

DESENHO TÉCNICO

Aulas práticas laboratoriais

BOMBA DE ENGRENAGENS EXTERIORES DE DENTADO RECTO UTILIZADA EM TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

José António Almacinha

**Secção de Desenho Industrial
Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
2003**

1 - Funções e Campos de Aplicação

As transmissões hidrostáticas utilizam a **hidráulica** (movimento dos líquidos) como meio de transmissão de energia para a realização de determinadas funções cinemáticas. Este tipo de transmissão de energia é obtida pelo transporte de um fluido sob pressão e é suportada por conceitos teóricos da "Mecânica dos Fluidos".

No seio de um fluido em movimento, a energia contida por unidade de massa pode ser dividida em duas componentes: a energia cinética, que corresponde à pressão dinâmica resultante do estado de movimento, e a energia estática, que corresponde à pressão estática resultante da sua compressão. Nos sistemas hidráulicos, a pressão dinâmica é sempre muito reduzida, comparativamente à pressão estática, e a contracção de volume é também muito pequena, relativamente ao volume total útil de fluido, justificando-se, assim, a utilização da designação "Transmissões Hidrostáticas" (a **hidrostática** é o ramo das ciências físicas que estuda o equilíbrio estático dos líquidos).

Os trabalhos de Pascal, no séc. XVII, sobre o efeito da pressão estática em tubos e condutas, deu início ao progresso tecnológico neste campo. Originalmente, o fluido hidráulico usado foi a água (baixo preço mas, por outro lado, fraca capacidade lubrificante, acção corrosiva sobre os componentes de aço, ponto de congelação a 0 °C, e ponto de ebulição a uma temperatura bastante baixa - à volta de 97 °C - em função da pressão de funcionamento), e só no início do séc. XX surgiram as primeiras aplicações utilizando o **óleo como fluido** (preço moderado, boas propriedades lubrificantes, protecção anticorrosiva e duração em serviço relativamente longa a alta pressão), no accionamento de mecanismos relativos a turbinas hidráulicas.

A partir de 1950, e como resultado do desenvolvimento tecnológico derivado da II guerra mundial, a hidráulica (ramo das ciências físicas que tem por objectivo o estudo dos líquidos em movimento) não tem parado de evoluir e de alargar o seu campo de aplicação. Entre os vários domínios de aplicação da **óleo-hidráulica**, podem referir-se: a maquinaria agrícola, a indústria mineira, a siderurgia e fundição, veículos automóveis, construção naval, construção aeronáutica, máquinas-ferramenta, dispositivos auxiliares de oficina, aparelhagem de transporte, máquinas para trabalhar plásticos, máquinas de ensaio, etc.

Relativamente a outras formas de transmissão de energia, os sistemas hidráulicos oferecem as seguintes vantagens:

- Forças, binários e potências muito elevadas, conseguidas com órgãos de dimensões reduzidas.
- Reduzida inércia dos órgãos móveis relativamente às forças produzidas.
- Facilidade na obtenção de movimentos rectilíneos com força disponível constante e no controlo desses movimentos.

- Grande suavidade de movimentos.
- Facilidade na limitação eficaz das forças ou potências em jogo.
- Facilidade na obtenção de velocidades variáveis.
- Ausência de transmissões mecânicas volumosas e complexas.
- Grande flexibilidade na disposição dos órgãos componentes.
- Facilidade na interligação funcional dos diferentes órgãos de um sistema.
- Possibilidade de realização de uma multiplicidade de esquemas funcionais.
- Facilidade na alteração das características de um sistema ou na sua modificação orgânica e funcional.
- Facilidade do seu controlo e ensaio, por intermédio de instrumentos de medição.
- Durabilidade e fiabilidade (autolubrificação).

Por outro lado, como limitações dos sistemas hidráulicos, podem citar-se:

- Perdas de carga na tubagem e nos acessórios, o que leva a limitar as velocidades do fluido nas tubagens, geralmente, a 9 a 10 m/s, sendo, por vezes, necessário recorrer a sistemas de arrefecimento.
- Fugas internas que afectam os rendimentos volumétrico e global e as características cinemáticas dos sistemas.
- Sensibilidade à alteração das condições do meio físico (temperatura e viscosidade do fluido, sua compressibilidade e elasticidade das tubagens).
- Possibilidade de fugas externas de fluido, por avaria ou defeito de vedação.
- Ruído inerente a fenómenos de vibração hidrodinâmica e de vibração mecânica nas máquinas rotativas.
- Exigência de alta qualidade mecânica dos órgãos hidráulicos.
- Necessidade de considerar, ao nível do projecto, as consequências de efeitos secundários (fugas internas, compressibilidade, aquecimento, perdas de carga), nas propriedades funcionais, tanto estáticas como dinâmicas.

Um **sistema hidráulico de transmissão e comando de energia** é, essencialmente, constituído por três tipos de órgãos, conforme se exemplifica na figura 1:

- Fonte de energia hidrostática (ex: geradores ou bombas, acumuladores, conversores pneumo-hidráulicos e multiplicadores).
- Unidade de comando (ex: válvulas distribuidoras e válvulas reguladoras).
- Receptor (ex: cilindros hidráulicos, motores hidráulicos).

O gerador recebe energia mecânica e o receptor fornece energia mecânica. Deste modo, um circuito hidráulico absorve e restitui energia mecânica, havendo, assim, uma operação intermédia de conversão, transporte e reconversão de energia, em que o fluido é utilizado como veículo do fluxo energético.

Os geradores são máquinas capazes de transformar energia mecânica em hidráulica, de uma forma contínua. São, correntemente, designados por **BOMBAS**, já que têm por função produzir energia hidrostática, traduzida pelo fornecimento de um caudal a um sistema hidráulico. As bombas não criam a pressão do sistema, já que esta apenas pode ser criada pela resistência ao escoamento.

A bomba fornece caudal, transmitindo uma força ao fluido. Como o caudal encontra resistência, esta força é transformada em pressão. A resistência ao caudal é o resultado de uma restrição ou obstrução no percurso do caudal. Essa restrição é normalmente o resultado do trabalho desenvolvido pelo sistema hidráulico, mas pode ser, também, derivada do efeito provocado por condutas, acessórios e válvulas do sistema. Deste modo, a pressão é controlada pela carga imposta no sistema ou pela acção de um dispositivo de regulação de pressão.

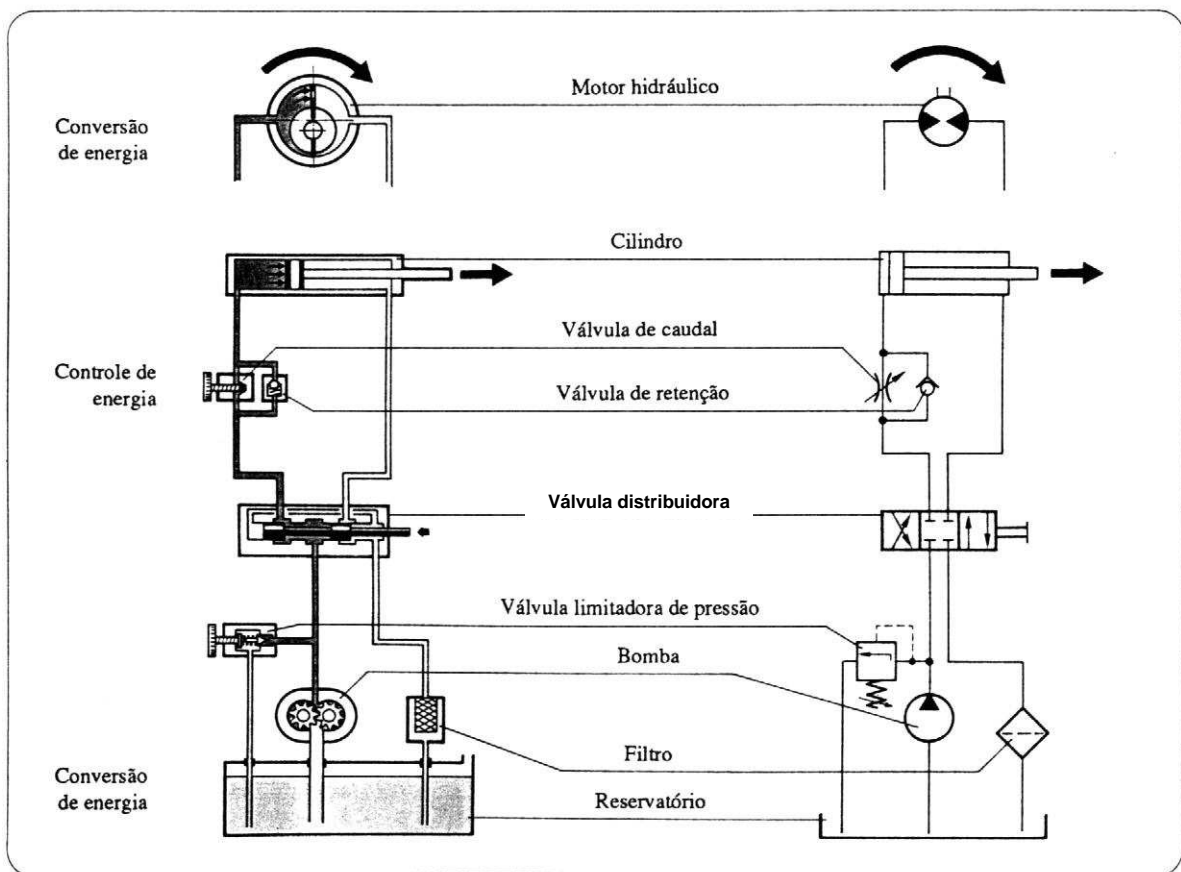


Figura 1 - Exemplo de um circuito hidráulico: esquema estrutural e desenho esquemático correspondente segundo a norma ISO 1219.

As bombas são normalmente classificadas pelo seu **caudal** e **pressão**. O caudal é a quantidade de fluido que uma bomba pode debitar num certo período de tempo, a uma dada velocidade. Como as mudanças de velocidade da bomba afectam o caudal, algumas bombas são classificadas pelo seu deslocamento. O **deslocamento da bomba** é a quantidade de fluido que a bomba pode debitar por ciclo [cm^3 / rotação].

Tal como já foi anteriormente referido, uma bomba não cria pressão. No entanto, a pressão desenvolvida pelas restrições no sistema é um factor que afecta o caudal da bomba. À medida que a pressão do sistema aumenta, o caudal diminui. Esta diminuição do caudal é o resultado de um aumento nas fugas internas da bomba.

As bombas podem ser divididas, fundamentalmente, em **bombas de deslocamento não positivo** e **bombas de deslocamento positivo**. Basicamente, as bombas que descarregam fluido num escoamento contínuo são designadas de deslocamento não positivo e as que descarregam volumes separados por períodos de não descarga são chamadas de deslocamento positivo.

As **bombas de deslocamento positivo**, objecto de análise neste trabalho, fornecem um volume de fluido definido, para cada ciclo de operação da bomba, independentemente da resistência oferecida pelo sistema, desde que se assegure que a capacidade da unidade de potência para accionamento da bomba não é excedida. Se a saída de uma bomba de deslocamento positivo fosse completamente tapada, a pressão aumentaria instantaneamente, até um ponto em que a unidade de accionamento deixaria de trabalhar ou qualquer coisa entraria em ruptura.

Neste trabalho, analisa-se um exemplar de um dos diferentes tipos construtivos de **bombas de deslocamento positivo** existentes. Muitas bombas podem ser usadas como motores para a reconversão de energia hidrostática em mecânica, sendo por isso mais adequada a utilização da designação genérica de "máquinas hidrostáticas".

As **pressões** utilizadas em óleo-hidráulica são sempre elevadas, podendo atingir valores da ordem dos 1000 bar ($1 \text{ bar} \approx 1 \text{ kgf/cm}^2 \approx 0,1 \text{ N/mm}^2 = 0,1 \text{ MPa}$), encontrando-se, mesmo, na literatura, referências a valores de 6 000 bar e mesmo de 14 000 bar, em aplicações especiais. As gamas de pressões podem ser, simplifadamente, escalonadas da seguinte forma:

$p < 50 \text{ bar}$ (5 MPa)	- muito baixa pressão
$50 \leq p < 100 \text{ bar}$ (10 MPa)	- baixa pressão
$100 \leq p < 200 \text{ bar}$ (20 MPa)	- média pressão
$200 \leq p < 400 \text{ bar}$ (40 MPa)	- alta pressão
$p \geq 400 \text{ bar}$ (40 MPa)	- muito alta pressão.

O desenvolvimento de pressões desta ordem de grandeza é incompatível com máquinas hidráulicas de tipo dinâmico (turbomáquinas), pelo que, em óleo-hidráulica, utilizam-se, exclusivamente, máquinas do tipo hidrostático (máquinas - bombas - volumétricas).

Estas máquinas são essencialmente constituídas por uma ou mais câmaras de volume alternadamente variável - por exemplo, uma câmara cilíndrica com um êmbolo cujo movimento determina, progressiva e alternadamente, uma variação do volume da respectiva câmara, a qual é ligada à admissão para o seu enchimento, durante a fase de aumento de volume, e ligada à saída,

durante a fase de redução de volume. Relativamente aos aspectos construtivos, as máquinas volumétricas podem ser classificadas em dois grandes tipos: rotativas (de engrenagens, de palhetas, etc.) e alternativas (de êmbolos).

Num grande número de aplicações, **as bombas de engrenagens exteriores**, analisadas neste trabalho, **desenhos n.ºs BHE-1, BHE-2, BHE-3, BHE-4 ou BHE-5 em anexo, conforme o caso em apreço**, são objecto de preferência relativamente aos restantes tipos, devido às suas qualidades, a seguir enumeradas:

- Preço relativamente baixo.
- Segurança de funcionamento, mesmo em condições severas.
- Bom comportamento numa larga gama de viscosidades dos fluidos.
- Posição de serviço indiferente.
- Grande gama de velocidades de funcionamento (**normalmente entre 500 e 3000 rpm**).
- Boas características de aspiração.

Por outro lado, como maiores inconvenientes podem citar-se: a impossibilidade de variar a sua cilindrada, o mau comportamento a baixas velocidades de accionamento (< 500 rpm), a grande pulsação de caudal do fluido debitado e a dificuldade em suportar pressões elevadas (**em geral, inferiores a 210 bar**).

2 - Descrição Funcional

Acompanhe a leitura deste capítulo com a consulta dos desenhos n.ºs BHE-1, BHE-2, BHE-3, BHE4 ou BHE-5, conforme o caso em análise, fornecidos em anexo.

