary Dimensions (mm)	Basic Load Ratings (N)		Basic Load Ratings (kgf)		Factor	Limiting Speeds (min ⁻¹)			Bearing Numbers		
	d	D	C _r	C _{or}		C _r	C _{or}	Grease	Oil	Open	Sealed
10	19	5	1 720	840	175	86	34 000	24 000	40 000	VV	DD
	22	6	2 700	1 270	275	129	32 000	22 000	38 000	VV	DD
	26	8	4 550	1 970	465	201	30 000	22 000	36 000	VV	DDU
	30	9	5 100	2 390	520	244	24 000	18 000	30 000	VV	DDU
	35	11	8 100	3 450	825	350	22 000	17 000	26 000	VV	DDU
	21	5	1 920	1 040	195	106	32 000	20 000	38 000	VV	DD
12	24	6	2 890	1 460	295	149	30 000	20 000	36 000	VV	DD
	28	7	5 100	2 370	520	241	28 000	—	32 000	—	—
	28	8	5 100	2 370	520	241	28 000	18 000	32 000	VV	DDU
	32	10	6 800	3 050	695	310	22 000	17 000	28 000	VV	DDU
	37	12	9 700	4 200	990	425	20 000	16 000	24 000	VV	DDU
	24	5	2 070	1 260	212	128	28 000	17 000	34 000	VV	DD
15	28	7	3 450	2 260	440	230	26 000	17 000	30 000	VV	DD
	32	8	5 600	2 830	570	289	24 000	—	28 000	—	—
	32	9	5 600	2 830	570	289	24 000	15 000	28 000	VV	DDU
	35	11	7 650	3 750	780	380	20 000	14 000	24 000	VV	DDU
	42	13	11 400	5 450	1 170	555	17 000	13 000	20 000	VV	DDU
	26	5	2 630	1 570	268	160	26 000	15 000	30 000	VV	DD
17	30	7	4 600	2 550	470	260	24 000	15 000	28 000	VV	DDU
	35	8	6 000	3 250	630	330	22 000	—	26 000	—	—
	35	10	6 000	3 250	630	330	22 000	13 000	26 000	VV	DDU
	40	12	9 550	4 800	975	490	17 000	12 000	20 000	VV	DDU
	47	14	13 600	6 650	1 390	675	15 000	11 000	18 000	VV	DDU
	32	7	4 000	2 470	410	252	22 000	13 000	26 000	VV	DD
20	37	9	6 400	3 700	650	375	19 000	12 000	22 000	VV	DDU
	42	8	7 900	4 450	810	455	18 000	—	20 000	—	—
	42	12	9 400	5 000	955	510	18 000	11 000	20 000	VV	DDU
	47	14	12 800	6 600	1 300	670	15 000	11 000	18 000	VV	DDU
	52	15	15 900	7 900	1 620	805	14 000	10 000	17 000	VV	DDU
	44	12	9 400	5 050	960	515	17 000	11 000	20 000	VV	DDU
22	50	14	12 900	6 800	1 320	695	14 000	9 500	16 000	VV	DDU
	56	16	18 400	9 250	1 870	940	13 000	9 500	16 000	VV	DDU
	56	16	18 400	9 250	1 870	940	13 000	9 500	16 000	VV	DDU

Notes (1) For tolerances for the snap ring grooves and snap ring dimensions, refer to Pages A50 to A53.

(2) When heavy axial loads are applied, increase d_a and decrease D_a from the above values.

(3) Ring types N and NR applicable only to open-type bearings.

With Snap Ring Groove	With Snap Ring	Snap Ring Groove Dimensions (mm)		Snap Ring Groove Dimensions (1)		Snap Ring Dimensions (mm)		Abutment and Fillet Dimensions (mm)			Mass (kg) approx.				
		a max.	b min.	D ₁ max.	r ₀ max.	r _N min.	D ₂ max.	f max.	d _a (¹) min.	d _a (²) max.		D _s min.	r _a max.	C _Y max.	
—	NR(³)	1.05	0.8	20.8	0.2	0.2	24.8	0.7	12	12	0.3	—	—	—	0.005
N(³)	NR(¹)	1.35	0.87	24.5	0.2	0.3	28.7	0.84	12	12.5	0.3	25.5	1.5	1.9	0.009
N	NR	2.06	1.35	33.17	0.4	0.5	34.7	1.12	14	16	0.6	35.5	2.9	2.9	0.032
N	NR	2.06	1.35	33.17	0.4	0.5	39.7	1.12	14	16.5	0.6	40.5	2.9	2.9	0.052
—	NR	1.05	0.8	22.8	0.2	0.2	26.8	0.7	14	14	0.3	27.5	1.5	1.5	0.019
N	NR(⁴)	1.35	0.87	26.5	0.2	0.3	30.7	0.84	14	15.5	0.3	31.4	1.9	1.9	0.022
N	NR	2.06	1.35	30.15	0.4	0.5	36.7	1.12	16	17	0.6	37.5	2.9	2.9	0.037
N	NR	2.06	1.35	34.77	0.4	0.5	41.3	1.12	17	18	1	42	2.9	2.9	0.060
—	NR	1.3	0.95	26.7	0.25	0.3	30.8	0.85	17	17	0.3	31.5	1.8	1.8	0.017
N	NR	2.06	1.35	30.15	0.4	0.3	36.7	1.12	17	19	0.3	37.5	2.9	2.9	0.031
N	NR	2.06	1.35	33.17	0.4	0.5	39.7	1.12	19	20.5	0.6	40.5	2.9	2.9	0.045
—	NR	1.3	0.95	39.75	0.4	0.5	46.3	1.12	20	22.5	37	47	3.3	3.3	0.083
N	NR	2.06	1.35	35.7	0.25	0.3	34.8	0.85	22	22	0.3	35.5	1.8	1.8	0.017
N	NR	1.7	0.95	36.7	0.25	0.3	39.8	0.85	22	24	0.3	40.5	2.3	2.3	0.037
—	NR	2.06	1.35	39.75	0.4	0.5	46.3	1.12	22	—	40	—	—	—	0.048
N	NR	2.06	1.35	39.75	0.4	0.5	46.3	1.12	24	25.5	0.6	47	2.9	2.9	0.068
N	NR	2.46	1.35	44.6	0.4	0.5	52.7	1.12	25	26.5	1	53.5	3.3	3.3	0.107
N	NR	2.46	1.35	49.73	0.4	0.5	57.9	1.12	26.5	28	45.5	58.5	3.3	3.3	0.145
N	NR	2.06	1.35	41.75	0.4	0.5	48.3	1.12	26	26.5	0.6	49	2.9	2.9	0.074
N	NR	2.46	1.35	47.6	0.4	0.5	55.7	1.12	27	29.5	45	56.5	3.3	3.3	0.119
N	NR	2.46	1.35	53.6	0.4	0.5	61.7	1.12	28.5	30.5	49.5	62.5	3.3	3.3	0.179

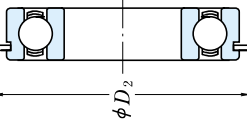
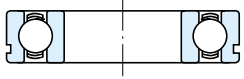
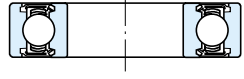
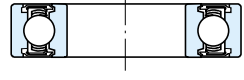
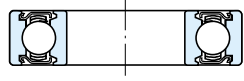
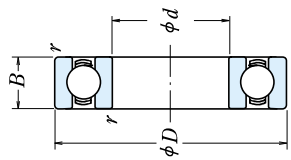
Notes (4) Snap ring groove dimensions and snap ring dimensions are not conformed to ISO 15.

