

SYLVIO CELSO TARTARI FILHO
RICARDO MARCHIORI

Nota final
8,7 (ficha, nota)

hAm

22/01/04

PROJETO DE UM ROBÔ DE ARQUITETURA PARALELA DO TIPO
HEXAGLIDE PARA USINAGEM

Dissertação apresentada à escola
politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduado em
Engenharia Mecatrônica

São Paulo
2003

**SYLVIO CELSO TARTARI FILHO
RICARDO MARCHIORI**

**PROJETO DE UM ROBÔ DE ARQUITETURA PARALELA DO TIPO
HEXAGLIDE PARA USINAGEM**

Dissertação apresentada à escola
politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduado em
Engenharia Mecatrônica

Área do Trabalho:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Eduardo L. L. Cabral

São Paulo
2003

Aos nossos pais, que com muita paciência possibilitaram o apoio, o respeito e a compreensão necessários para a formação de não apenas engenheiros, mas seres humanos melhores.

AGRADECIMENTOS

Ao professor, orientador e amigo Eduardo L. L. Cabral pela orientação brilhante e auxílio exemplares para este trabalho.

RESUMO

Neste trabalho buscou-se uma explanação das várias arquiteturas de robôs paralelos para que se pudesse escolher aquela com as melhores vantagens para uma máquina de usinagem. Escolhida a arquitetura (Hexaglide) iniciou-se o projeto mecânico da máquina, o que envolveu o preparo de algoritmos poderosos de otimização a fim de se dimensionar a máquina para um volume de trabalho específico e se calcular as forças máximas em alguns elementos principais para que se pudesse projetá-los. Os algoritmos também exigiram o preparo dos modelos cinemático e dinâmico (Newton-Euler) do robô. O trabalho também envolveu o projeto das articulações (punho esférico e junta universal), muito importantes nas máquinas paralelas, pois são elementos que ainda hoje possuem muitos problemas quanto a desgaste e rigidez. Para que se pudesse validar todo o modelo e se estudar seu comportamento, desenvolveu-se também um simulador bastante robusto ligado à otimização geométrica. Assim foi possível visualizar a máquina otimizada inteira. Este trabalho envolveu conceitos de computação gráfica, modelagem, dinâmica, e projeto mecânico, sendo uma fonte muito útil a alunos que busquem outros projetos na área de robótica de arquitetura paralela.