As bombas de engrenagens exteriores são constituídas, basicamente, por um par de veios-pinhão (rodas dentadas com um pequeno número de dentes) **(6)** e **(7)**, normalmente de dentado recto (direito) (ver livro DTB-3, pp. 296), encerrados numa carcaça metálica (corpo da bomba) **(13)** de alumínio, neste caso, mas que podia, também, ser construída em bronze ou em liga leve. A ponta de veio de um dos veios-pinhão, a roda mandante **(6)**, atravessa a tampa anterior **(16)**, permitindo, assim, o seu accionamento a partir de uma fonte de energia mecânica exterior, enquanto o outro veio-pinhão, a roda mandada **(7)**, gira louco. O aumento de volume na câmara de admissão (à esquerda, na vista da esquerda), gerado pelos intervalos entre dentes de cada pinhão após o seu desengrenamento, cria uma subpressão necessária para a aspiração de óleo na câmara de admissão, que é em seguida arrastado pelos dentes, em rotação, junto às paredes do corpo **(13)**, até à câmara de expulsão (à direita, na vista da esquerda).

Em alguns modelos de bombas, a câmara de admissão é maior do que a câmara de expulsão. O aumento da câmara de admissão permite melhorar o enchimento dos espaços entre dentes, contribuindo para a diminuição do ruído de funcionamento. A redução da câmara de expulsão permite diminuir os esforços sobre os pinhões resultantes da pressão do óleo.

O caudal de óleo debitado pela bomba aumenta, para um determinado diâmetro primitivo d das rodas, com a diminuição do seu número de dentes. Assim se justifica a utilização de pinhões com um pequeno número de dentes z (habitualmente entre 10 e 20) e, conseqüentemente, de módulos m elevados, uma vez que $d = z m$ (ver livro DTB-3, pp. 296).

O ponto de contacto entre os dentes desloca-se ao longo da linha de engrenamento entre A e B, conforme se indica na figura 2. O número de pares de dentes, simultaneamente, em contacto alterna entre dois (entre AW e VB), onde é retido um certo volume de óleo, e um (entre WV). Esse volume de óleo, durante o engrenamento, começa por diminuir, aumentando de seguida. Para evitar a ocorrência de variações bruscas e importantes na sua pressão, estabelece-se a comunicação desse volume de óleo com as câmaras de expulsão e de aspiração, através dos dois canais (ou ranhuras) transversais (horizontais) existentes nas faces transversais (rectas) interiores das chumaceiras (15) e (14) de apoio das rodas. Nas bombas, em que os veios são apoiados em chumaceiras lisas, aproveita-se o óleo a baixa pressão para a sua lubrificação, conduzindo-o através de um canal (ou ranhura) vertical, existente na face recta interior, e/ou de um canal longitudinal, existente em cada furo, (conforme o exemplo em análise) de cada uma das chumaceiras de apoio das rodas.

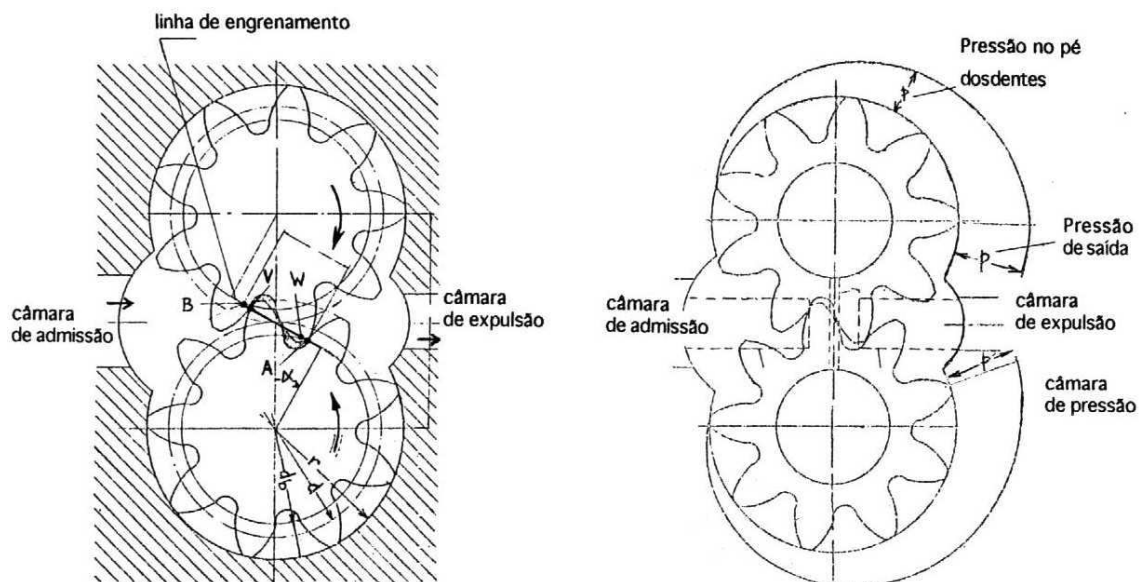


Figura 2 - Bomba unicelular de engrenagens exteriores de dentado recto.

A vedação entre a aspiração e a expulsão é garantida, pela reduzida folga entre a crista dos dentes e o corpo (13) da bomba, pelo contacto entre os dentes engrenados, e pela acção das chumaceiras anterior (15) e posterior (14) de apoio dos pinhões.

As zonas de contacto lateral entre as rodas dentadas e as chumaceiras estão bem definidas, sendo a respectiva pressão de contacto modulada pela pressão de funcionamento actuante nas faces exteriores das chumaceiras. Esta pressão, resultante das ligações estabelecidas com a câmara de expulsão, através de dois canais longitudinais, actua em áreas de pressão de compensação laterais, limitadas por vedantes de formato especial, alojados nas tampas (16) e (12) ou no corpo (13). Deste modo, só se produzem forças de compressão nas zonas em que os intervalos entre dentes comportam óleo submetido à pressão de funcionamento.

Através da folga existente entre as cabeças dos dentes e o corpo da bomba (13) regista-se sempre uma ligeira fuga de óleo de cada intervalo entre dentes para o intervalo dianteiro contíguo, criando-se, de intervalo para intervalo, um escalonamento de pressões que é altamente favorável em termos da solicitação mecânica dos dentes, figura 2. Para evitar uma evolução relativamente abrupta da pressão, executam-se, por vezes, umas ranhuras longitudinais nas faces exteriores das chumaceiras para estabelecer uma comunicação com as áreas de pressão de compensação laterais, o que é também importante sob o ponto de vista da redução do nível de ruído, mas, por outro lado, dá origem a fugas internas mais importantes.

As bombas de engrenagens exteriores de dentado recto são muito utilizadas, sobretudo em baixas pressões, embora possam suportar picos de pressão até 200 bar ou mesmo 250 a 300 bar.

Teoricamente, estas bombas são reversíveis - possibilidade de inversão do sentido de accionamento do veio, com conseqüente inversão do sentido de circulação do óleo. No entanto, na prática, esta situação não é muito frequente porque, para facilitar a resolução do problema de vedação, na zona de saída da ponta do veio, criaram-se duas câmaras de baixa pressão, limitadas pelos vedantes interiores, entre a tampa (16) e a chumaceira (15) e entre a tampa (12) e a chumaceira (14), ligadas à admissão pelo canal longitudinal existente em cada uma das chumaceiras das rodas. Deste modo, a utilização da admissão como saída não é possível, uma vez que isso iria fazer surgir uma alta pressão junto aos vedantes (retentores) do veio.

As velocidades de accionamento máximas variam entre as 1 500 rpm e as 3 000 rpm, dependendo das dimensões das bombas e do seu modo de construção. Nas aplicações correntes, raramente ultrapassam as 1 500 rpm, devido a problemas de ruído.

3 - Instruções de Desmontagem

Siga cuidadosamente as instruções seguintes, de modo a garantir a integridade dos diferentes componentes do conjunto e retire as notas que achar necessárias para permitir efectuar, posteriormente, uma correcta sequência de montagem.

- 1** - Desaperte os vários parafusos (**10**) e porcas hexagonais (**17**), que ligam as tampas (**12**) e (**16**) ao corpo da bomba (**13**), com o auxílio de uma chave apropriada, separando a tampa (**12**) do corpo.
- 2** - Desaperte a porca hexagonal (**1**) e retire, também, com o auxílio de uma chave de fenda, a chaveta, eventualmente, existentes na ponta do veio de accionamento.
- 3** - Retire, do interior do corpo, a chumaceira posterior (**14**).
- 4** - Retire, seguidamente, o veio-pinhão mandado (**7**) e o veio-pinhão mandante (**6**), actuando sobre a sua ponta de veio saliente.
- 5** - Retire, finalmente, do interior do corpo, a chumaceira anterior (**15**).
- 6** - Retire da tampa anterior (**16**), com o auxílio do alicate apropriado, o anel elástico para furo (**4**), que assegura a fixação axial do retentor (**5**).

Nota: Neste trabalho, o retentor (**5**) não deve ser desmontado da tampa, para evitar a sua danificação, uma vez a sua montagem foi realizada sob alguma pressão. Por outro lado, em alguns dos exemplares das bombas em estudo, retiraram-se alguns dos vedantes "O Ring", existentes entre as tampas laterais e o corpo, para facilitar a montagem do conjunto.

4 - Análise das soluções construtivas e de alguns componentes

Em primeiro lugar, aproveite a desmontagem dos componentes do conjunto para identificar e observar as soluções construtivas enumeradas na descrição funcional da bomba de engrenagens.

Ajustamentos entre peças

Observe como elementos geométricos, de peças distintas, com as mesmas dimensões nominais têm ligações directas entre si, com características distintas, em resultado de uma escolha criteriosa das tolerâncias especificadas para a dimensões dos elementos-furo e dos elementos-veio (ex: ajustamento rotativo entre os veios-pinhão (**6**) e (**7**) e as chumaceiras lisas (**14**) e (**15**);

ajustamento deslizante das chumaceiras (14) e (15) na cavidade do corpo (13) da bomba e ajustamento preso do retentor (5) no furo da tampa anterior (16).

Elementos de vedação

O retentor (5) é uma junta de vedação de atrito radial constituída por um material elastómero, uma armadura e uma mola de aço. As condições limite de funcionamento são: pressão máxima de 1 (7 a 10) bar; temperaturas entre $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $+120\text{ }^{\circ}\text{C}$; velocidade circunferencial máxima na zona de atrito: 8 m/s. Por sua vez os vedantes "O'Ring", alojados entre as tampas laterais e o corpo, permitem criar zonas estanques entre o corpo e as tampas da bomba. São também elastómeros com condições de funcionamento limite da seguinte ordem: pressão até 70 bar; temperaturas entre $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Materiais

O corpo da bomba (13), obtido por extrusão, as tampas (12) e (16), obtidas por fundição, e chumaceiras (14) e (15) são construídas em liga de alumínio, enquanto as rodas dentadas (veios-pinhão) são de aço temperado.

Elementos mecânicos normalizados

Com o auxílio do texto "DCM - Ligações Mecânicas", identifique os diferentes elementos normalizados utilizados, verificando a correcção das correspondentes designações normalizadas inscritas na lista de peças do desenho anexo. Determine uma estimativa do módulo normalizado m dos dentes das rodas dentadas e os correspondentes diâmetros primitivo d , da cabeça d_a (ou d_e) e do pé d_f (ou d_i) (ver livro DTB-3, pp. 296), verificando, por medição directa das rodas, se existe conformidade. Tenha em conta as seguintes relações: $d = m z$; $d_a = d + 2 m = m (z + 2)$; $d_f = d - 2,5 m = m (z - 2,5)$ e altura dos dentes $h = (h_a + h_f) = (m + 1,25 m) = 2,25 m$, em que h_a é a altura da cabeça dos dentes e h_f é a altura do pé dos dentes.

O módulo (normal) m é definido como sendo o quociente do passo (normal) p , expresso em milímetros, pelo número π ($m = p / \pi$). A opção pela especificação de valores racionais para os módulos, em detrimento de valores para os passos, evita que, devido à presença do número π , os diâmetros primitivos d e as distâncias entre eixos a' das rodas dentadas sejam números irracionais. Por sua vez, o passo normal ($p = \pi m$) é o comprimento do arco do círculo (no caso do dentado recto) entre dois flancos direitos ou esquerdos sucessivos sobre o cilindro primitivo de corte, na secção normal dos dentes.

Assim, o perímetro da circunferência primitiva pode ser determinado como: **Perímetro da circunferência primitiva** = $\pi d = p z$, donde resulta a expressão de cálculo do diâmetro primitivo, em função do módulo $d = (p / \pi) z = m z$, atrás indicada.

5 - Instruções de Montagem

Efectue a montagem da bomba de engrenagens, em estudo, tendo em conta as anotações retiradas durante a desmontagem.

6 - Referências

GOTZ, W. - Hidráulica. Teoria e aplicações. Da Bosch. RFA: R. Bosch GmbH, 1991.

HENRIOT, G. – Les pompes à engrenages. In “Traité Théorique et Pratique des Engrenages”. 5^a ed. Paris: Dunod, 1983, tome II, chap. VIII, p. 620-639.

POMPER, V. – Bombas Hidráulicas. In “Mandos Hidraulicos en las Maquinas-Herramientas”. Barcelona: Ed. Blume, 1969, cap. V, p. 53-79.

SIMÕES MORAIS, J. - Desenho Técnico Básico - DTB -3. Porto: Porto Editora, 2006.

SIMÕES MORAIS, J. - Ligações Mecânicas. Texto de apoio à disciplina de DCM. SDI-DEMEGI-FEUP.