Remarks (1) Diameter Series 7 (extra thin section bearings) are also available, please contact NSK.

(2) When using bearings with rotating outer rings, contact NSK if they are sealed, shielded, or have snap rings.

SINGLE-ROW DEEP GROOVE BALL BEARINGS

Bore Diameter 25 – 45 mm



Open Type

Shielded Type
ZZ

Non-Contact Sealed Type
VV

Contact Sealed Type
DD - DDU

With Snap Ring Groove
N

With Snap Ring
NR

Dynamic Equivalent Load

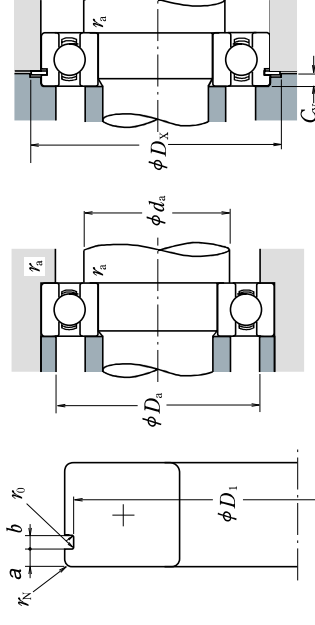
$$P = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

Static Equivalent Load

$$\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$$



Boundary Dimensions (mm)	Basic Load Ratings (N)			Factor	Limiting Speeds (min ⁻¹)	Bearing Numbers	
	C_r	C_{0r}	C_r			Open	Sealed
25	37	4 500	3 150	16.1	18 000	VV	DD
	42	7 050	4 550	15.4	16 000	VV	DDU
	47	8 850	5 600	15.1	15 000	16005	—
	47	10 100	5 850	14.5	9 500	6005	DDU
	52	14 000	7 850	13.9	13 000	6205	DDU
28	62	20 600	11 200	13.2	11 000	6305	DDU
	62	12 500	7 400	14.5	14 000	60/28	DDU
	58	16 600	9 500	13.9	12 000	62/28	DDU
	68	26 700	14 000	12.4	10 000	63/28	DDU
30	47	4 700	3 650	16.4	15 000	6806	DD
	55	7 250	5 000	15.8	14 000	6906	DDU
	55	11 200	7 350	15.2	13 000	16006	—
32	55	13 200	8 300	14.7	8 000	6006	DDU
	62	19 500	11 300	13.8	11 000	6206	DDU
	72	26 700	15 000	13.3	9 500	6306	DDU
	58	15 100	9 150	14.5	12 000	60/32	DDU
35	65	20 700	11 600	13.6	10 000	62/32	DDU
	75	29 900	17 000	13.2	9 000	63/32	DDU
	47	4 900	4 100	16.7	14 000	6807	DD
40	55	10 600	7 250	15.5	12 000	6907	DDU
	62	11 700	8 200	15.6	11 000	16007	—
	62	16 000	10 300	14.8	11 000	6007	DDU
	72	25 700	15 300	13.8	9 500	6207	DDU
	80	33 500	19 200	13.2	8 500	6307	DDU
45	52	6 350	5 550	17.0	12 000	6808	DD
	62	13 700	10 000	15.7	11 000	6908	DDU
	68	12 600	9 650	16.0	10 000	16008	—
45	68	16 800	11 500	15.3	10 000	6008	DDU
	80	25 100	17 900	14.0	8 500	6208	DDU
	90	40 500	24 000	13.2	7 500	6308	DDU
	58	6 600	6 150	17.2	11 000	6809	DD
50	68	14 100	10 900	15.9	9 500	6909	DDU
	75	14 900	11 400	15.9	9 000	16009	—
	75	20 900	15 200	15.3	9 000	6009	DDU
55	85	31 500	20 400	14.4	7 500	6209	DDU
	100	53 000	32 000	13.1	6 700	6309	DDU

With Snap Ring Groove	With Snap Ring	Snap Ring Groove Dimensions (mm)			Snap Ring Dimensions (mm)			Abutment and Fillet Dimensions (mm)			Mass (kg) approx.	
		a max.	b min.	D_1 max.	D_2 max.	f max.	$d_a^{(2)}$ min.	$d_a^{(2)}$ max.	r_a max.	D_x min.		C_{rY} max.
N	NR	1.3	0.95	35.7	39.8	0.85	27	27	35	40.5	1.8	0.021
N	NR	1.7	0.95	40.7	44.8	0.85	27	28.5	40	45.5	2.3	0.042
N	NR	—	—	—	—	—	29	30	43	53.5	2.9	0.079
N	NR	2.06	1.35	44.6	52.7	1.12	30	32	47	58.5	3.3	0.129
N	NR	2.46	1.35	49.73	57.9	1.12	31.5	36	55.5	68.5	4.6	0.235
N	NR	3.28	1.9	59.61	67.7	1.7	32	34	66	88.5	4.6	0.235
N	NR	2.06	1.35	49.73	57.9	1.12	33	34	48	58.5	2.9	0.096
N	NR	2.46	1.35	55.6	63.7	1.12	33	35.5	53	64.5	3.3	0.175
N	NR	3.28	1.9	64.82	74.6	1.7	34.5	38	61.5	76	4.6	0.287
N	NR	1.3	0.95	40.7	44.8	0.85	32	32	45	50.5	1.8	0.024
N	NR	1.7	0.95	45.7	49.8	0.85	32	34	45	50.5	2.3	0.052
N	NR	—	—	—	—	—	32	34	53	61.5	—	0.087
N	NR	2.08	1.35	52.6	60.7	1.12	35	36.5	50	61.5	2.9	0.116
N	NR	3.28	1.9	59.61	67.7	1.7	35	38.5	57	68.5	4.6	0.199
N	NR	3.28	1.9	68.81	78.6	1.7	36.5	42.5	65.5	80	4.6	0.345
N	NR	2.08	1.35	55.6	63.7	1.12	37	38.5	53	64.5	2.9	0.122
N	NR	3.28	1.9	62.6	70.7	1.7	37	40	60	71.5	4.6	0.225
N	NR	3.28	1.9	71.83	81.6	1.7	38.5	44.5	68.5	83	4.6	0.389
N	NR	1.3	0.95	45.7	49.8	0.85	37	37	45	50.5	1.8	0.027
N	NR	1.7	0.95	53.7	57.8	0.85	39	39	51	58.5	2.3	0.075
N	NR	—	—	—	—	—	37	—	60	60.3	—	0.107
N	NR	2.08	1.9	59.61	67.7	1.7	40	41.5	57	68.5	3.4	0.151
N	NR	3.28	1.9	68.81	78.6	1.7	41.5	44.5	65.5	80	4.6	0.284
N	NR	3.28	1.9	76.81	86.6	1.7	43	47	72	88	4.6	0.464
N	NR	1.3	0.95	50.7	54.8	0.85	42	42	50.3	55.5	1.8	0.031
N	NR	1.7	0.95	60.7	64.8	0.85	44	46	58	65.5	2.3	0.112
N	NR	—	—	—	—	—	42	—	66	66.3	—	0.13
N	NR	2.49	1.9	64.82	74.6	1.7	45	47.5	63	76	3.8	0.19
N	NR	3.28	1.9	76.81	86.6	1.7	46.5	50.5	73.5	88	4.6	0.366
N	NR	3.28	2.7	86.79	96.5	2.46	48	53	82	98	5.4	0.636
N	NR	1.3	0.95	56.7	60.8	0.85	47	47.5	56	61.5	1.8	0.038
N	NR	1.7	0.95	66.7	70.8	0.85	49	50	64	72	2.3	0.126
N	NR	—	—	—	—	—	49	—	71	71	—	0.167
N	NR	2.49	1.9	71.83	81.6	1.7	50	53.5	70	83	3.8	0.241
N	NR	3.28	1.9	81.81	91.6	1.7	51.5	55.5	78.5	93	4.6	0.42
N	NR	3.28	2.7	96.8	106.5	2.46	53	61.5	92	108	5.4	0.829

Notes (1) For tolerances for the snap ring grooves and snap ring dimensions, refer to Pages A50 to A53.