ABSTRACT

In this research several architectures of parallel robots were studied so it was possible to choose the one with the best advantages to milling and drilling operations. After the architecture was chose (the Hexaglide) the mechanical project started by developing both geometric and dynamic optimization algorithms. The geometric optimization algorithm is capable of calculate the minimum machine size to a given workspace and the dynamic optimization algorithm is capable of calculate the maximum forces applied on certain critical elements of the robot, allowing the correct mechanical project. This research also involved the project of universal joints and spherical wrists. These elements are very important in these machines because they still present problems of rigidity and fatigue after a certain time of operation. A simulation tool was also developed, so the results provided by the optimization algorithms could be validated. Several concepts were applied in this work, including graphical computing, dynamics, modeling and mechanical projects, been very useful to other students that seek studies in parallel robots.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. COMO SURTIRAM OS ROBÔS PARALELOS DE SEIS GRAUS DE LIBERDADE.....	1
1.2. A PRIMEIRA APLICAÇÃO REAL DE LARGA ESCALA DESTES MECANISMOS	1
1.3. OBJETIVOS DO TRABALHO	2
2. CONCEITOS PARA ROBÔS E MANIPULADORES PARALELOS E SUAS VANTAGENS E DESVANTAGENS.....	3
2.1. CONCEITO DE MANIPULADOR PARALELO.....	3
2.2. CONCEITO DE ROBÔ PARALELO	3
2.3. VANTAGENS DOS ROBÔS PARALELOS SOBRE OS ROBÔS SERIAIS.....	3
2.4. DESVANTAGENS DOS ROBÔS PARALELOS SOBRE OS ROBÔS SERIAIS	4
2.5. CONSIDERAÇÕES PARA O PROJETO DE ROBÔS PARALELOS.....	4
3. APRESENTAÇÃO DE ARQUITETURAS DE ROBÔS PARALELOS E SUAS APLICAÇÕES ..	6
3.1. APLICAÇÕES GENÉRICAS	6
3.2. ARQUITETURAS PARA APLICAÇÕES EM USINAGEM.....	8
4. SELEÇÃO DA MELHOR ARQUITETURA DE UM ROBÔ PARALELO PARA APLICAÇÕES EM USINAGEM	11
5. METODOLOGIA DE PROJETO DA MÁQUINA.....	12
6. SELEÇÃO DO SPINDLE E DEFINIÇÃO DAS CARGAS E POTÊNCIA DE USINAGEM	14
6.1. SELEÇÃO DO SPINDLE PARA A MÁQUINA.....	14
6.2. CÁLCULO DAS FORÇAS DE USINAGEM.....	16
6.2.1. <i>As atividades envolvidas na usinagem e a magnitude dos esforços em cada uma.....</i>	<i>18</i>
6.2.1.1. Furação.....	18
6.2.1.2. Fresamento.....	24
7. SELEÇÃO DO VOLUME DE TRABALHO DESEJADO E LIMITAÇÕES DE MOVIMENTO DA MÁQUINA	27
7.1. PRIMEIRO MODELO: OBSERVANDO UMA SIMULAÇÃO GENÉRICA	28
7.2. CONSTRUÇÃO DE UM SIMULADOR PRECISO PARA A MÁQUINA	30
8. OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE TODA A MÁQUINA.....	33
9. OTIMIZAÇÃO DINÂMICA: CÁLCULO DAS FORÇAS MÁXIMAS.....	37
9.1. A FUNÇÃO OBJETIVO - DINÂMICA DA PLATAFORMA	37
9.1.1. <i>Aceleração do baricentro.....</i>	<i>39</i>
9.1.2. <i>Derivada do momento angular em relação ao baricentro.....</i>	<i>40</i>
9.2. RESTRIÇÕES AO MOVIMENTO DA PLATAFORMA	42
9.3. ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO.....	43
9.4. PROBLEMAS ENCONTRADOS	43
10. RESULTADOS DAS OTIMIZAÇÕES GEOMÉTRICA E DINÂMICA	45
11. PROJETO DO PUNHO ESFÉRICO.....	48
11.1. ESBOÇO DA ARQUITETURA DO PUNHO	48
11.2. CÁLCULO DOS EIXOS CRÍTICOS.....	49
11.2.1. <i>Projeto do eixo do garfo.....</i>	<i>50</i>
11.2.2. <i>Projeto do eixo central.....</i>	<i>53</i>

11.2.3. Projeto dos eixos das articulações periféricas	55
11.3. ESCOLHA DOS ROLAMENTOS	56
11.4. RESULTADO FINAL	56
12. PROJETO DAS JUNTAS UNIVERSAIS.....	60
13. SELEÇÃO DAS GUIAS	61
13.1. SELEÇÃO DO FUSO DE ESFERAS RECIRCULANTES	61
13.1.1. Condições de uso	61
13.1.2. Escolha do curso, da acurácia e tipo de castanha	62
13.1.3. Cálculos para seleção do fuso e cálculos da rotação crítica	62
13.1.3.1. Fórmulas:	62
13.1.3.2. Cálculos:	64
14. A PLATAFORMA HEXAGONAL.....	66
15. PRÓXIMOS PASSOS E CONCLUSÕES.....	67
16. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66
17. APÊNDICE DE DESENHOS.....	70