7 - Normalização

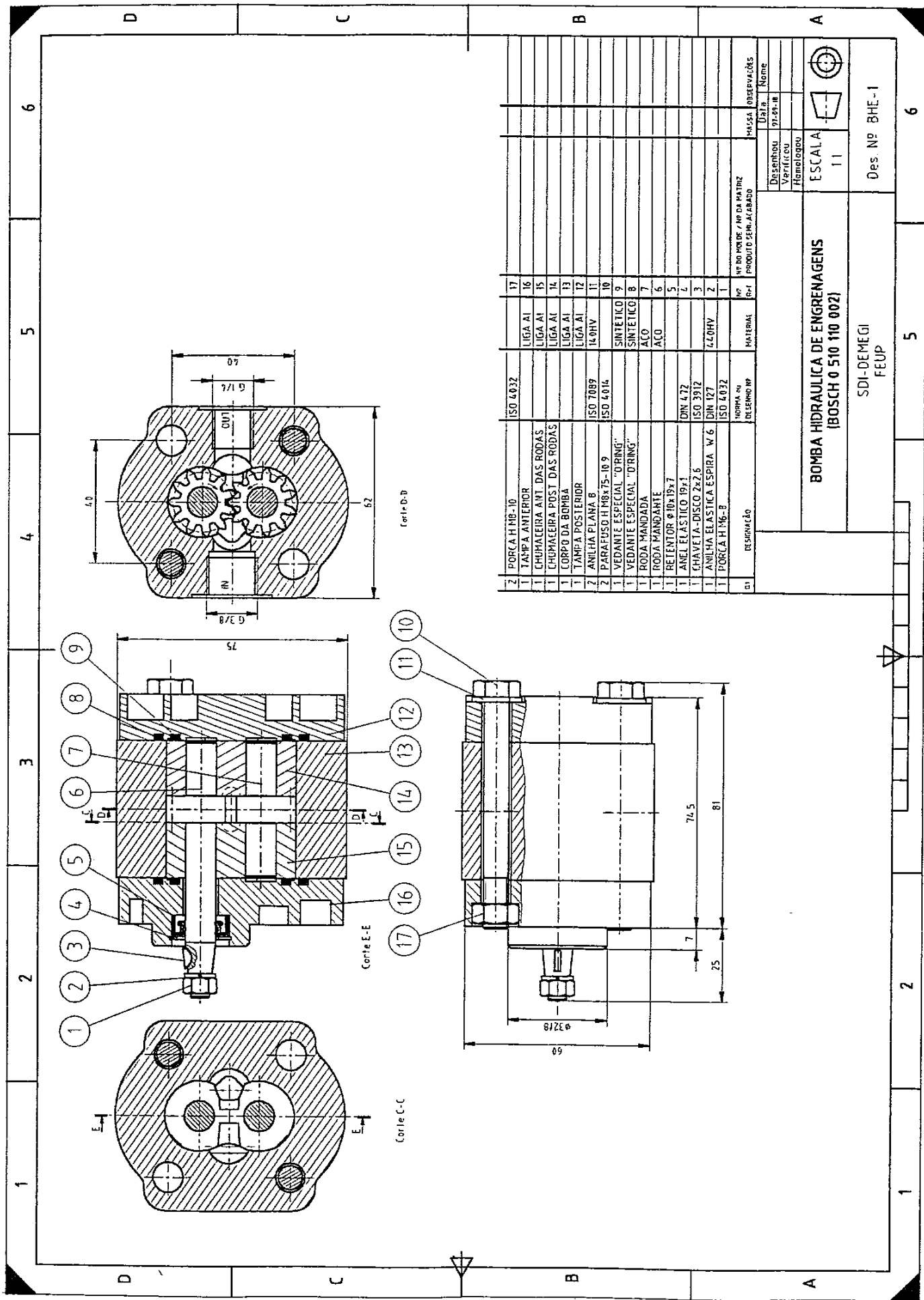
ISO 1219-1: 1991 - Transmissions hydrauliques et pneumatiques - Symboles graphiques et schémas de circuit -- Partie 1: Symboles graphiques. ISO.

ISO 1219-2: 1995 - Transmissions hydrauliques et pneumatiques - Symboles graphiques et schémas de circuit -- Partie 2: schémas de circuit. ISO.

8 - Anexos

Desenhos de bombas de engrenagens exteriores n^{os} BHE-1, BHE-2, BHE-3, BHE-4 e BHE5 (elaborados por J. O. Fonseca).

Algumas páginas de catálogos relativos a alguns dos exemplares de bombas em estudo.



QTD	DESCRIÇÃO	NORMA OU DESENHO NºP	MATERIAL	Nº DO MODE / Nº DA MATRIZ	PRODUTO SEMI-ACABADO	MAQUILAS OBSERVAÇÕES
2	PORÇA H 106-B	ISO 4032				
1	TAMPA ANTERIOR	LIGA AL				
1	CHAVEIRA AVT. DAS RODAS	LIGA AL				
1	CHAVEIRA POST. DAS RODAS	LIGA AL				
1	CORPO DA BOMBA	LIGA AL				
1	TAMPA POSTERIOR	LIGA AL				
2	ANELHA PLANA B	ISO 7089	ALUMINIO			
1	PARAFUSO H 106x75-10 9	ISO 4014	SINTETICO	9		
1	VEDANTE ESPECIAL "ORING"		SINTETICO	8		
1	RODA MANDADA	ACO		7		
1	RODA MANDANTE	ACO		6		
1	REITORIO Ø 10x19x7			5		
1	ANEL ELASTICO 19x1	DIN 472		4		
1	CHAVETA-DISCO 2x2,6	ISO 3912		3		
1	ANELHA ELASTICA ESPIRA N. 6	DIN 127	ALUMINIO	2		
1	PORÇA H 106-B	ISO 4032		1		

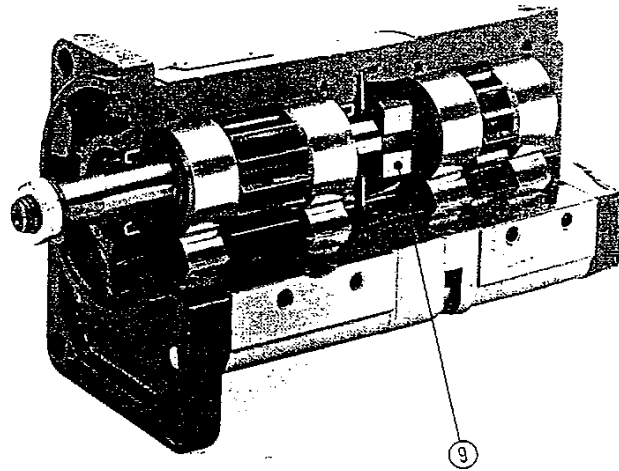
Desenhou: _____
 Verificou: _____
 Homologou: _____
 ESCALA: 1:1

Nº DA MATRIZ: _____
 Nº DO MODE / Nº DA MATRIZ: _____
 PRODUTO SEMI-ACABADO: _____

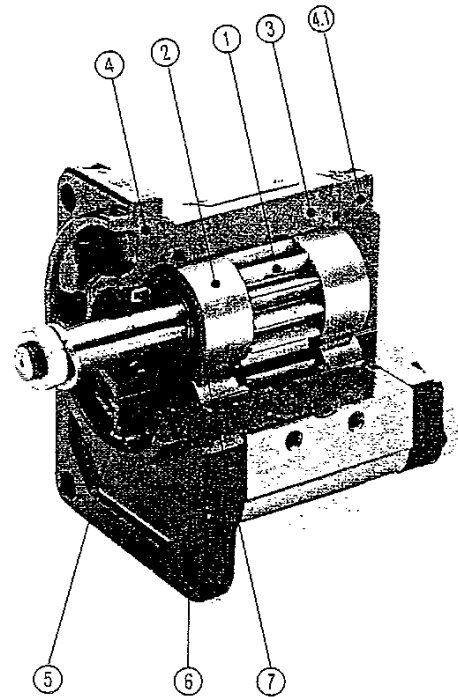
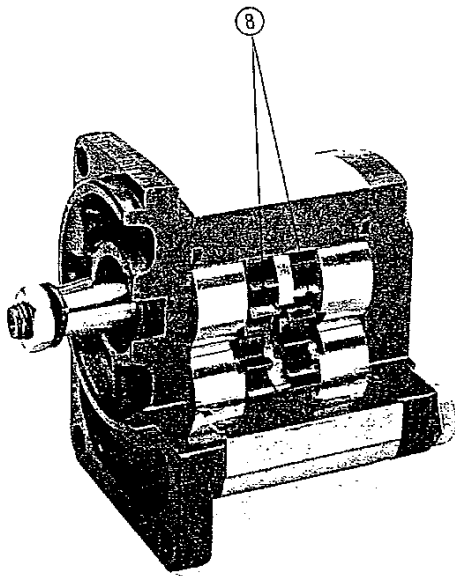
MALSA OBSERVAÇÕES: _____
 Data: _____
 Nome: _____

BOMBA HIDRAULICA DE ENGENHAGENS
(BOSCH 0 510 110 002)

Des. Nº BHE-1



Bombas BOSCH



- ① Zahnradpaar
- ② Lagerbuchsen
- ③ Gehäuse aus Prealuminium
- ④ Pumpendeckel aus Grauguß
- ⑤ Wellendichtung
- ⑥ Gleitlager
- ⑦ Dichtring für axiale Druck-
kompensation
- ⑧ DUO-Pumpe, Zahnradpaare
- ⑨ Mitnehmer

- ① Gears
- ② Bearings
- ③ Extruded aluminium body
- ④ Cast iron front and rear
covers
- ⑤ Shaft seal
- ⑥ Plain-bearing
- ⑦ Thrust pressure seal
- ⑧ DUO-Pump, gear pairs
- ③ Centre coupling

- ① Pignons
- ② Paliers
- ③ Corps en aluminium filé
- ④ Couvercles en fonte
- ⑤ Joint d'arbre
- ⑥ Bagues
- ⑦ Joint délimitant le champ de
compensation axial
- ⑧ Pompe DUO, pignons
- ⑨ Entraîneur

Inhalt	Seite	Contents	Page	Sommaire	Page
Allgemeines	4-5	General	4-5	Généralités	4-5
Typenübersicht	6-9	Synopsis of Types	6-9	Programme de fabrications	6-9
Kenngößen	10-11	Specifications	12-13	Tailles de pompes	14-15
Berechnung von Pumpen	16	Design calculations for pumps	16	Détermination des pompes	16
Diagramme	17-26	Diagrams	17-26	Courbes caractéristiques	17-26
Hinweise für Inbetriebnahme und Wartung	27	Notes on installation and maintenance	27	Instructions de mise en route et d'entretien	27
Antriebe	28-31	Drive arrangements	28-31	Modes d'entraînement	28-31
Mehrfach-Zahnradpumpen	32-33	Multiple gear pumps	32-33	Pompes multiples	32-33
Zahnradpumpen mit integrierten Ventilen	34	Gear pumps with integral valves	34	Pompes à valves incorporées	34
DUO-Zahnradpumpen	35	DUO gear pumps	35	Pompes à engrenage «DUO»	35
Maßzeichnungen - Bestellnummern	36-126	Dimension drawings - Part Nos.	36-126	Plans d'encombrement et références de commande	36-126
Verschraubungen	127	Screw connectors	127	Raccords	127
Dichtungssätze	128-129	Sets of seals	128-129	Pochettes de joints	128-129
Alphanumerische Typenbeschreibung	130-133	Type coding system	134-137	Codification alpha-numérique	138-141

Das in ölhydraulischen Anlagen am meisten angewandte Pumpenprinzip ist die Zahnradpumpe. Sie ist einfach im Aufbau, zuverlässig im Betrieb und stellt die preiswerteste Lösung zur Druckerzeugung dar. Die Robert Bosch GmbH ist seit Jahrzehnten in der Entwicklung und Herstellung von Zahnradpumpen engagiert. Ausgereifte Konstruktionen, die Verwendung von speziell entwickelten Werkstoffen, Dauererprobungen und eine zuverlässige Großserienproduktion garantieren Produkte höchster Qualität. Sorgfältige Größenabstufungen und eine Vielzahl von Ausführungsvarianten ermöglichen eine universelle Verwendung.

There is no doubt that the gear-type pump is the most widely used design in hydraulic systems. It is simple in construction, reliable in operation and the most cost-effective way of generating hydraulic pressure. The Robert Bosch Company has been involved with the design, development and manufacture of gear pumps for many decades. Well-proven designs, the use of specially developed materials, constant testing and sophisticated mass production techniques ensure products of the very highest quality. Universal application is assured by a carefully graded range of sizes and a variety of different design options.

Le modèle de pompe le plus utilisé dans les systèmes hydrauliques est la pompe à engrenage. Elle est, dans sa conception simple, d'un fonctionnement fiable et représente la solution la plus économique pour générer une pression. La Société Robert Bosch compte depuis plusieurs dizaines d'années au nombre de ses activités le développement et la fabrication des pompes à engrenage. La haute qualité de ses produits est garantie par le choix de technologies simples et muries, par l'emploi de matériaux spécialement élaborés, par le recours systématique à des essais d'endurance sévères et par une fabrication en grande série d'une grande fiabilité. L'étagement judicieux des tailles de pompes et le nombre important de variantes possibles permettent de couvrir pratiquement tous les besoins.

4 Allgemeines, General, Généralités

Konstruktive Ausführung

Die Pumpe besteht im wesentlichen aus dem Zahnradpaar ①, das in vier Lagerbuchsen ② gelagert ist, sowie dem Gehäuse ③ mit vorderem und hinterem Deckel ④ und ⑤. Durch den vorderen Deckel wird die über einen Wellendichtring ⑥ abgedichtete Antriebswelle durchgeführt.

Das Material des Pumpengehäuses ist Preßaluminium aus einem Strangpreßprofil mit hohem Umformungsgrad. Mit diesem Material wird eine wesentlich höhere Dauerfestigkeit erreicht als z. B. bei Aluminium-Kokillenguß. Für die beiden Deckel wird Grauguß verwendet.

Die Lagerkräfte werden von Gleitlagern ⑦ aufgenommen. Diese sind für hohe Lagerdrücke ausgelegt und haben gute Notlaufeigenschaften speziell bei niedrigen Drehzahlen.

Die Zahnräder haben 12 Zähne, wodurch die Förderstrompulsation bzw. Geräuschemission niedrig gehalten wird.

Die innere Abdichtung der Druckräume erfolgt druckabhängig, wodurch sich optimale Wirkungsgrade ergeben.

Stirnseitig werden die beweglichen Lagerbuchsen ② mit dem Betriebsdruck beaufschlagt und dichtend gegen die Zahnräder gedrückt. Die beaufschlagten Druckfelder werden durch spezielle Dichtungen ⑧ begrenzt.

Die Abdichtung am Umfang der Zahnräder wird durch kleinste Spalte sichergestellt, die sich durch druckabhängiges Andrücken der Zahnräder gegen das Gehäuse einstellen.

Basic design

The pump consists essentially of a pair of gears ① supported in four bearings ② and the body ③ with front and rear covers ④ and ⑤. The drive shaft protrudes from the front cover where it is sealed by the shaft seal ⑥.

The pump body is made of aluminium from an extruded profile section with a high deformation ratio. With this material it is possible to achieve a much higher fatigue strength than, for example, an aluminium die-casting. Cast iron is used for the end covers.

The bearing forces are absorbed by special bearing-bushings with sufficient elasticity to produce surface contact instead of line contact.