(2) When heavy axial loads are applied, increase d_a and decrease D_a from the above values.

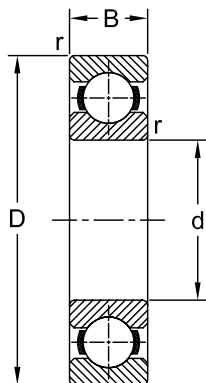
Remarks 1. Diameter Series 7 (extra thin section bearings) are also available, please contact NSK.

2. When using bearings with rotating outer rings, contact NSK if they are sealed, shielded, or have snap rings.

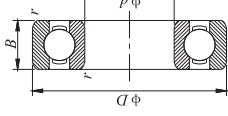
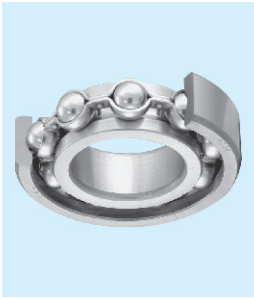
Ball Bearings

Single Row
Metric Series

60, 62, 63, 64, 160, 618, 619



Dimensions				Load Rating		AEC Bearing	Z	ZZ	RS	2RS	N	ZN	ZZN	M	K
mm				kN											
d	D	B	r	Dynamic (C)	Static (C ₀)										
10	30	9	0.6	5.07	2.36	6200	•	•	•	•	•	•	•		
	35	11	0.6	8.06	3.40	6300	•	•	•	•					
12	32	10	0.6	6.89	3.10	6201	•	•	•	•	•	•	•		
	37	12	1.0	9.75	4.15	6301	•	•	•	•					
15	32	9	0.3	5.59	2.85	6002	•	•	•	•					
	35	11	0.6	7.80	3.75	6202	•	•	•	•	•	•	•		
	42	13	1.0	11.40	5.40	6302	•	•	•	•					
17	35	8	0.3	6.05	3.25	16003	•	•							
	35	10	0.3	6.05	3.25	6003	•	•	•	•					
	40	12	0.6	9.56	4.75	6203	•	•	•	•	•	•	•		
	47	14	1.0	13.50	6.55	6303	•	•	•	•	•	•	•	•	
	62	17	1.1	22.90	10.80	6403	•	•							
20	37	9	0.3	6.37	3.65	61904			•	•					
	42	12	0.6	9.36	5.00	6004	•	•	•	•	•				
	47	14	1.0	12.70	6.55	6204	•	•	•	•	•	•	•		
	52	15	1.1	15.90	7.80	6304	•	•	•	•	•	•	•	•	
	72	19	1.1	30.70	15.00	6404	•	•							
25	42	9	0.3	6.63	4.00	61905			•	•					
	47	8	0.3	7.61	4.75	16005									
	47	12	0.6	11.20	6.55	6005	•	•	•	•	•				
	52	15	1.0	14.00	7.80	6205	•	•	•	•	•	•	•	•	
	60	17	1.1	22.50	11.60	6305	•	•	•	•	•	•	•	•	
	80	21	1.5	35.80	19.30	6405	•	•							
30	47	9	0.3	7.28	4.55	61906			•	•					
	55	9	0.3	11.20	7.35	16006									
	55	13	1.0	13.30	8.30	6006	•	•	•	•	•				
	62	16	1.0	19.50	11.20	6206	•	•	•	•	•	•	•	•	
	72	19	1.1	28.10	16.00	6306	•	•	•	•	•	•	•	•	
	90	23	1.5	43.60	23.60	6406	•	•							



d 20~30 mm

Boundary dimensions (mm)			Basic load ratings (kN)		Limiting speeds (r/min)			Nominal numbers (old)	Dimensions of snap ring groove (mm)						Dimensions of snap ring (mm)						Mounting dimensions (mm)						Reference mass (kg)				
d	D	B	C _r	C ₀	Grease	Oil	Nominal numbers		a	b	D _i	r _o	r _s	D _i	f	d _o	D _o	r _s	D _o	C _r	C ₀	D _i	D _o	C _r	C ₀	D _i	D _o	C _r	C ₀		
20	27	4	0.2	1.04	0.73	5,000	—	5,700	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.005
	32	7	0.3	4.00	2.47	21,000	13,000	—	25,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.019
	37	9	0.3	6.40	3.70	19,000	12,000	—	23,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.036
22	42	8	0.3	7.90	4.50	18,000	—	—	21,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.051
	42	12	0.6	9.40	5.05	18,000	11,000	13,000	21,000	18,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.069
	47	14	1	13.50	6.55	16,000	10,000	12,000	18,000	18,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.106
25	52	15	1.1	15.90	7.90	14,000	10,000	12,000	17,000	14,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.144
	72	19	1.1	28.50	13.90	12,000	—	—	14,000	14,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.400
	44	12	0.6	9.40	5.05	17,000	10,000	13,000	20,000	17,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.074
28	50	14	1	12.90	6.80	14,000	9,700	12,000	17,000	14,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.117
	56	16	1.1	18.40	9.25	13,000	9,200	11,000	15,000	13,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.176
	32	4	0.2	1.10	0.84	4,000	—	—	4,600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.005
30	37	7	0.3	4.30	2.95	18,000	10,000	—	21,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.022
	42	9	0.3	7.05	4.55	16,000	9,800	—	19,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.042
	47	8	0.3	8.35	5.10	15,000	—	—	18,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.060
28	47	12	0.6	10.10	5.85	15,000	9,400	11,000	18,000	15,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.080
	52	15	1	14.00	7.85	13,900	8,900	11,000	15,000	13,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.128
	62	17	1.1	21.20	10.90	12,000	8,100	9,700	14,000	14,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.232
30	80	21	1.5	34.50	17.50	10,000	—	—	12,000	10,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.530
	52	12	0.6	12.50	7.40	14,000	8,400	10,000	16,000	14,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.098
	58	16	1	17.90	9.75	12,000	8,100	9,700	14,000	13,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.171
30	68	18	1.1	26.70	14.00	11,000	7,400	8,900	13,000	13,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.284
	37	4	0.2	1.14	0.95	3,300	—	—	3,800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.006
	42	7	0.3	4.70	3.65	15,000	8,800	—	18,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.026
30	47	9	0.3	7.25	5.00	14,000	8,400	—	17,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.048
	55	9	0.3	11.20	7.35	13,000	—	—	15,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.091
	55	13	1	13.20	8.30	13,000	7,700	9,200	15,000	15,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.116
30	62	16	1	19.50	11.30	11,000	7,300	8,800	13,000	13,000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.199