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: À ESQUERDA TEM-SE UM MODELO DE PLATAFORMA MÓVEL COM SEIS GRAUS DE LIBERDADE PARA SIMULADORES E À DIREITA UM SIMULADOR DE VÔO DA CAE ELECTRONICS LTD DO CANADÁ.....	6
FIGURA 2: MECANISMO UTILIZADO POR SIMULADOR DE VR.....	7
FIGURA 3: APLICAÇÕES EM CIRURGIAS CARDÍACAS.....	7
FIGURA 4: MECANISMO ECLIPSE-I.....	8
FIGURA 5: ARQUITETURA DO MECANISMO ECLIPSE-II.....	9
FIGURA 6: MÁQUINA QUE UTILIZA ARQUITETURA SHELEF.....	10
FIGURA 7: ARQUITETURA HEXAGLIDE.....	10
FIGURA 8: SPINDLE M980.....	15
FIGURA 9: FLOWCHART DA DYNOMAX PARA FRESAMENTO E TORNEAMENTO.....	16
FIGURA 10: FLOWCHART DA DYNOMAX PARA FURAÇÃO.....	17
FIGURA 11: ESFORÇOS NA FURAÇÃO.....	18
FIGURA 12: FORÇA DE FURAÇÃO.....	22
FIGURA 13: MOMENTO TORSOR NA FURAÇÃO.....	23
FIGURA 14: POTÊNCIA E TORQUE NO SPINDLE EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO.....	23
FIGURA 15: MODELO PRIMITIVO DA HEXAGLIDE.....	28
FIGURA 16: APLICANDO ROTAÇÕES NO MODELO.....	29
FIGURA 17: TELA INICIAL DO SIMULADOR.....	31
FIGURA 18: EXEMPLO DE FUNCIONAMENTO DO SIMULADOR (APENAS TRANSLAÇÃO).....	32
FIGURA 19: JANELAS DE ERRO DO SIMULADOR.....	32
FIGURA 20: OTIMIZADOR GEOMÉTRICO E SEUS COMPONENTES.....	33
FIGURA 21: À ESQUERDA - MODELO DO HEXÁGONO BASEADO NAS VARIÁVEIS LADO DO HEXÁGONO E DISTÂNCIA DA PONTA DA FERRAMENTA AO CENTRO DO HEXÁGONO. À DIREITA - UMA DAS RESTRIÇÕES IMPOSTAS EM RELAÇÃO AO VOLUME DE USINAGEM.....	34
FIGURA 22: AS RESTRIÇÕES APLICADAS AO VOLUME DE USINAGEM (COM O MÁXIMO ÂNGULO EM RELAÇÃO À VERTICAL).....	36
FIGURA 23: ESFORÇOS REALIZADOS NA PLATAFORMA.....	38
FIGURA 24: POSIÇÃO ANGULAR DA PLATAFORMA.....	39
FIGURA 25: SISTEMA DE EIXOS FIXOS AO CORPO.....	40
FIGURA 26: UM CORTE TRANSVERSAL NO VOLUME DE TRABALHO DA HEXAGLIDE. OS PONTOS QUE CAUSAM MAIORES ESFORÇOS NA MÁQUINA ESTÃO POSICIONADOS NA PERIFERIA DO VOLUME DE TRABALHO.....	44
FIGURA 27: JANELA DO SOFTWARE DE OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA.....	45
FIGURA 28: ESBOÇO DA ARQUITETURA DO PUNHO ESFÉRICO.....	48
FIGURA 29: CARREGAMENTO NO EIXO DO PUNHO QUE SERÁ LIGADO A UMA HASTE.....	55
FIGURA 30: DA ESQUERDA PARA A DIREITA OS TIPOS DE ROLAMENTO (1), (2) E (3).	57
FIGURA 31: PUNHO ESFÉRICO FINAL – FIGURA 1.....	58
FIGURA 32: PUNHO ESFÉRICO FINAL – FIGURA 2.....	58
FIGURA 33: JUNTA UNIVERSAL PROJETADA.....	60
FIGURA 34: PLATAFORMA HEXAGONAL.....	66
FIGURA 35: MONTAGEM DA PLATAFORMA COM OS SEIS PUNHOS E O SPINDLE.....	66