They also assure good operation under emergency conditions especially at low speed.

The gears have 12 teeth and this keeps both flow pulsation and noise emission to a minimum.

The internal sealing is pressure-sensitive which give optimum efficiency.

The bearings provide the seal at the ends of the gaps between the teeth which carry the pressurized oil. The sealing zone between the gear teeth and the bearings is controlled by the admission of operating pressure to the rear of the bearings. Special seals ⑧ form the boundary of the zone.

The radial clearance at the tips of the gear teeth is sealed by forcing them against the body.

Technologie

La pompe comporte pour l'essentiel deux pignons appariés ① tournant dans quatre douilles-paliers ②, ainsi que le corps ③ et ses couvercles avant ④ et arrière ⑤. L'étanchéité du passage de l'arbre d'entraînement à travers le flasque avant est assurée par un joint à lèvres ⑥.

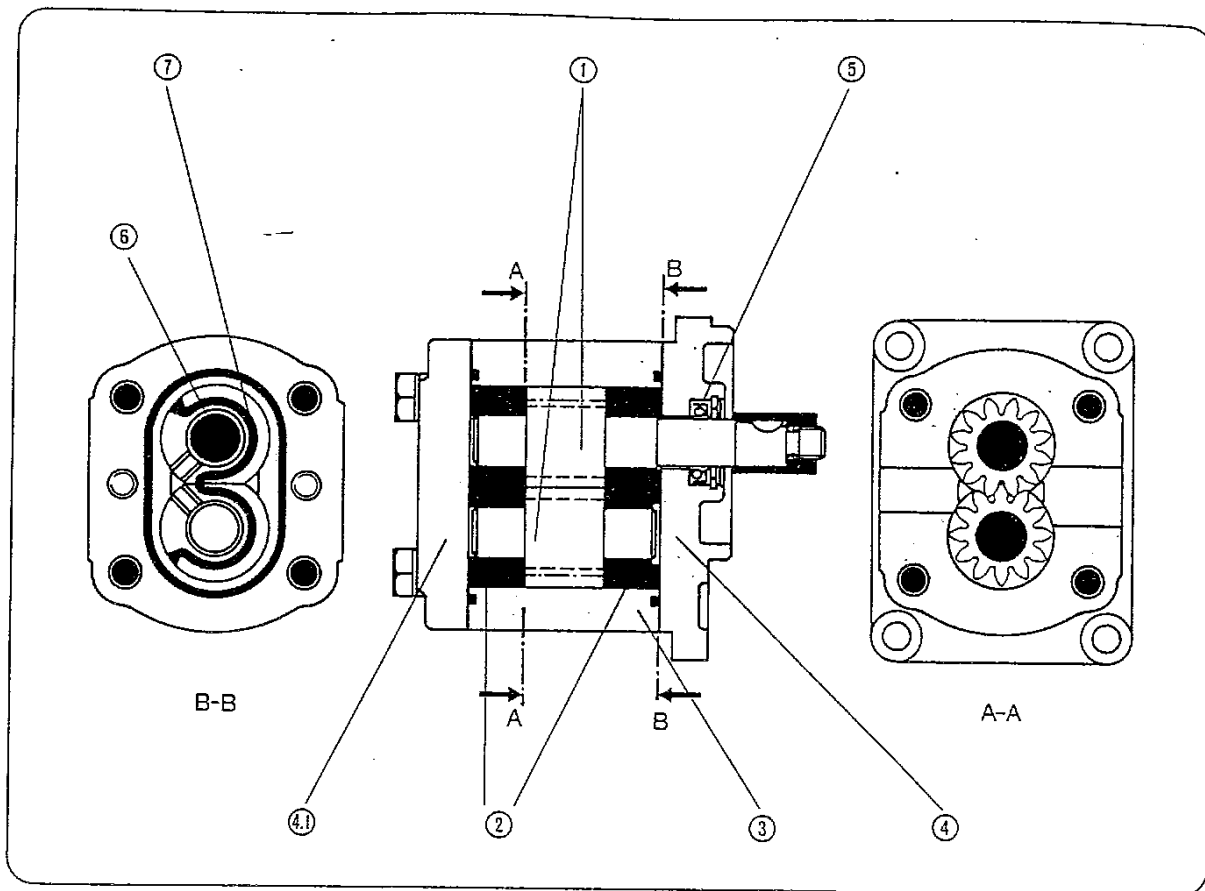
Le corps haute pression de la pompe est réalisé par filage d'un alliage d'aluminium très malléable. Ce matériau présente également une résistance à la fatigue nettement plus élevée que les alliages d'aluminium mis en forme par moulage en coquilles. Les couvercles du corps sont en fonte.

Les contraintes s'exerçant sur les paliers sont absorbées par des bagues. Celles-ci supportent des pressions élevées et ont une bonne tenue au grippage, spécialement à basse vitesse.

Grâce aux 12 dents que compte chaque pignon, l'amplitude des pulsations du débit et le niveau sonore sont maintenus à une valeur très faible.

L'étanchéité, du côté des faces des pignons et des entre-dents, est assurée par un placage des 4 paliers. Le contrôle de l'étanchéité sur les faces de pignons résulte donc de l'application en continu de la pression de service sur les faces externes de ces paliers. Les champs de compensation axiaux sont délimités par de joints ⑧ de forme spéciale.

Le jeu radial existant entre le diamètre de tête et la surface interne du corps de pompe est contrôlée par application de cet ensemble flottant contre le corps de pompe. Cette technique d'étanchéité asservie à la pression permet d'obtenir des rendements optimaux.



Programm-Übersicht

Bosch-Zahnradpumpen werden in den 4 Baureihen B, F, N und G angeboten, deren Fördervolumen wiederum durch unterschiedliche Zahnradbreiten gestaffelt werden.

Weitere Ausführungsvarianten entstehen durch verschiedene Flansche, Wellen, Ventilanbauten, Mehrfach-Pumpenkombinationen.

Ferner wird eine DUO-Version für geringe Geräusch-Emission angeboten.

Product range

Bosch gear pumps are produced in 4 different versions B, F, N and G with the different displacements obtained by using gears of different widths.

Further different versions arise through the use of different flanges, shafts, valves and multiple pump combinations.

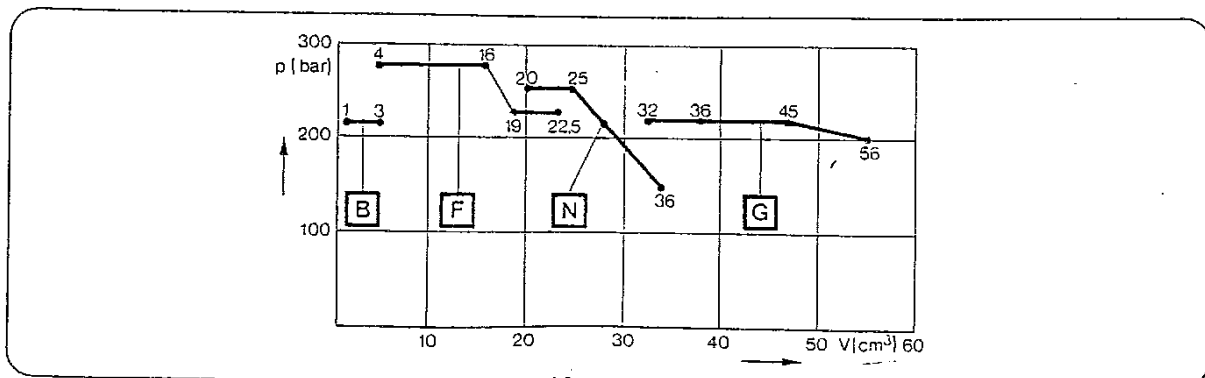
A DUO version is available for low-noise applications.

Programme de fabrications

Nous proposons nos pompes à engrenage en quatre tailles classées par des lettres B, F, N et G. Les cylindrées s'étagent par variation de la largeur des pignons.

D'autres variantes sont constituées par différentes flasques, arbres d'entraînement, dotation en valves incorporées et par le nombre de pompes montées sur un axe (pompes multiples).

Notre programme comporte également une version «DUO» caractérisée par son fonctionnement extrêmement silencieux.



Specification

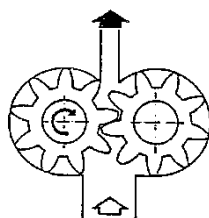
General

Construction	external gear-type pump
Mounting	flange or through-bolting with spigot
Line connections	B: screw; F, N, G: flange
Direction of rotation* (looking on shaft)	clockwise or anti-clockwise The pump may only be driven in the direction indicated.
Mounting position	any
Ambient temperature range	-15° C to +60° C
Fluid	mineral oil-based hydraulic fluids to DIN/ISO, other fluids to order
Viscosity	12 ... 800 mm ² /s permitted range 20 ... 100 mm ² /s recommended range ... 2000 mm ² /s permitted for starting
Fluid temperature range	-15 to +80° C
Filter	contamination class 10 to NAS 1638 obtained with filter $\beta_{25} = 75$

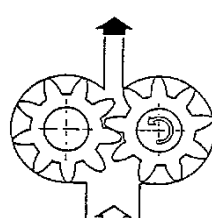
***Definition of direction of rotation**

Always look on the drive shaft.

Note: Dimensions drawings always show clockwise-rotation pumps. On anti-clockwise-rotation pumps the positions of the drive shaft and the suction and delivery ports are different.



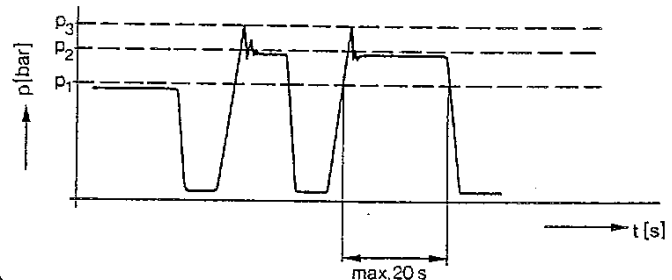
Clockwise rotation



Anti-clockwise rotation



Definitions of pressures



Duration of load

- p_1 Max. continuous pressure
- p_2 Max. intermittent pressure
- p_3 Max. peak pressure

Specifications

13

Size B

Bomba BOSCH 0 510 110 002 (Desenho nº BHE-1)

Displacement	cm ³ /rev	1	2	3
Inlet pressure	bar	min. 0.7 max. 3 (absolut)		
max. continuous pressure p ₁		180		
max. intermittent pressure p ₂		210		
max. peak pressure p ₃		230		
min. rotational speed at ≤ ... 210 bar	min ⁻¹	1000	850	750
max. rotational speed at p ₁		5000	4000	3000
p ₂		6000	5000	4000

Size F

Displacement	cm ³ /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	22.5 ¹⁾	
Inlet pressure	bar	min. 0.7 max. 3 (absolut)									
max. continuous pressure p ₁		250						210	180	210	
max. intermittent pressure p ₂		280						230	210	230	
max. peak pressure p ₃		300						250	230	250	
min. rotational speed at bar	min ⁻¹	≤ ... 100									
100 ... 180		600	500	500	500	500	500	500	500	500	
180 ... p ₂		1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800	
max. rotational speed at p ₁	min ⁻¹	1400			1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000
p ₂		3500			3000	2500	2000	2000	2000	2000	
		4000			3500	3000	3000	3000	3000	2500	3000

¹⁾ with extended bearings

Size F-Duo

Displacement	cm ³ /U	5	8	11	14	16	19
Inlet pressure	bar	min. 0.7 max. 3 (absolut)					
max. continuous pressure p ₁		180					
max. intermittent pressure p ₂		200					
max. peak pressure p ₃		220					
min. rotational speed at bar	min ⁻¹	≤ ... 100					
100 ... 200		1200	1000	1000	800	800	800
		3500	3500	3000	2500	2000	2000
max. rotational speed at p ₁	min ⁻¹	4000					
p ₂		4000	4000	3500	3000	3000	3000

Size N

Displacement	cm ³ /rev	20	22.5	25	28	32	36
Inlet pressure	bar	min. 0.7 max. 3 (absolut)					
max. continuous pressure p ₁		210	210	210	200	180	160
max. intermittent pressure p ₂		250	250	250	230	200	180
max. peak pressure p ₃		270	270	270	250	220	200
min. rotational speed at bar	min ⁻¹	≤ ... 100					
100 ... 180		500	500	500	500	500	500
180 ... p ₂		600	600	600	600	600	600
max. rotational speed at p ₁	min ⁻¹	800					
p ₂		2500	2500	2500	2300	2300	2100
		3000	3000	3000	2800	2800	2600

Size G

Displacement	cm ³ /rev	22.5	28	32	38	45	56
Inlet pressure	bar	min. 0.7 max. 2 (absolut)					
max. continuous pressure p ₁		180					150
max. intermittent pressure p ₂		210					180
max. peak pressure p ₃		230					200
min. rotational speed at bar	min ⁻¹	≤ ... 120					
120 ... 150		500					
150 ... 210		600					
max. rotational speed at p ₁	min ⁻¹	800					
p ₂		2500	2300	2100	1500		
		3000	2800	2600	2000		

Berechnung von Pumpen

Design calculations for pumps

Détermination des pompes

Bei der Auslegung von Pumpen werden folgende Größen berechnet:

- V [cm³/U] Verdrängervolumen
- Q [l/min] Förderstrom
- p [bar] Druck
- M [Nm] Antriebsdrehmoment
- n [U/min] Antriebsdrehzahl
- P [kW] Antriebsleistung

Hierbei sind Wirkungsgrade zu berücksichtigen. Es sind dies im einzelnen:

- η_v volumetrischer Wirkungsgrad
- η_{hm} hydraulisch-mechanischer
- η_t Gesamtwirkungsgrad

In folgenden Formeln sind die Zusammenhänge beschrieben. Korrekturfaktoren zur Anpassung an die in der Praxis üblichen Maßeinheiten sind darin enthalten.

Achtung: Diagramme zur überschlägigen Berechnung finden Sie auf den folgenden Seiten.

The design calculations for pumps are based on the following parameters:

- V [cm³/rev] Displacement
- Q [l/min] Delivery
- p [bar] Pressure
- M [Nm] Drive torque
- n [rev/min] Drive speed
- P [kW] Drive power

It is also necessary to allow for different efficiencies such as:

- η_v Volumetric efficiency
- η_{hm} Hydraulic-mechanical efficiency
- η_t Total efficiency

The following formulae describe the various relationships. They include correction factors for adapting the parameters to the usual units encountered in practice.