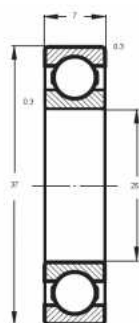
Home » Catalog

61805 FLT Deep groove ball bearings

Technical data

Scheme

symbol	61805
mass [kg]:	0.021
basic load rating (dynamic) C [kN]	3.8
basic load rating (static) C ₀ [kN]	2.8
limiting speeds (grease) [min ⁻¹]	19000
limiting speeds (oil) [min ⁻¹]	24000
d [mm]	25
D [mm]	37
B [mm]	7
r _s min [mm]	0.3



zoom

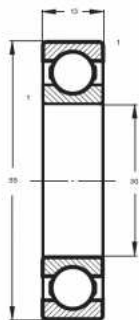
Home » Catalog

6006 FLT Deep groove ball bearings

Technical data

Scheme

symbol	6006
mass [kg]:	0.116
basic load rating (dynamic) C [kN]	13.24
basic load rating (static) C ₀ [kN]	8.22
limiting speeds (grease) [min ⁻¹]	12000
limiting speeds (oil) [min ⁻¹]	15000
modification	Z ZZ RS 2RS N
d [mm]	30
D [mm]	55
B [mm]	13
r _s min [mm]	1
D ₁ [mm]	52.6
a ~ [mm]	2.06
b [mm]	1.35
r _o max [mm]	0.4



zoom

Anexo C – Relatórios de análise de lubrificantes

CETRIB – Unidade de Tribologia, Vibrações e Manutenção Industrial



Shell Tivela Oil S

Lubrificantes sintéticos premium para engrenagens industriais

Os Shell Tivela Oil S são lubrificantes sintéticos de elevada performance para engrenagens industriais, formulados à base de polialquilenoglicol e aditivos. A sua performance de lubrificação é excepcional mesmo em operações de funcionamento muito duras. Garante uma eficiência de energia, um período de serviço alargado e uma elevada resistência ao micro-pitting.

Aplicações

- Caixas de engrenagens que funcionam em condições severas, tais como cargas elevadas, temperaturas muito baixas ou demasiado elevadas ou grandes amplitudes térmicas.
- Engrenagens tipo sem-fim
- Particularmente recomendada para alguns sistemas de “lubrificação perpétua”.
- Chumaceiras e outros sistemas de circulação onde o óleo seja sujeito a alta temperatura.

O Shell Tivela S não é recomendado para a lubrificação de componentes fabricados com alumínio ou suas ligas.

Vantagens

- **Excelente capacidade de carga e protecção contra o micropitting**

Garante óptimos níveis de capacidade de carga, mesmo em condições de choque evitando o micropitting.

- **Capacidade de lubrificação superior melhorando a eficiência da engrenagem.**

A melhoria da eficiência da engrenagem pode ser comprovada pela redução da temperatura do seu funcionamento bem como da energia que consome. Essa melhoria é de cerca de 15% relativamente aos óleos minerais e de 11% relativamente a lubrificantes sintéticos à base de hidrocarbonetos.

- **Excelente resistência à oxidação e estabilidade térmica permitindo alargar o período de serviço**

Resistindo à formação de depósitos prejudiciais mesmo a temperaturas elevadas, melhora a limpeza do sistema e a confiança no equipamento. O Shell Tivela S está formalmente aprovado pela Flender AG com a garantia de um funcionamento durante 20.000 horas ou 4 anos desde que a temperatura não exceda 80°C.

- **Períodos de serviço alargados**

O aumento da vida dos componentes e do lubrificante permite alargar os períodos de serviço reduzindo os custos de manutenção.

Especificações

Cumprir os requisitos da especificação David Brown tipo G e está totalmente aprovado pela Flender AG

Compatibilidade com vedantes e pinturas

Recomendam-se tintas epoxi de alta qualidade, pois os polialquilenoglicóis tendem a atacar as tintas convencionais. É compatível com vedantes nitrílicos, embora seja mais eficaz com o vedantes de Viton.

Procedimento na mudança de óleo

O Tivela S contém polialquilenoglicol que é incompatível com óleos minerais e com a maioria de outros sintéticos. Quando se muda de um óleo mineral para um Tivela S deve-se ter um cuidado especial nessa mudança. Idealmente o óleo antigo deve ser retirado do cárter ainda quente. Limpar todas as lamas do sistema. Deve-se fazer circular uma quantidade mínima de Tivela S no cárter e drená-lo ainda quente. Colocar de seguida óleo novo. Deve,



ainda se possível, substituir os vedantes que estiveram em contacto com o óleo mineral. Inspeccione o sistema uns dias após a mudança.

Saúde e Segurança

De acordo com a informação disponível, o Shell Tivela S não apresenta qualquer perigo para a saúde e segurança sempre que for devidamente utilizada nas aplicações

recomendadas e se mantiverem bons padrões de higiene industrial.

Proteja o ambiente - Levar o óleo usado para um local de recolha autorizado. Não o despejar em esgotos, terra ou água.