Note: Diagrams providing approximate selection data will be found on subsequent pages.

Lors de la détermination d'une pompe, les paramètres suivants sont à calculer:

- V [cm³/t] cylindrée
- Q [l/mn] débit nominal
- p [bar] pression
- M [mN] couple d'entraînement
- n [t/mn] vitesse d'entraînement
- P [kW] puissance absorbée

Dans les calculs il faut également tenir compte des différents rendements:

- η_v rendement volumétrique
- η_{hm} rendement hydraulique et mécanique
- η_t rendement global

Les formules qui suivent indiquent les corrélations entre les différents paramètres ci-dessus.

Nous y avons introduit les facteurs de conversion nécessaires à l'emploi des unités de mesure utilisées dans la pratique.

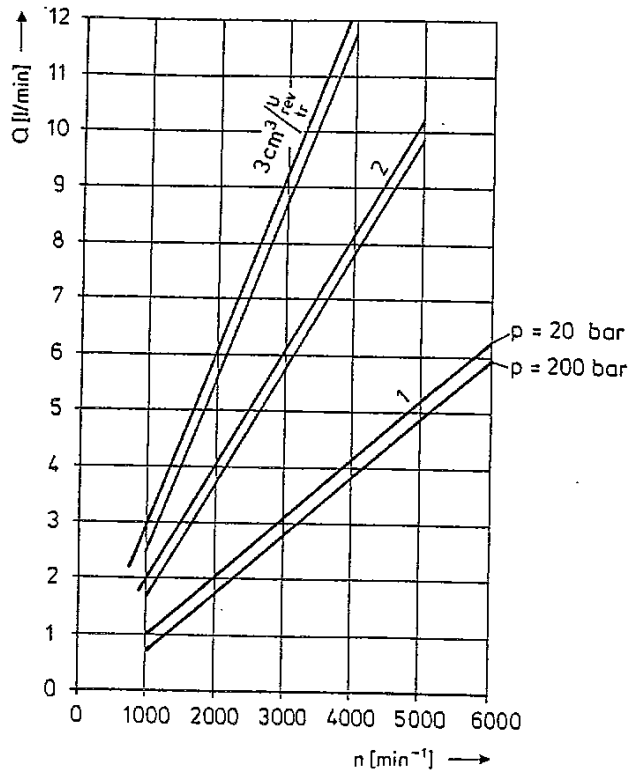
Remarque: Vous trouverez dans les pages suivantes des diagrammes qui vous permettront d'effectuer des calculs approchés.

<p> n ———→ Q M ———→ p P ———→ p · Q </p>	$Q = V \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-5}$	$V = \frac{Q}{n \cdot \eta_v} \cdot 10^5$	$n = \frac{Q}{V \cdot \eta_v} \cdot 10^5$
	$P = \frac{M \cdot \eta_{hm}}{1,59 \cdot V}$	$V = \frac{M \cdot \eta_{hm}}{1,59 \cdot P}$	$M = 1,59 \cdot V \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_{hm}}$
	$P = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_t} \approx \frac{p \cdot Q}{600}$	$Q = \frac{6 \cdot P \cdot \eta_t}{p}$	$p = \frac{6 P \cdot \eta_t}{Q}$
	V [cm ³ /U] Q [l/min] p [bar] n [U/min] P [kW] M [Nm]	Achtung Note Attention	η [%] z. B. e. g. 95 [%] p. e.

Diagramme
Diagrams
Diagrammes

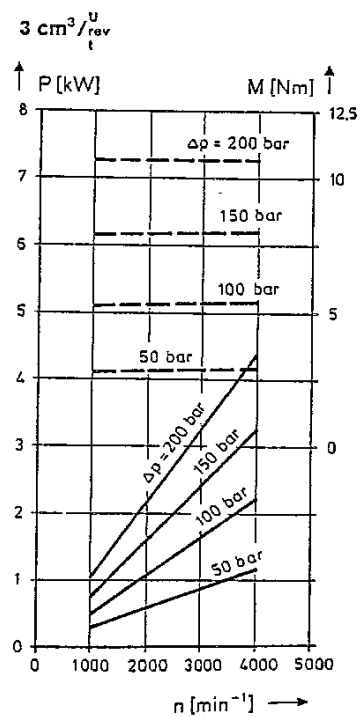
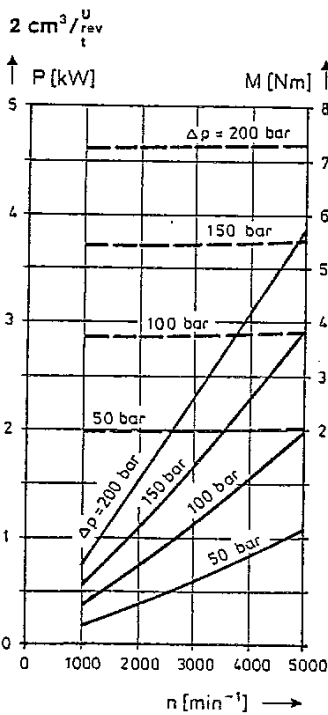
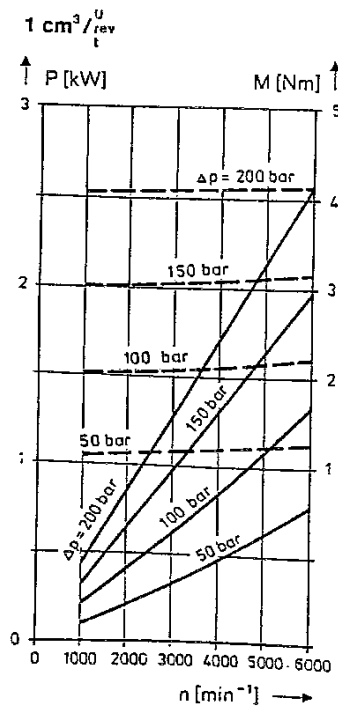
Größe
Size
Taille **B**

$Q = f(n, V)$ incl. η_v



Bomba BOSCH 0 510 110 002 (Desenho n° BHE-1)

$P = f(n, p)$ — incl. η_t
 $M = f(n, p)$ - - - incl. η_{hm}



Hinweise für Inbetriebnahme

Notes on installation

Instructions pour la mise en route

Einbau und Inbetriebnahme

- Pumpe vor Einbau mit Druckflüssigkeit füllen.
- Drehrichtung prüfen.
- Die Rohrleitungen sind vor dem Einbau von Schmutz, Zunder, Sand, Spänen usw. zu säubern. Insbesondere geschweißte Rohre müssen geheizt oder gespült werden.
- Bei der ersten Inbetriebnahme empfiehlt es sich, zur Entlüftung den Druckanschluß zu lösen.
- Beim Spritzen und Streichen mit Lacken Wellendichtung abdecken.
- Kenngrößen, insbesondere Drehzahlen und Drücke sowie Unterdruck in Saugleitung, beachten.

Filterempfehlung

Der größte Teil der vorzeitigen Ausfälle von Zahnradpumpen ist auf verschmutzte Druckflüssigkeit zurückzuführen. Da bei Schmutzverschleiß keine Garantie übernommen werden kann, empfehlen wir eine Filterung, welche die Verschmutzung auf ein zulässiges Maß bezüglich Größe und Konzentration der enthaltenen Schmutzteilechen reduziert:

Betriebsdruck [bar]	> 160	< 160
Verschmutzungs-klasse NAS 1638	9	10
Verschmutzungs-klasse ISO 4406	18/15	19/16
Zu erreichen mit $\beta_x = 75$	20	25

Wir empfehlen grundsätzlich Vollstrom-filterung. Die Grundverschmutzung der eingefüllten Druckflüssigkeit darf Klasse 10 nach NAS 1638 nicht überschreiten. Erfahrungen haben gezeigt, daß bereits neue Flüssigkeiten oft über diesem Wert liegen. In solchen Fällen ist eine Füllvorrichtung mit speziellem Filter zu verwenden.

Installation and commissioning

- Fill the pump with fluid before installing.
- Check the direction of rotation.
- Before installing the pump, clean the pipes thoroughly of all dirt, scale, sand, swarf, etc. Welded pipes in particular must be pickled or flushed out.
- For the first run of the pump it is advisable to disconnect the pump discharge in order to purge the air from the system.
- Cover the shaft seal when spraying or brush-painting the equipment.
- Pay close attention to the specification, especially speeds, pressures and suction vacuum.

Filter recommendations

By far the largest number of premature failures of gear pumps are due to contaminated fluid. Since our guarantee does not apply to wear resulting from dirt in the system, we recommend filtering which reduces the size and concentration of the contamination particles to a permitted minimum.

Operating pressure[bar]	> 160	< 160
Contamination class NAS 1638	9	10
Contamination class ISO 4406	18/15	19/16
Achieved with filter $\beta_x = 75$	20	25

Full-flow filtering is always recommended. The initial contamination of the fluid with which the system is filled must not exceed Class 10 to NAS 1638. Past experience has shown that even brand new fluids often exceed this value. In such cases a filler incorporating a special filter will have to be used.

Montage de l'installation et mise en route

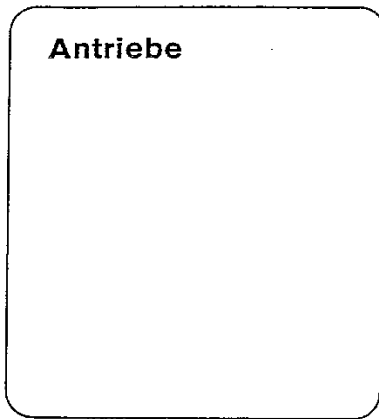
- Remplir la pompe de fluide hydraulique avant son montage dans l'installation.
- Contrôler le sens de rotation.
- Les tuyauteries doivent être avant leur montage débarrassées des impuretés, particules de sable, copeaux métalliques, etc. Les tubes soudés doivent en particulier être décapés ou rincés.
- Lors de la première mise en route, il est conseillé de purger la pompe en desserrant le raccord sur le refoulement.
- Protéger le joint d'étanchéité de l'arbre contre les projections si des travaux de peinture sont à réaliser.
- Tenir compte des caractéristiques, en particulier, vitesses de rotation et pressions, ainsi que dépression s'établissant dans le circuit d'aspiration.

Filtration conseillée

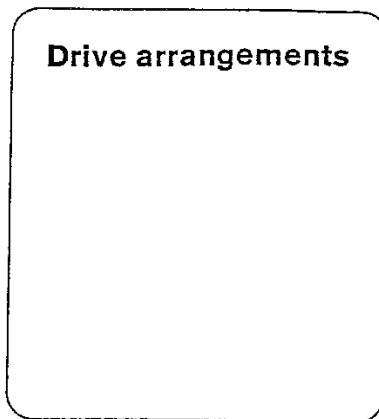
La plupart des cas d'usure prématurée de pompes à engrenage sont à imputer à un fonctionnement avec un fluide hydraulique pollué. L'usure par effet d'abrasion provoquée par des impuretés n'étant couverte par aucune garantie, nous conseillons une filtration réduisant à une valeur admissible la taille et la concentration des particules véhiculées par le fluide hydraulique.

Pression de service [bar]	> 160	< 160
Classe de pollution selon NAS 1638	9	10
Classe de pollution selon ISO 4406	18/15	19/16
A obtenir avec $\beta_x = 75$	20	25

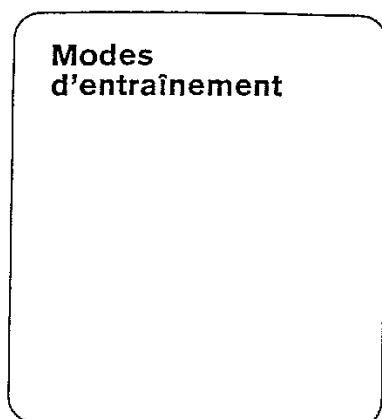
Nous conseillons par principe une filtration sur plein débit. La pollution du fluide hydraulique de remplissage du circuit ne doit pas dépasser la classe 10 définie par NAS 1638. L'expérience montre que cette limite est souvent dépassée par la pollution initiale du fluide neuf. Dans de tels cas, il est nécessaire d'utiliser un système de remplissage comportant un filtre approprié.



Antriebe



Drive arrangements



Modes d'entraînement

1. Elastische Kupplungen

Kupplung darf keine radialen und axialen Kräfte auf Pumpe übertragen.

Maximale Rundlaufabweichung von Welle zu Einpaß 0,2 mm.

Zusätzliche Wellenverlagerungen siehe Montagehinweise der Kupplungshersteller.

1. Flexible couplings

The coupling must not transfer any radial or axial forces to the pump.

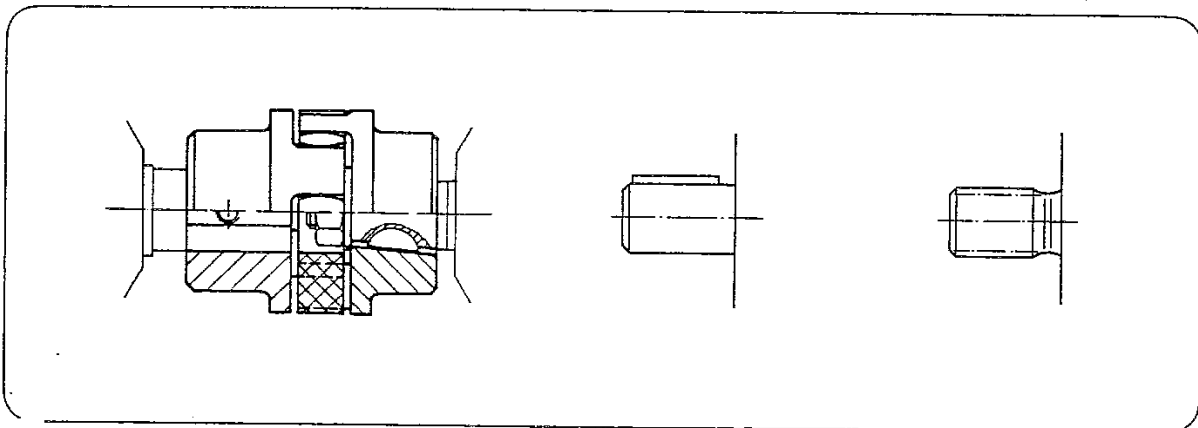
The maximum radial runout of shaft spigot is 0.2 mm. Refer to the fitting instructions provided by the coupling manufacturer for details of the maximum permitted shaft misalignment.

Accouplement élastique

(bout d'arbre conique ou cylindrique)
L'accouplement ne doit transmettre à la pompe aucun effort radial ou axial.

L'excentration de l'arbre par rapport au centrage ne doit pas excéder 0,2 mm.

Ecart de parallélisme admissibles des arbres: se reporter aux notices de montage des fabricants d'accouplements.



2. Kupplungshülse

Anzuwenden bei Zahnwellenprofil nach DIN und SAE.

Achtung: Keine radialen und axialen Kräfte auf Pumpenwelle und Kupplungshülse zulässig. Kupplungshülse muß axial frei beweglich sein. Abstand Pumpenwelle - Antriebswelle 2^{+1} beachten. Schmierung durch Ölbad oder Ölnebel erforderlich.

2. Sleeve couplings

Used on shafts with DIN or SAE splining.

Note: There must be no radial or axial forces exerted on the pump shaft or sleeve coupling. The sleeve must be free to move axially. The distance between the pump shaft and drive shaft must be 2^{+1} . Oil-bath or oil-mist lubrications is necessary.

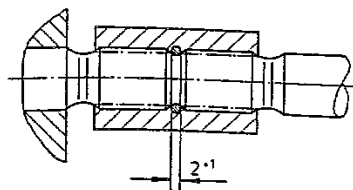
2. Manchon d'accouplement

(bout d'arbre cannelé).

A utiliser avec des arbres cannelés normalisés DIN et SAE.

Recommandation: Aucun effort radial ou axial ne doit s'exercer sur l'arbre de la pompe et sur le manchon d'accouplement.

Le manchon d'accouplement doit conserver sa mobilité axiale. Veiller au maintien d'un intervalle de 2^{+1} entre l'arbre de la pompe et l'arbre d'entraînement. Lubrification par bain ou brouillard d'huile indispensable.



Größe, Size, Taille F
B 17 x 14 DIN 5482
 $M_{max} = 190 \text{ Nm}$
Ⓢ 1 516 334 002

Größe, Size, Taille N, G
Zeitlauf GmbH
Postfach 130
8560 Lauf

3. Kupplungsklaue

Für direkten Anbau der Pumpe an Verbrennungsmotor, Getriebe usw. Pumpenwelle mit spezieller Kupplungsklaue und Mitnehmer ③ (im Lieferumfang enthalten). Keine Wellenabdichtung.

Einbau antriebsseitig und Abdichtung entsprechend folgenden Empfehlungen und Abmessungen:

① Antriebswelle:

Einsatzstahl DIN 17 210
z. B. 20 Mn CrS5
einsatzgehärtet 0,6 tief; HRc 60 ± 3
Lauffläche Dichtung
Drallfrei geschliffen $R_t \leq 4 \mu\text{m}$

② Radialwellendichtung mit Gummimantelung vorsehen (siehe DIN 3760, Form AS, oder doppellippigen Ring)

Einbau-Kanten mit 15°-Schräge vorsehen bzw. Wellendichtung mit Schutz-

3. Drive shaft with dog

For the close-coupling of the pumps to engines, gearboxes, etc. the pump shaft has a special drive dog which combines with a centre coupling ③ (included with the pumps). There is no shaft seal.

The recommended arrangements and dimensions for the drive end and sealing are as follows:

① Drive shaft

Case-hardening steel DIN 17 210
e.g. 20 Mn Cr 5 B
case-hardened 0.6 deep;
HRc 60 ± 3.
Surface for sealing ring
ground without rifling $R_t = 5 \mu\text{m}$.

② Radial shaft seal

Rubber-covered seal (see DIN 3760, Type AS or double-lipped ring).
Cut 15° chamfer or fit shaft seal with protective sleeve.

3. Accouplement en croix (bout d'arbre tournevis)

S'utilise pour le montage direct de la pompe sur un moteur électrique, un réducteur etc....

Bout d'arbre de pompe en forme de tournevis avec accouplement spécial en croix ③ (compris dans la livraison). Pas de joint d'arbre.

Le montage coté entraînement et étanchéité doit être conforme aux recommandations et dimensions suivantes:

① Arbre d'entraînement

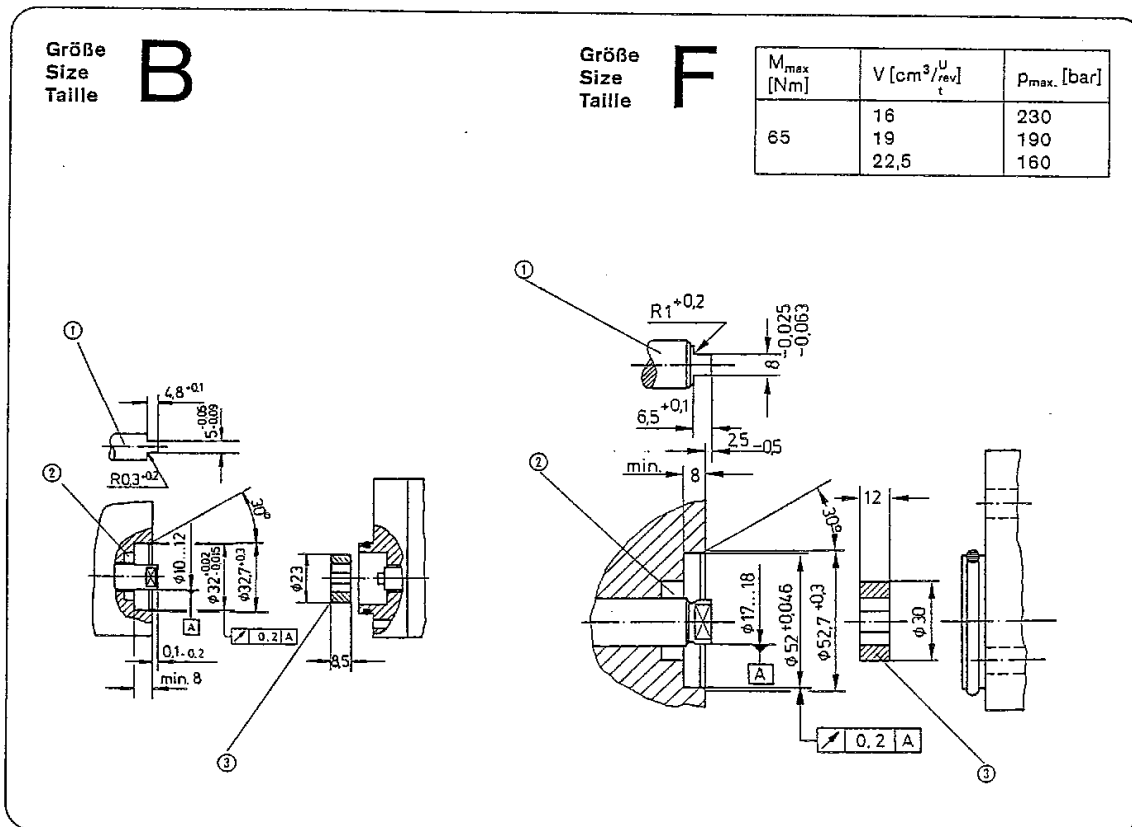
Acier cémenté DIN 17 210, par exemple acier 20 Mn CrS 5.
Profondeur de cémentation: 0,6; HRc 60 ± 3.
Surface de contact du joint rectifiée sans rayures, $R_t \leq 4 \mu\text{m}$.

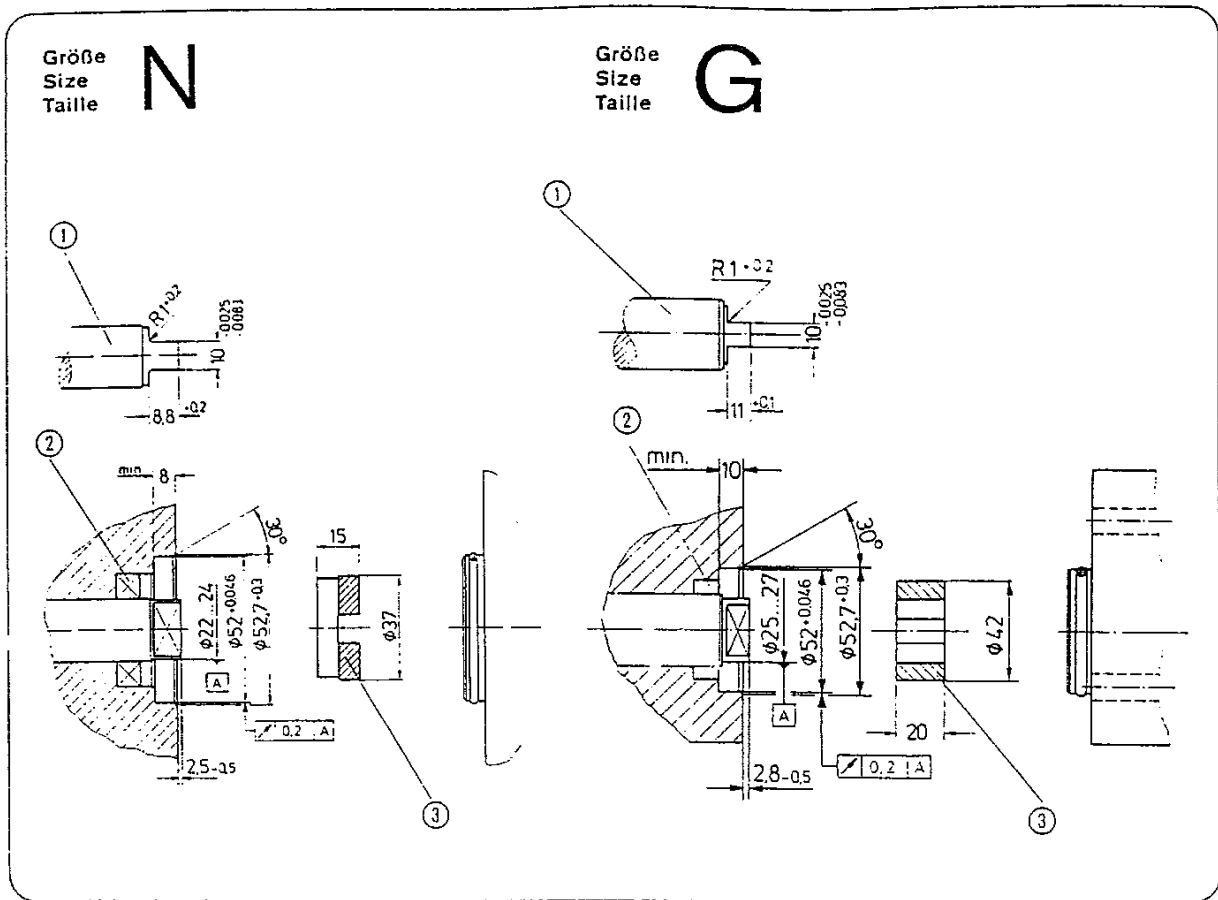
② Prévoir un joint d'arbre

surmoulé extérieurement (voir DIN 3760, forme AS, ou un joint à double lèvres).

Prévoir des chanfreins de montage à 15° et monter le joint d'arbre à l'aide d'une douille de centrage.

Bomba BOSCH 0 510 110 002 (Desenho n° BHE-1)





4. Keilriemen und Zahnrad ohne Vorsatzlager

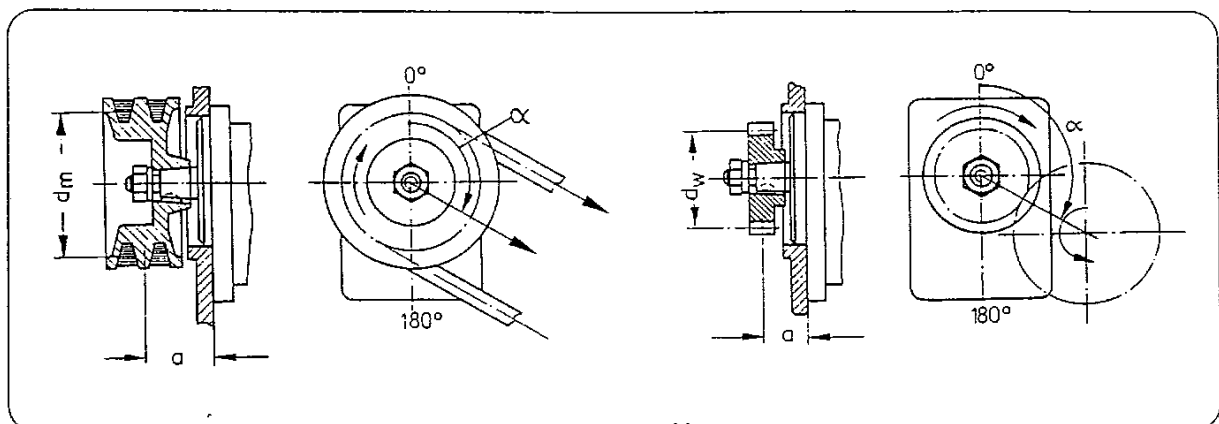
Bei Antrieb durch Keilriemen bzw. Zahnrad bitten wir um Rückfrage mit Angabe der Einsatzbedingungen und der Anbauverhältnisse (Maß a, d_m , d_w und Winkel α).

4. V-belts and gearwheels without outrigger bearings

When proposing to use V-belt or gear-wheel drive, please submit details of the application for our comments (especially dimensions a, d_m , d_w and angle α).