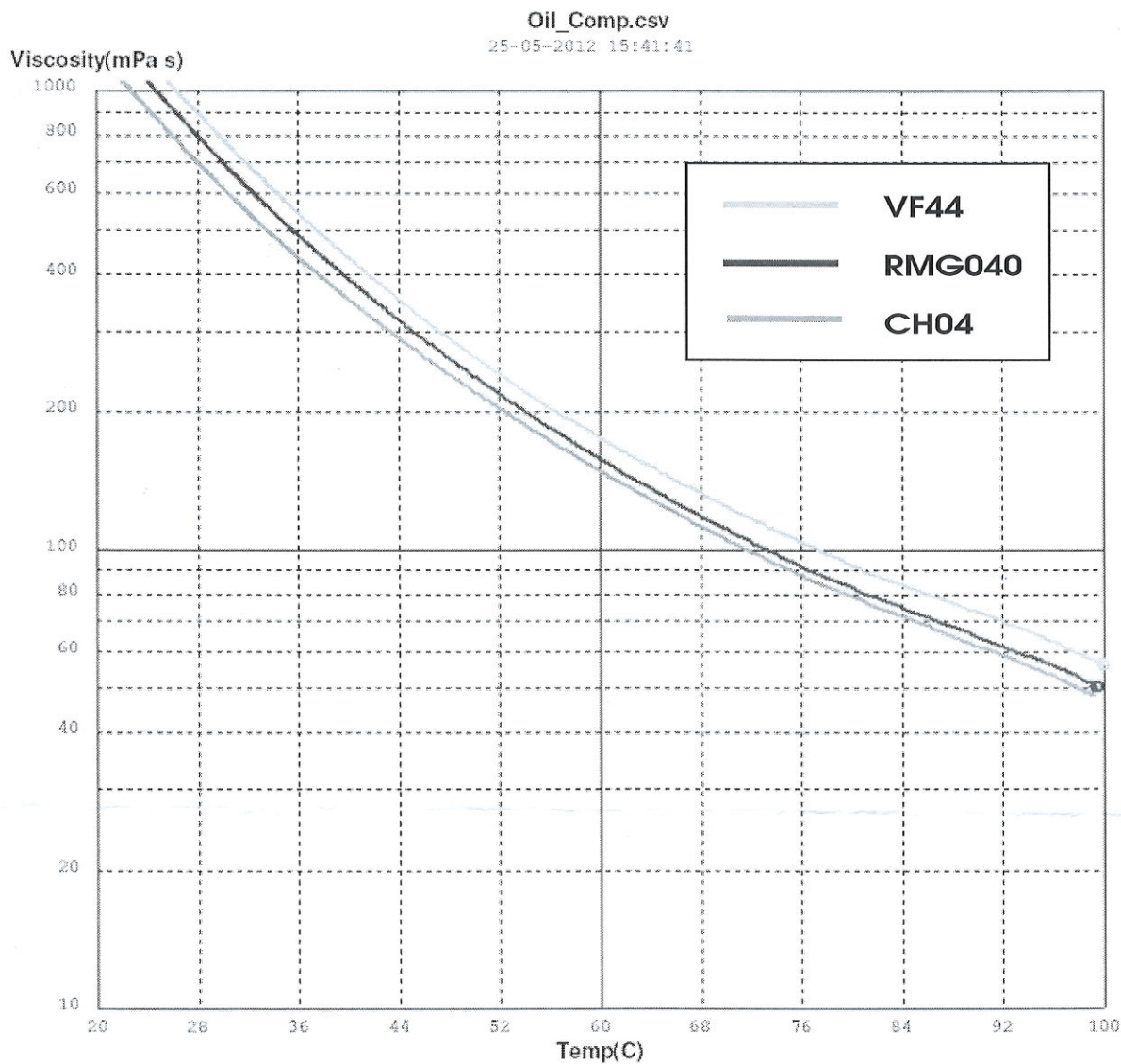
Conselhos

Informações complementares sobre aplicações não abrangidas neste folheto poderão obter-se com o vosso Representante da Shell

Características Físicas Típicas

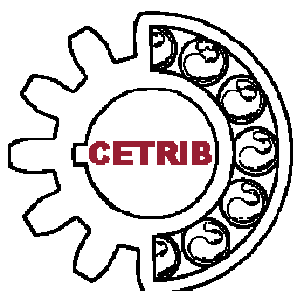
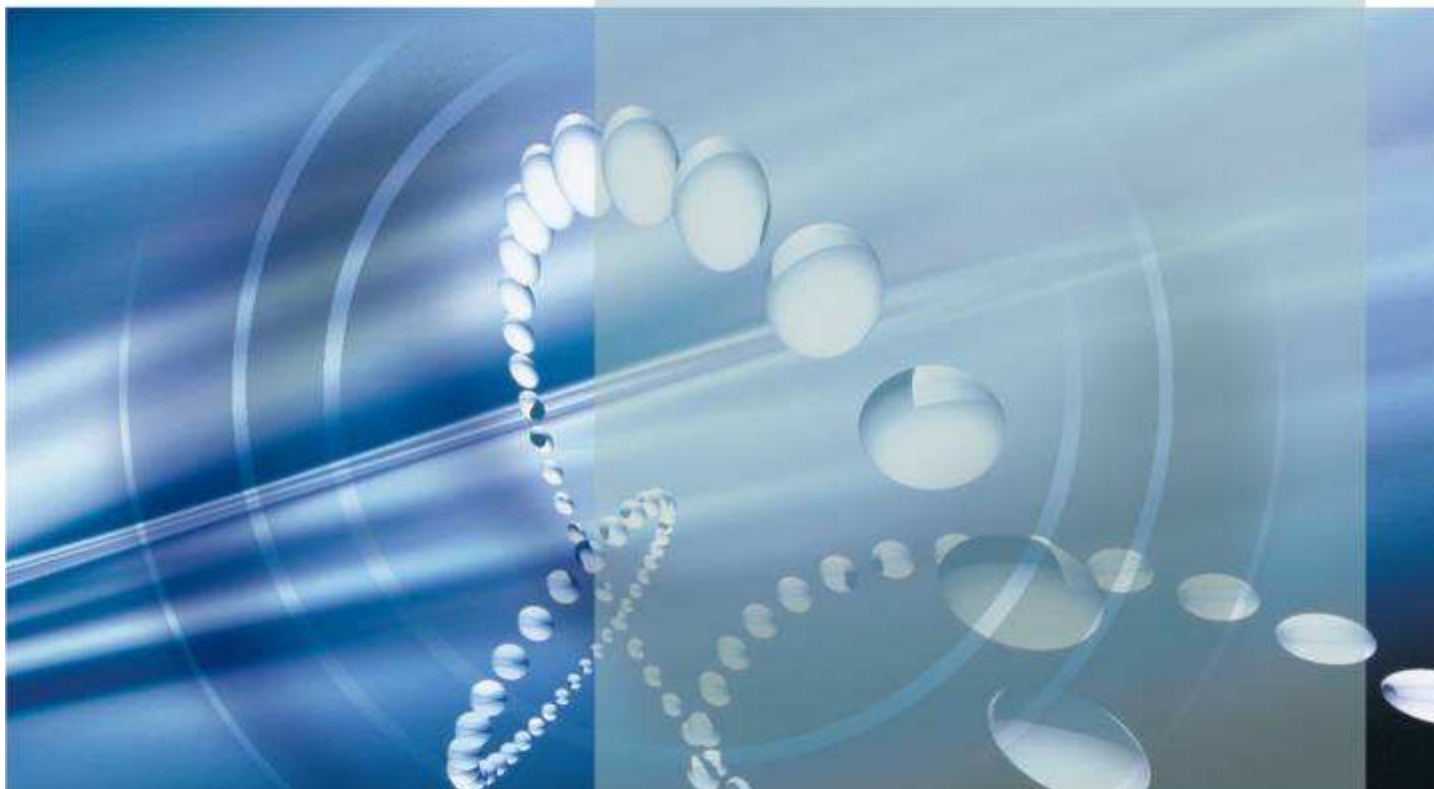
Shell Tivela S		150	220	320	460
Viscosidade ISO	ISO 3448	150	220	320	460
Viscosidade Cinemática @ 40°C (mm ² /s)	ISO 3104	136	222	321	460
@ 100°C (mm ² /s)		22.5	34.4	52.7	73.2
Índice de Viscosidade	ISO 2909	188	203	230	239
Ponto de Inflamação (°C)	ISO 2592	302	298	286	308
Ponto de Fluxão (°C)	ISO 3016	- 42	- 39	- 39	-36
Densidade a 15°C (kg/m ³)	ISO 12185	1076	1074	1069	1072
Teste FZG	DIN 51354-2 A/8.3/90	> 12	> 12	> 12	> 12

Estas características são típicas da produção actual. Embora a futura produção tenha que respeitar a especificação da Shell, poderão ocorrer variações destas características



Lubricant	Density (g/cm ³)	Temperature (°C)	Viscosity (mPa.s)	Viscosity (cSt)
VF44	1,0619 (21,2°C)	40	432,53	383,57
		100	56,41	50,02
RMG 040	1,0602 (21,2°C)	40	388,98	346,06
		100	50,18	44,64
CH04	1,0606 (21,2°C)	40	351,21	312,22
		100	48,16	42,81