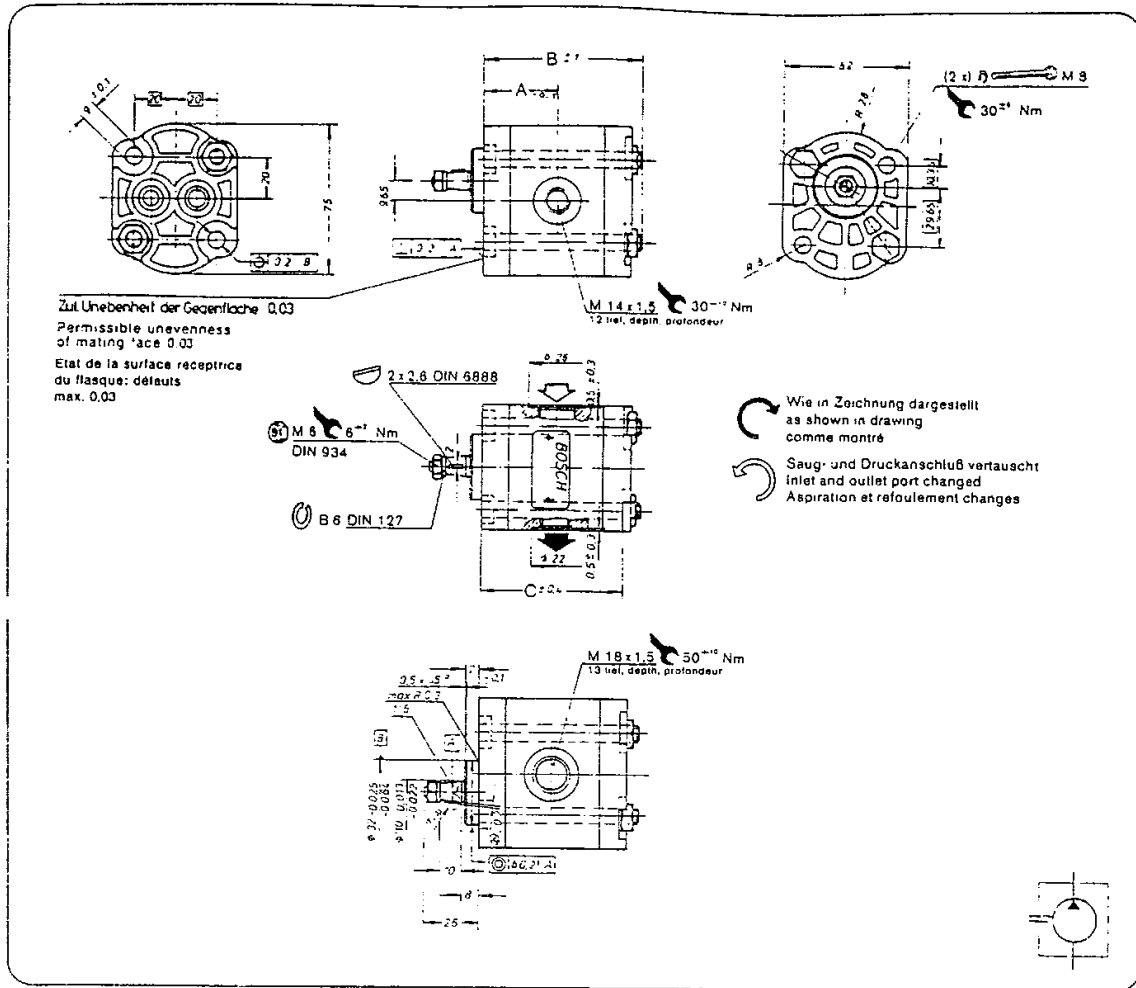
4. Entraînement par poulie et courroie trapézoïdale, sans palier additionnel.

Pour l'entraînement par poulie et courroie trapézoïdale, prière de nous consulter en nous indiquant les conditions d'emploi et les cotes de montage (cotes a, d_m , d_w et angle α).



36 Bosch-Zahnradpumpen, Gear pumps, Pompes à engrenage, B

Bomba BOSCH 0 510 110 002 (Desenho n° BHE-1)

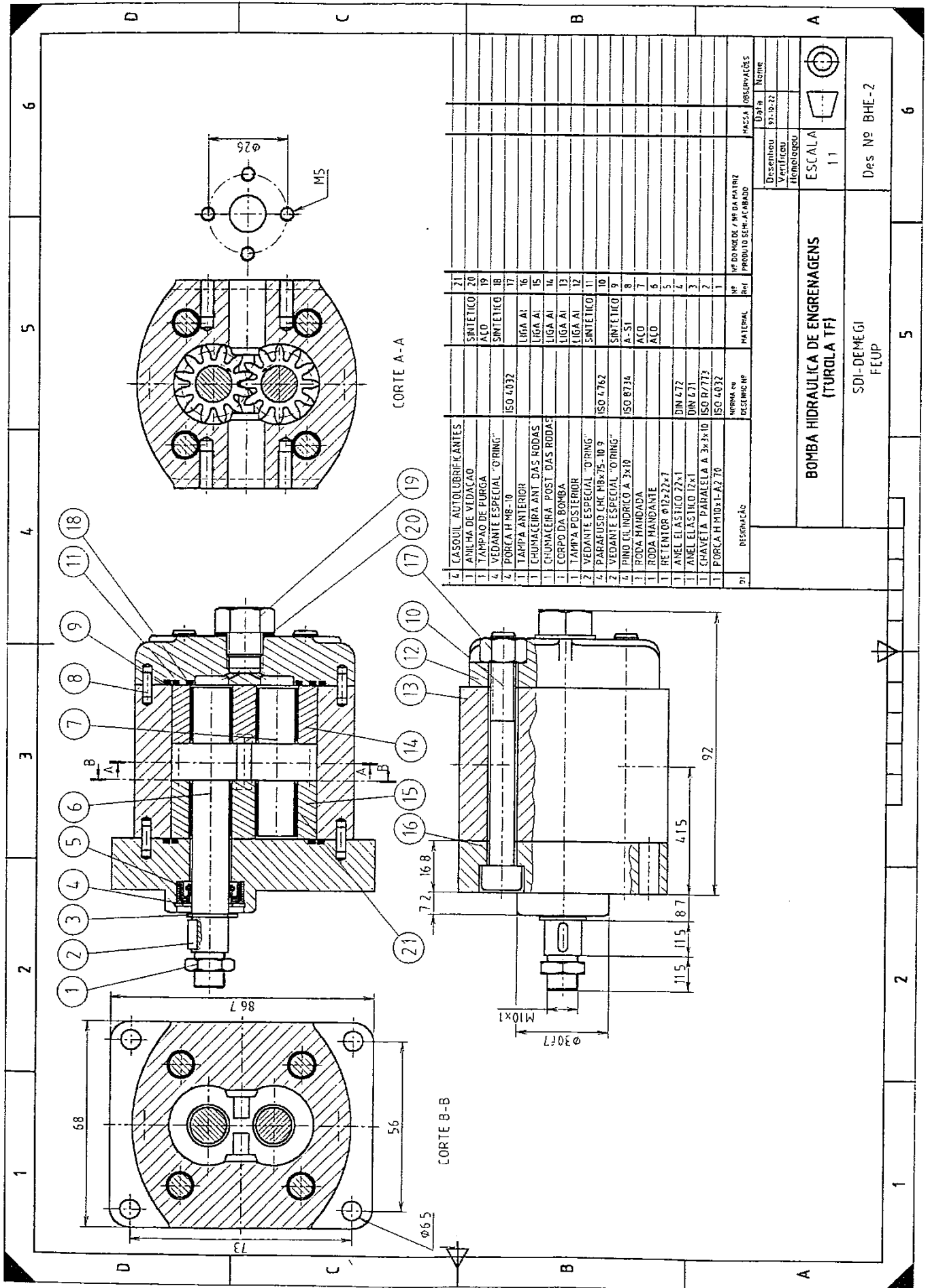


Kenngrößen, Diagramme, Antriebe, allgem. Hinweise usw. siehe Seite 10...35.

Specifications, diagrams, drives, general notes a.s.o. see page 10...35.

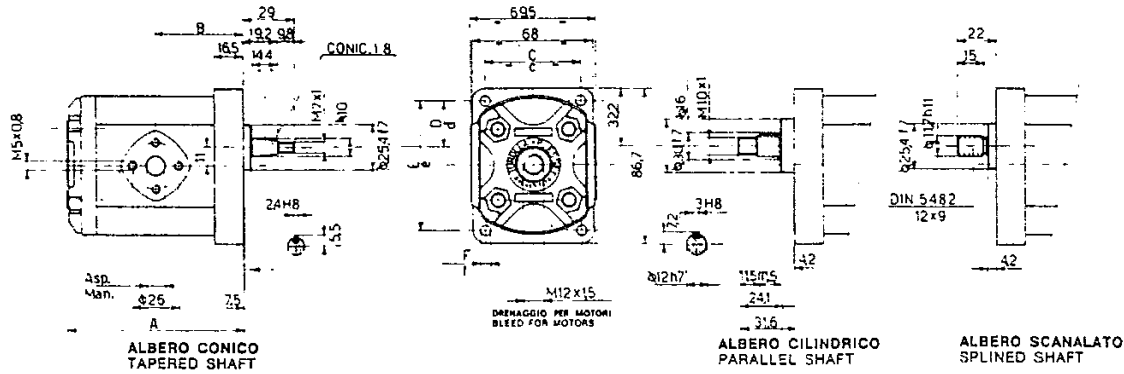
Caractéristiques, diagrammes, modes d'entraînement, notices générales etc. voir pages 10...35.

Typformel Type code Codification	Fördervolumen Displacement Cylindrée	Maß Dimension Cote			kg	Rotation	
		A	B	C		⊕ ↺	⊖ ↻
HY/ZBR 11...	V [cm ³ /rev.]						
1 A _R 101	1	33,2	76	66,5	0,9	⊕ 0510 010 302	⊖ 0510 010 003
2 A _R 101	2	35,3	81	70,6	0,95	⊕ 0510 110 302	⊖ 0510 110 002
3 A _R 101	3	37,4	86	74,8	1,0	⊕ 0510 112 303	⊖ 0510 112 003



Bomba TUROLA TF / Δ 104 (Disegno n° BHE-2)

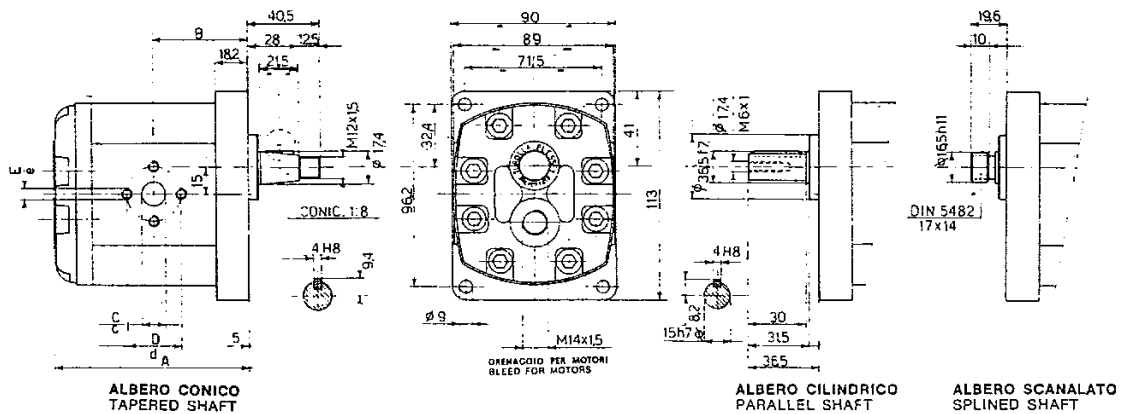
GRUPPO - GROUP TF/Δ 100



POMPA PUMP	MOTORE MOTOR	Port II/1' Delivery 1000 R.P.M.	Press. max. max. press. Kg/cm ²		Vel. max. max speed R.P.M.	Coppia max max torque Kgm.	Potenza resa output power (HP)-100 kg/cm ² 1000 R.P.M.	Asp. Man. Inl. Out.	A	B	C D E F			
			Pompa pump	Motore motor							c	d	e	f
TF/Δ 101	—	1.2	210	—	6000	—	—	10	75,5	37,8	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 102	TF/Δ M 102	1.7	210	100	6000	0,24	0,34	10	77	38,5	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 103	TF/Δ M 103	2.2	210	130	6000	0,41	0,44	10	79	38,5	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 104	TF/Δ M 104	2.6	210	200	6000	0,75	0,52	10	81	40,5	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 105	TF/Δ M 105	3.2	210	200	6000	0,91	0,64	10	83	41,5	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 106	TF/Δ M 106	3.8	210	200	6000	1,08	0,76	12	85	42,5	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 107	TF/Δ M 107	4.3	210	200	4000	1,22	0,86	12	87	43,5	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2
TF/Δ 108	—	7.8	180	—	4000	—	—	12	100	50	56 52,4	24,5 26,2	73 72	6,5 7,2

Le quote maiuscole si riferiscono alla pompa con albero cilindrico; le quote minuscole, alle pompe con albero conico a scanalato, lo stesso vale per i motori
Capital letters refer to pumps with parallel shaft; small letters to pumps with tapered and spined shaft; the same for motors.

GRUPPO - GROUP TF/Δ 200

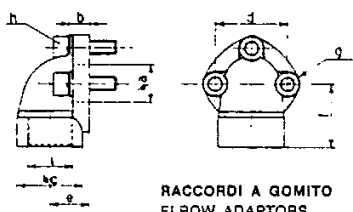


POMPA PUMP	MOTORE MOTOR	Port II/1' Delivery 1000 R.P.M.	Press. max. max. press. kg/cm ²		Vel. max. max speed R.P.M.	Coppia max max torque Kgm.	Potenza resa output power (HP)-100 kg/cm ² 1000 R.P.M.	A	B	Man. Out.		
			Pompa pump	Motore motor						C* c	D* d	E* e
TF/Δ 206	—	6	250	—	4000	—	—	93,2	45,2	13,5 13,5	30 30	M6 x 1 M6 x 1
TF/Δ 209	TF/Δ M209	8,5	250	210	4000	2,5	1,7	93,2	45,2	13,5 13,5	30 30	M6 x 1 M6 x 1
TF/Δ 211	TF/Δ M211	11	250	210	4000	3,3	2,2	101,2	49,2	13,5 13,5	30 30	M6 x 1 M6 x 1
TF/Δ 214	TF/Δ M214	14,5	225	210	4000	4,3	2,9	107,2	52,2	13,5 20	30 40	M6 x 1 M8 x 1,25
TF/Δ 217	TF/Δ M217	17	210	210	4000	5,1	3,4	107,2	52,2	13,5 20	30 40	M6 x 1 M8 x 1,25
TF/Δ 220	TF/Δ M220	19,5	180	180	3500	5	3,9	115,2	56,2	13,5 20	30 40	M6 x 1 M8 x 1,25
TF/Δ 226	TF/Δ M226	26,5	140	140	3500	5,3	5,3	121,2	59,2	20 23,5	40 40	M8 x 1,25 M8 x 1,25

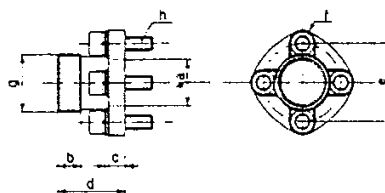
* Nei motori valgono per ambedue le flange le misure dell'aspirazione.
* For motors use inlet port's dimensions for both flanges.

Bomba TUROLA TF / Δ 104 (Disegno n° BHE-2)

ACCESSORI — ACCESSORIES



RACCORDI A GOMITO
ELBOW ADAPTORS

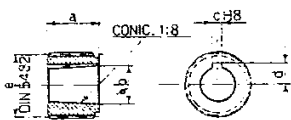


RACCORDI DIRITTI
STRAIGHT ADAPTORS

RACCORDO TIPO ADAPTOR TYPE	a	b	c	d	e	f	g	h	i
T-26/12	12	10	28	26	16	25	R 5.3	M 5x0.8 x20	1/2" Gas
T-30/13,5	13.5	10	29	30	17	25	R 7.5	M 6x1 x25	1/2" Gas
T-40/20	20	14	35	40	20	38	R 7.5	M 8x1.25x30	1/2" Gas
T-40/23,5	23.5	14	35	40	20	38	R 7.5	M 8x1.25x30	1/2" Gas
T-51/27	27	15	48	51	29	45	R 9.5	M10x1.5 x35	1" Gas
T-56/34	34	15	55	58	30	50	R 9.5	M10x1.5 x35	1" Gas
T-62/34	34	15	55	62	33	54	R 9.5	M10x1.5 x35	1" Gas
T-72,5/45	45	16	72	72.5	38	54	R11.5	M12x1,75x40	1 1/4" Gas

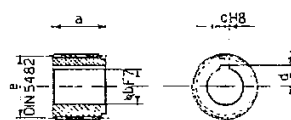
RACCORDO TIPO ADAPTOR TYPE	a	b	c	d	e	f	g	h
TR-26/12	12	14	10	32	26	R 5.3	1/2" Gas	M 5x0.8 x20
TR-30/13,5	13.5	13	10	40	30	R 7.5	1/2" Gas	M 6x1 x25
TR-40/20	20	15	14	45	40	R 7.5	1/2" Gas	M 8x1.25x30
TR-40/23,5	23.5	15	14	45	40	R 7.5	1/2" Gas	M 8x1.25x30
TR-51/27	27	16	15	45	51	R 9.5	1" Gas	M10x1.5 x35
TR-56/34	34	18	15	50	56	R 9.5	1" Gas	M10x1.5 x35
TR-62/34	34	20	15	50	62	R 9.5	1" Gas	M10x1.5 x35
TR-72,5/45	45	22	16	55	72.5	R11.5	1 1/4" Gas	M12x1,75x40

I raccordi a gomito e diritti sono forniti su richiesta, lisci o filettati, completi di viti, rosette e guarnizioni « OR ».
When required adaptors will be supplied with cap screws, spring washers and O-RINGS.



MOZZI
PER ALBERO CONICO
SERRATED DRIVE
ADAPTORS FOR
TAPERED SHAFT

a	b	c	d	e
16	9,8	2,4	5,8	22x19
22,5	17,2	4	9,6	25x22
26,5	22,2	4	12	35x31
30	25	4,75	14,3	40x36
44,5	33,4	6,35	18	48x44

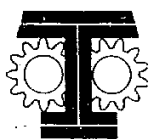


MOZZI
PER ALBERO CILINDRICO
SERRATED DRIVE
ADAPTORS FOR
CYLINDRICAL SHAFT

a	b	c	d	e
13,5	12	3	7,4	22x19
31	15	4	8,4	25x22
41	20	5	11,8	35x31
51	22	5	12,3	40x36
61	30	8	16,7	48x44

Le descrizioni fornite nella presente pubblicazione s'intendono non impegnative. La TUROLLA - PLESSEY s. p. a. perciò si riserva il diritto di apportare in qualunque momento, senza impegnarsi ad aggiornare tempestivamente questa pubblicazione, le eventuali modifiche che essa ritenesse convenienti per esigenze di carattere costruttivo o commerciale.

As a result of continual efforts to improve design, components may vary at any time from those described or illustrated in this publication.

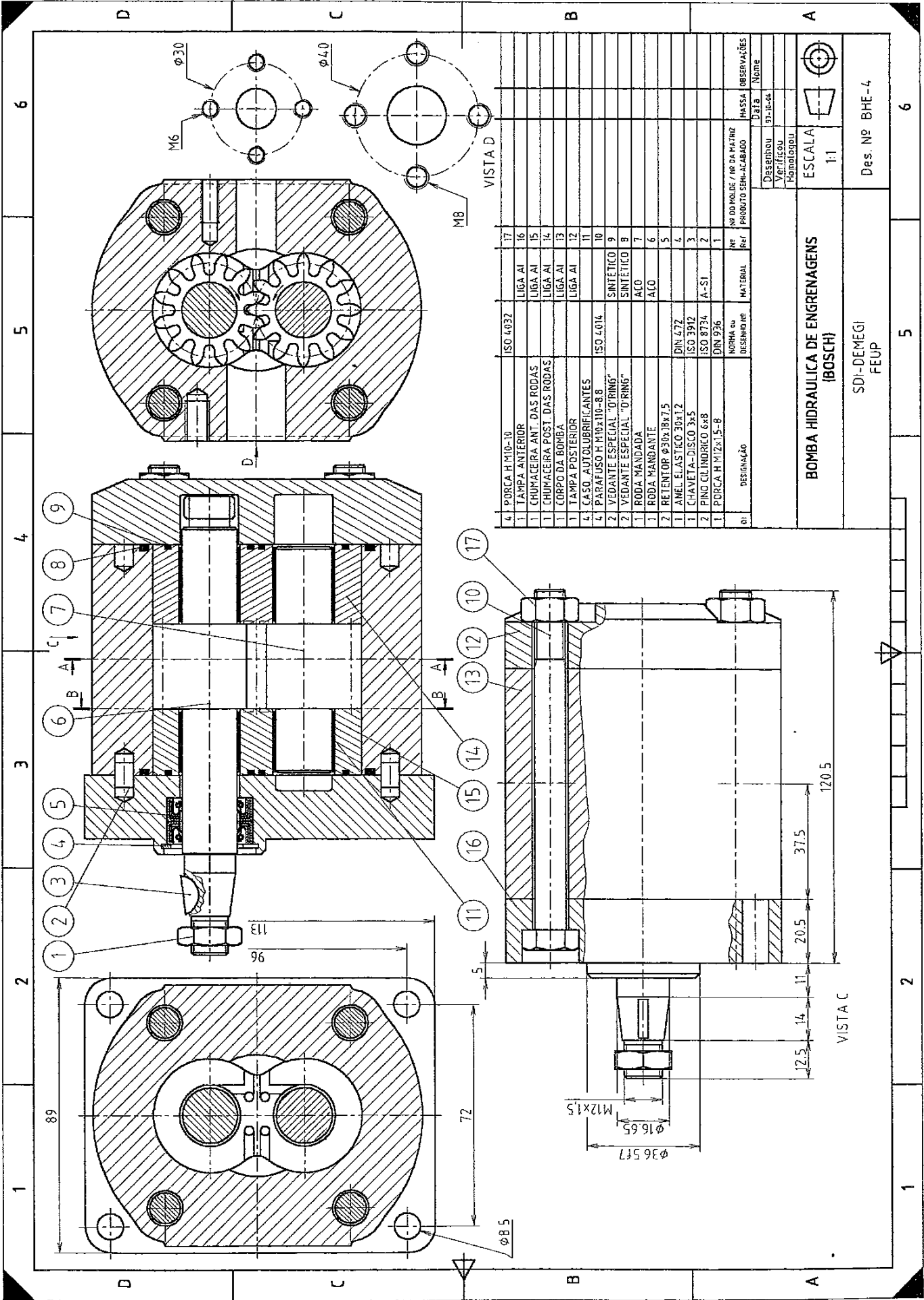


TUROLLA - PLESSEY

40055 VILLANOVA DI CASTENASO - VIA VILLANOVA, 28

TEL. 781104/6/7 - TELEX 51277 - TURBO - BO





Q't	DESIGNAÇÃO	MATERIAL	RESERVA Nº	Ref	OBSERVAÇÕES
4	PORCA H M10-10	ISO 4032		17	
1	TAMPA ANTERIOR	LIGA AI		16	
1	CHUNHEIRA ANT. DAS RODAS	LIGA AI		15	
1	CHUNHEIRA POST. DAS RODAS	LIGA AI		14	
1	CORPO DA BOMBA	LIGA AI		13	
1	TAMPA POSTERIOR	LIGA AI		12	
1	CASO AUTOLUBRIFICANTES			11	
4	PARAFUSO H M10x10-8.8	ISO 4014		10	
2	VEDANTE ESPECIAL "O'RING"	SINTÉTICO		9	
2	VEDANTE ESPECIAL "O'RING"	SINTÉTICO		8	
1	RODA MANDADA	ACO		7	
1	RODA MANDANTE	ACO		6	
2	RETENTOR Ø30x18x7.5			5	
1	ANEL ELÁSTICO 30x12	DIN 472		4	
1	CHAVETA-DISCO 3x5	ISO 3912		3	
2	PINO CILINDRICO 6x8	ISO 8734		2	
1	PORCA H M12x15-8	DIN 936		1	
		NORMA ou			
		RESERVA Nº			
		MATERIAL			
		Ref			
		PRODUTO SEMI-ACABADO			
		DATA			
		Desenhado			
		Verificado			
		Homologado			

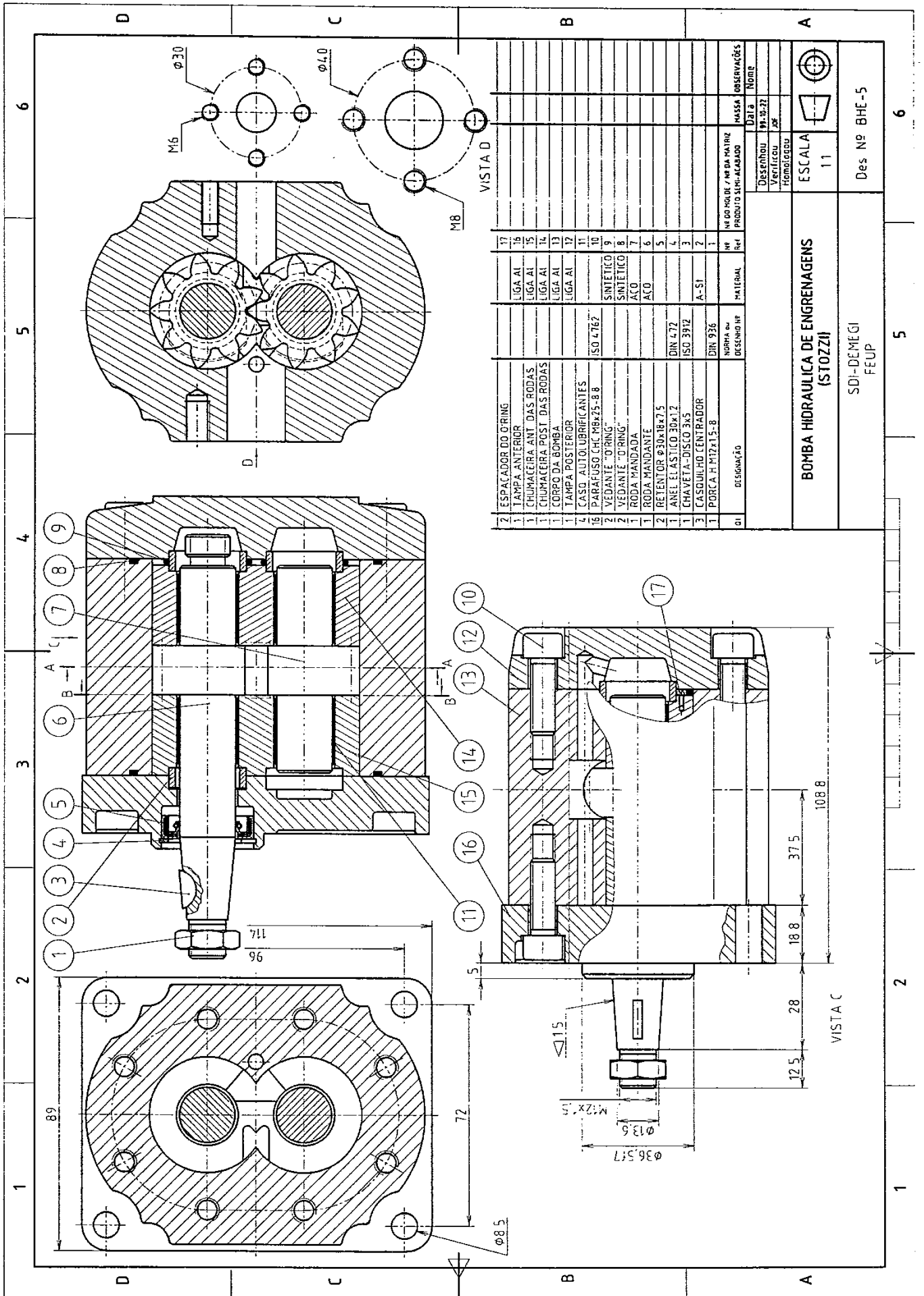
BOMBA HIDRAULICA DE ENGRENAGENS (BOSCH)

SDI-DEMEGI FEUP

Des. Nº BHE-4

ESCALA 1:1

17-10-04



QTD	DESCRIÇÃO	MATERIAL	REF	REVISÃO	DATA	DESENHADOR	VERIFICADOR	APR	MASSA	OBSERVAÇÕES
2	ESPALCADOR DO O'RING	LIGA AL	17							
1	TAMPA ANTERIOR	LIGA AL	16							
1	CHUPALCEIRA ANT. DAS RODAS	LIGA AL	15							
1	CHUPALCEIRA POST. DAS RODAS	LIGA AL	14							
1	CORPO DA BOMBA	LIGA AL	13							
1	TAMPA POSTERIOR	LIGA AL	12							
2	CASO AUTOLUBRIFICANTES	SINTETICO	9							
16	PARAFUSO CHC M8x25-8.8	ISO 4762	10							
2	VEDANTE "O'RING"	SINTETICO	8							
1	RODA MANDANTE	ACO	7							
2	RETENTOR Ø30x18x7.5	ACO	6							
1	ANEL ELASTICO 30x12	DIN 472	4							
1	CHAVETA-DISCO 3x5	ISO 3912	3							
1	CASQUILHO CENTRADOR	A-SI	2							
1	PORCA H. M12x1.5-8	DIN 936	1							
01	DESIGNAÇÃO	NORMA ou DESENHO RF	REF	REVISÃO						
				HE DO PROJ. / NR DA MATRIZ						
				PRODUTO SEMI-ACABADO						
				Desenhou	Data	Massa	OBSERVAÇÕES			
				Verificou						
				Homologou						

BOMBA HIDRAULICA DE ENGENHAGENS (STOZZI)

ESCALA 1:1

Des. Nº BHE-5