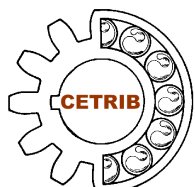
RELATÓRIO DE ANÁLISE DE LUBRIFICANTES



Unidade de Tribologia, Vibrações
e Manutenção Industrial

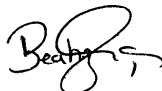

Análise N°: 60-62/12
Tipo de Análise: Análise de Desgaste
Cliente:
Equipamento: Redutor Parafuso Sem-Fim
Lubrificante: SHELL Tivela Oil S 320

Autores: Beatriz Graça e Jorge Seabra
Data: 30 de Agosto de 2012



Unidade de Tribologia, Vibrações
e Manutenção Industrial

Relatório de Análise de Lubrificantes

Análise nº:	60-62 / 12
Tipo de análise:	Análise de Ferrografia e Filtragem por Membrana
Confidencialidade:	1
Cliente:	
Morada:	Porto
Telefone / Fax:	
Equipamento:	Redutores Parafuso Sem-Fim
Lubrificante:	SHELL Tivela Oil S 320
Dossier:	/
Nº de páginas:	8
Data:	30/08/12
Responsável:	BG – JS
Rúbrica:	 

OBJECTIVO




Análise de três amostras de óleo lubrificante (SHELL Tivela Oil S 320) proveniente de diferentes redutores de parafuso sem-fim, para avaliação do desgaste presente.

As análises efectuadas foram as seguintes:

Amostra N°:	VF44	RMG040	CH04
Análises efectuadas:			
▪ Ferrometria	X	X	X
▪ Ferrografia Analítica	X	X	X
▪ OilView (CSI 5100)	-	-	-
▪ Gravimetria	X	X	X
▪ Microscopia Óptica das Membranas	X	X	X
▪ Viscosimetria Vibracional	-	-	-
▪ TAN (ASTM D974-97)	-	-	-
▪ FTIR	-	-	-

RESULTADOS DAS ANÁLISES

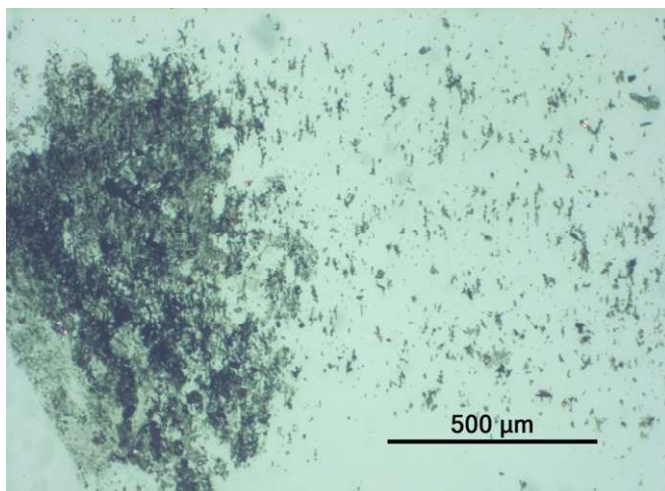
Nas páginas seguintes são apresentados os resultados referentes às análises de Ferrometria (DR III), Ferrografia Analítica (FM III) e de Filtragem por Membrana (Gravimetria e Observação Microscópica das Membranas).

CLIENTE:		MÁQUINA: Redutor				
MORADA: Porto		Ref. ÓLEO: SHELL Tivela Oil S 320				
DATA: 29/08/12						
IDENTIFICAÇÃO						
Amostra nº:	VF44	RMG040	CH04			
Data amostra:	Ago-12	Ago-12	Ago-12			
Análise nº:	60/12	61/12	62/12			
Horas/Máquina/Óleo:	12+9.45	12+12.25	12+12.20			
FERROMETRIA						
d:	0,01	0,01	0,01			
DL:	19,7	67,5	9,3			
DS:	11,6	52,1	5,6			
CPUC:	3130,0	11960,0	1490,0			
ISUC:	25353,0	184184,0	5513,0			
FERROGRAFIA						
Desgaste normal	F	F	f			
Desgaste severo	F	M	M			
Desgaste de fadiga	f	f				
Desgaste de abrasão	F	F	M			
Esferas de desgaste						
Ligas não ferrosas	F	M	M			
Partículas oxidadas	F	F	F			
Minerais/Orgânicos	f	f	f			
OILVIEW						
Índice OilLife:	-	-	-			
Índice Químico:	-	-	-			
Índice Contaminação:	-	-	-			
Índice Ferromagnético:	-	-	-			
Grandes Contaminantes:	-	-	-			
Constante Dielétrica:	-	-	-			
GRAVIMETRIA						
mg/ml	2,6	2,3	1,0			
MICROSCOPIA ÓTICA						
						
TEOR DE ÁGUA						
(%v/v)	-	-	-			
VISCOSIDADE						
(cSt a 40°C):	-	-	-			
(cSt a 100°C):	-	-	-			
PONTO DE INFLAMAÇÃO						
(°C):	-	-	-			
TAN						
(mg KOH/g)	-	-	-			
DIAGNOSTICO:						
<ul style="list-style-type: none"> - Presença significativa de partículas não metálicas de tonalidade negra; - Presença significativa de partículas não ferrosas (ligas de cobre e metal branco). 						
LEGENDA						
d - Factor de diluição		N/A		Não aplicável		
DL - Índice de partículas grandes				Não existe		
DS - Índice de partículas pequenas		f		Fraco		
CPUC - Concentração part. desgaste		M		Médio		
ISUC - Índice severidade do desgaste		F		Forte		

CLIENTE:
MORADA: Porto
DATA: 29/08/12

MÁQUINA: Redutor VF44
Ref. ÓLEO: SHELL Tivela Oil S 320

Fotografia 1



Ampliação: x 100
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:

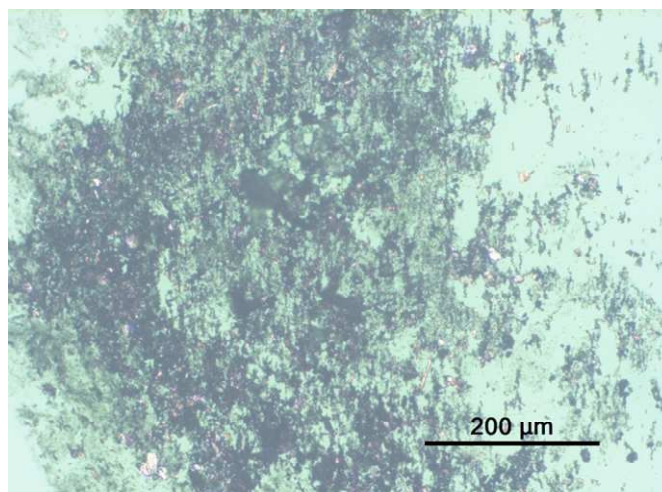
- Presença de partículas ferrosas e não ferrosas de desgaste com pequenas dimensões, algumas alinhadas segundo as forças dos campos magnéticos. Presença abundante de partículas não metálicas de tonalidade negra.

Fotografia 2

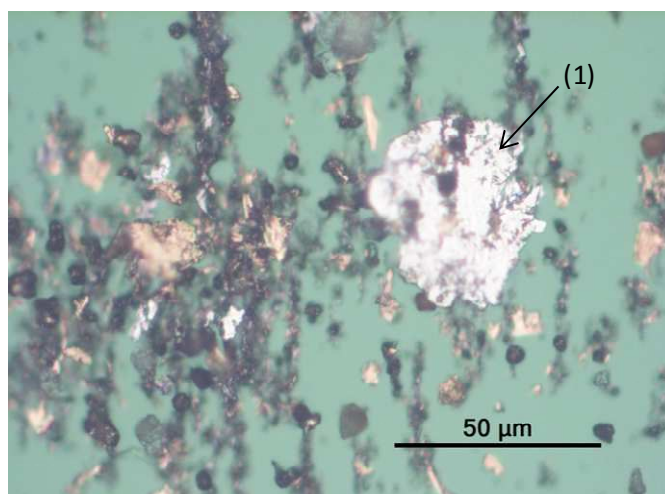
Ampliação: x 200
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:

- Ampliação da Fotografia 1.
Partículas ferrosas e não metálicas de pequenas e médias dimensões.



Fotografia 3



Ampliação: x 1000
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

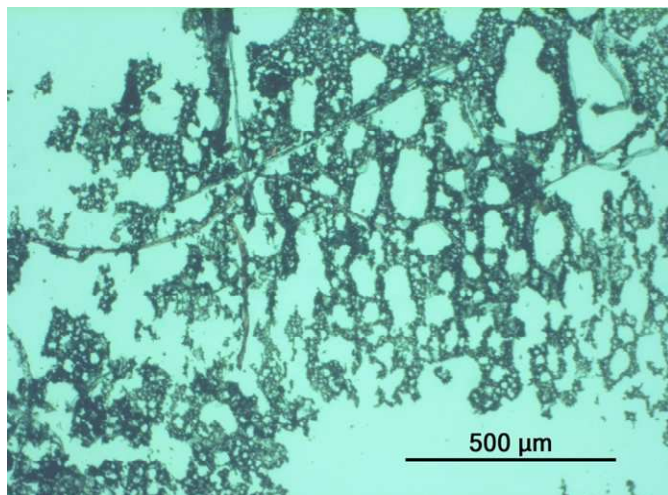
Observações:

- Ampliação da Fotografia 2.
Presença de partículas ferrosas de pequenas dimensões, partículas não ferrosas de médias e grandes dimensões (1) e de partículas oxidadas (negras).

CLIENTE:
MORADA: Porto
DATA: 29/08/12

MÁQUINA: Redutor RGM040
Ref. ÓLEO: SHELL Tivela Oil S 320

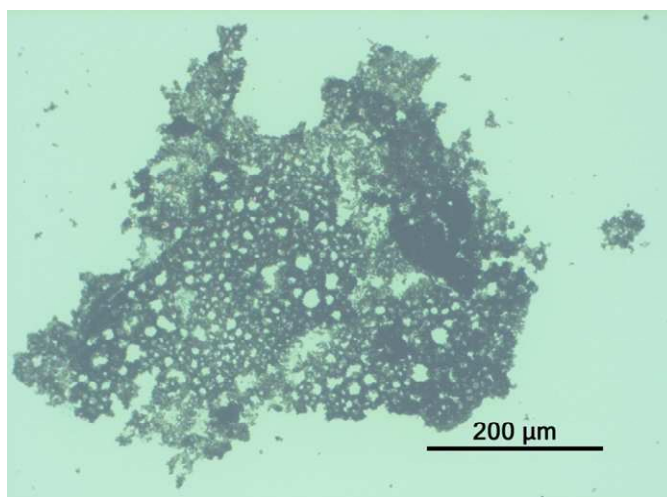
Fotografia 4



Ampliação: x 100
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:
- Partículas não ferrosas e não metálicas que formam uma matriz pastosa com estrutura em rede.

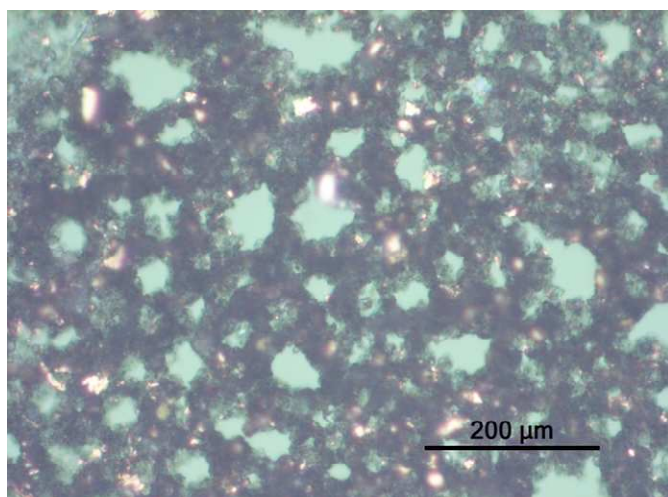
Fotografia 5



Ampliação: x 200
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:
- Partículas anteriores observadas com maior ampliação. Note-se o tipo de estrutura densa e em rede.

Fotografia 6



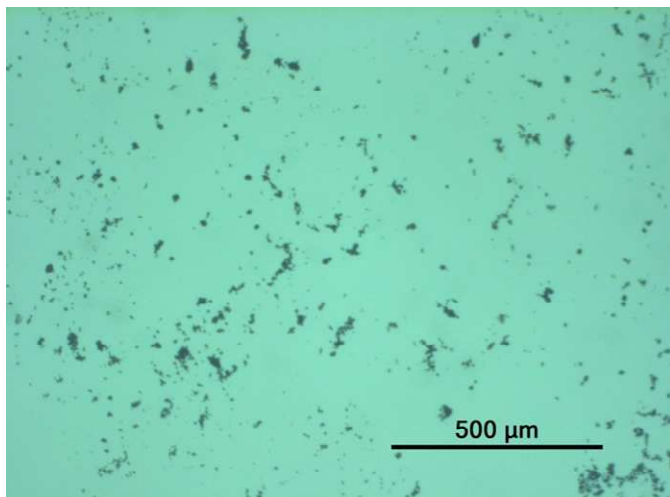
Ampliação: x 1000
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:
- Ampliação da Fotografia 5. Presença de partículas metálicas imersas na matriz estruturada em rede.

CLIENTE:
MORADA: Porto
DATA: 29/08/12

MÁQUINA: Redutor CH04
Ref. OLEO: SHELL Tivela Oil S 320

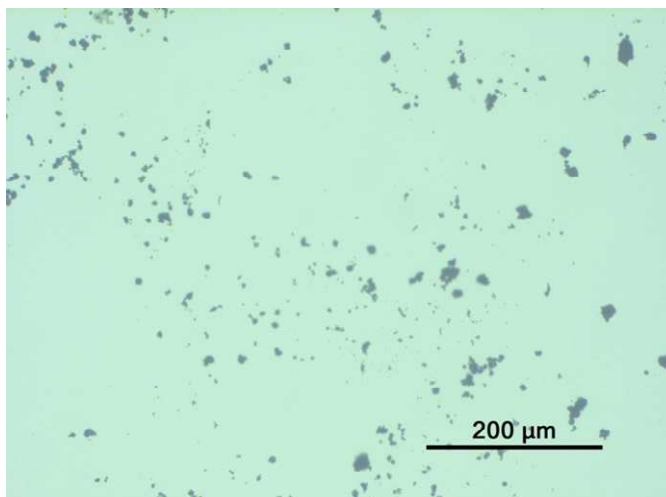
Fotografia 7



Ampliação: x 100
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:
- Presença de poucas partículas e que se encontram dispersas no ferrograma (não ferrosas e não metálicas).

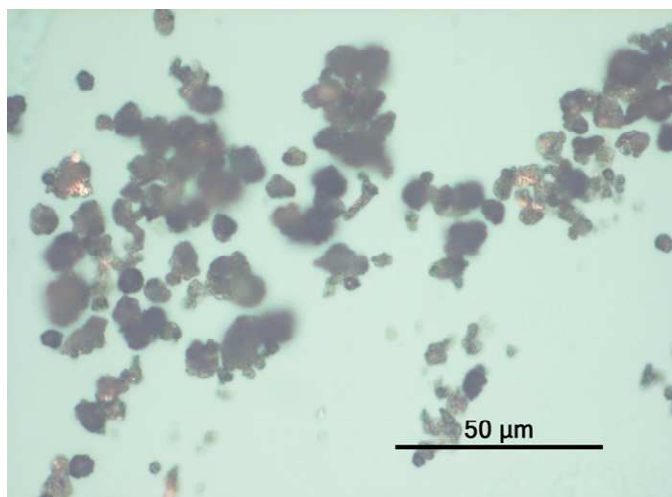
Fotografia 8



Ampliação: x 200
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:
- Partículas anteriores observadas com maior ampliação.

Fotografia 9



Ampliação: x 1000
Diluição: 1
Localização: Núcleo
Luz: Branca / Verde

Observações:
- Ampliação da Fotografia 8.
Presença de partículas oxidadas e presença insignificante de partículas metálicas.

INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS

Ferrometria (DR III)

Os índices de desgaste (DL, DS, CPUC e ISUC) resultantes das análises ferrométricas evidenciam elevado desgaste em todas as amostras, pois todas amostras tiveram que ser diluídas 100x. No entanto, a amostra com os índices mais elevados – **RMG040**, revelou variações nas leituras ferrométricas e os índices DI e Ds resultaram muito próximos um do outro, o que pode significar a presença de partículas não ferrosas e não metálicas.

Ferrografia Analítica (FM III)

A observação microscópica dos ferrogramas preparados permitem verificar:

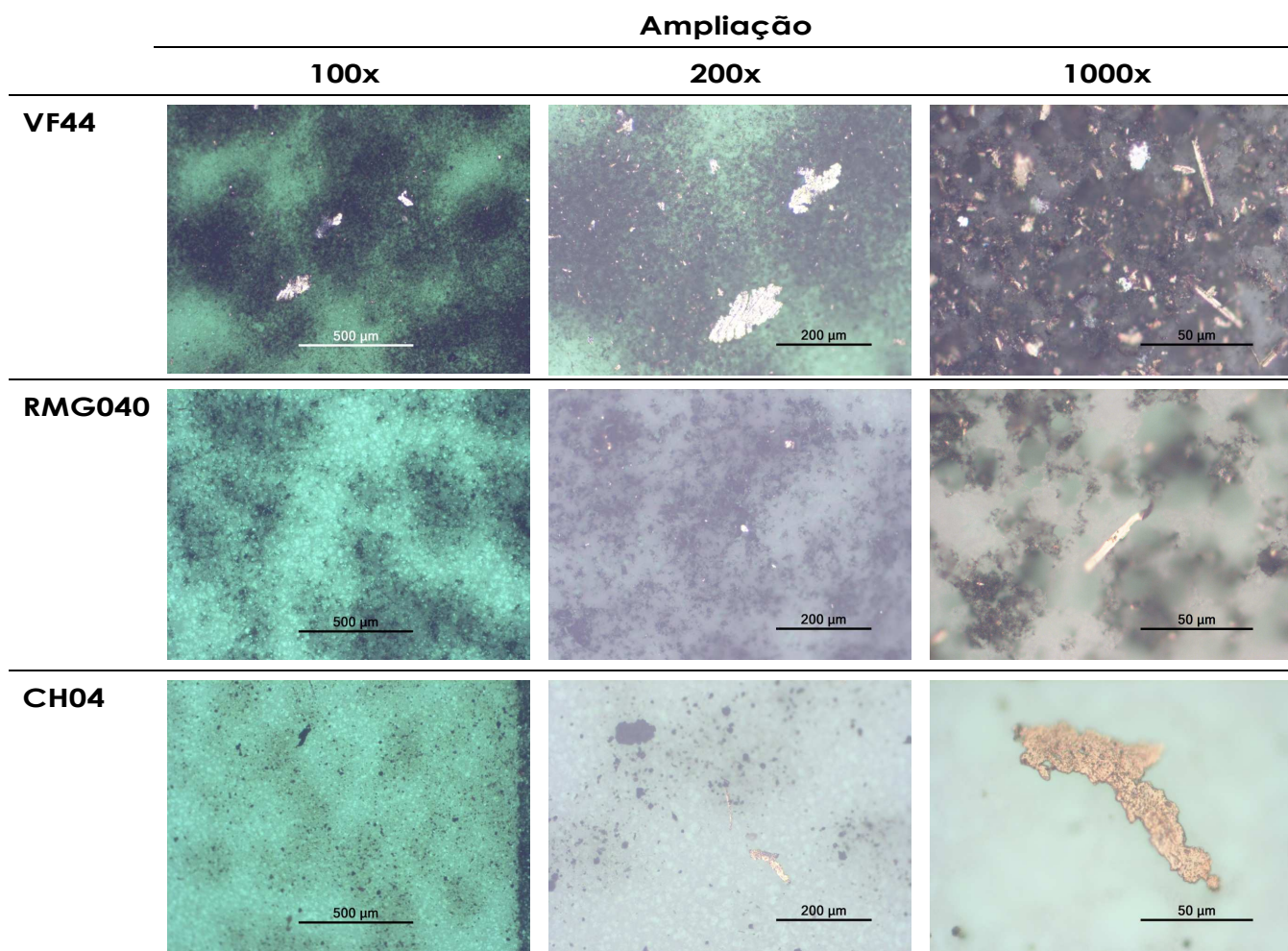
- **Redutor VF44:** presença significativa de partículas oxidadas e de tonalidade negra (ver Fotografias 1 e 2) e de partículas de desgaste não ferrosas (ligas de cobre e metal branco) resultantes essencialmente de um desgaste de abrasão por corte (ver Fotografia 3);
- **Redutor RMG040:** presença significativa de resíduos que formam uma matriz de estrutura em rede. No seio desta matriz encontram-se algumas partículas metálicas não ferrosas (ver Fotografias 4, 5 e 6);
- **Redutor CH04:** presença de poucas partículas de desgaste (metálicas não ferrosas) (ver Fotografias 7 e 8) e presença de algumas partículas oxidadas (negras) (ver Fotografia 9).

Filtragem por Membrana

Para verificar e confirmar a presença de partículas não ferrosas e não metálicas e quantificar o teor total de insolúveis, realizou-se a filtragem por membrana às três amostras (malha de 5µm).

A Análise Gravimétrica das membranas mostra que o lubrificante do **Redutor VF44** possui o maior teor de insolúveis presentes (2,6mg/ml).

Por Análise de Microscopia Ótica obtiveram-se as seguintes microfotografias:



As microfotografias confirmam a presença excessiva de partículas metálicas resultantes essencialmente de desgaste de corte e partículas oxidadas (tonalidade negra), principalmente no lubrificante proveniente do **Redutor VF44**.