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1: TABELA COMPARATIVA DE DIFERENTES FABRICANTES DE ROBÔS SCARA E UM MODELO.	4
TABELA 2: MATRIZ DE DECISÃO PARA ESCOLHA DA ARQUITETURA DA MÁQUINA	11
TABELA 3: TABELAS PARA MATERIAIS E FURAÇÃO.....	20
TABELA 4: TABELAS DO TIPO DE OPERAÇÃO E DE FERRAMENTAS	21
TABELA 5: TABELAS PARA FRESAMENTO	25
TABELA 6: TABELA DE OPERAÇÃO DA MÁQUINA	62
TABELA 7: TABELA DE FUSOS.....	65

1. INTRODUÇÃO

1.1. Como surgiram os robôs paralelos de seis graus de liberdade

O primeiro robô deste tipo surgiu como uma solução eficiente para o problema “*Movimento esférico*”, tratado na competição *Le Prix Vaillant* ocorrida na França no início da década de 1900 e organizada pela *Académie des Sciences*. O objetivo buscado pelos participantes era o de conceber e construir um mecanismo que fosse capaz de executar movimentos de caráter esférico com boa precisão e eficiência. O prêmio foi dividido por dois participantes: Borel e Bricard. Com base nestes trabalhos, em 1947 **Gough** foi capaz de estabelecer os princípios básicos para um mecanismo de estrutura de cadeias cinemáticas fechadas e construiu um protótipo apresentado ao mundo em 1955

O mecanismo de Gough apresentou um novo conceito ao mundo científico da época, com imensas vantagens sobre os mecanismos seriais, os únicos conhecidos até o momento. Neste mecanismo, uma base hexagonal era ligada a articulações esféricas que por sua vez eram ligadas cada uma a uma haste dotada da capacidade de alterar seu comprimento e, por último, cada haste destas era ligada a uma junta universal presa ao solo.

1.2. A primeira aplicação real de larga escala destes mecanismos

Na década de 1960, com o crescimento da indústria aeronáutica, o custo de treinamento de pilotos e a necessidade de se testar novos equipamentos enquanto não se estava voando forçaram os pesquisadores da época a estudar exaustivamente alternativas de mecanismos para o problema de se construir simuladores com seis graus de liberdade. Os manipuladores seriais conhecidos eram extremamente difíceis de se trabalhar, pois quando a massa dos manipuladores aumenta as forças dinâmicas envolvidas aumentam bastante e a carga que os manipuladores deveriam suportar era demasiadamente elevada: uma carlinga inteira.

Apenas em 1965, Stewart sugeriu um novo mecanismo para o problema, um mecanismo paralelo de seis graus de liberdade, com uma arquitetura bastante exótica. O modelo era formado por uma estrutura triangular, onde cada vértice era ligado a uma sequência de dois mecanismos, cada um dotado de um grau de liberdade linear.

O trabalho publicado por Stewart, coincidentemente, fora revisado por Gough, que atentou para seu próprio mecanismo, construído há 10 anos, que se mostrava ainda mais eficiente, possuindo entre outras características melhores, seis pontos de apoio para a plataforma.

Curiosamente, o modelo de Gough, concebido muitos anos antes ao de Stewart e utilizado exhaustivamente no mundo atual é conhecido como “*plataforma de Stewart*” enquanto que o modelo deste último ainda não possui aplicação prática!

1.3. Objetivos do trabalho

Tem-se por objetivo neste trabalho o de se projetar um robô paralelo de seis graus de liberdade para ser utilizado em um centro de usinagem. Será buscada uma arquitetura que maximize a eficiência da máquina para esta aplicação e que mantenha custos médios.

2. CONCEITOS PARA ROBÔS E MANIPULADORES PARALELOS E SUAS VANTAGENS E DESVANTAGENS

2.1. Conceito de manipulador paralelo

De uma forma mais geral, um manipulador paralelo é um mecanismo de cadeia cinemática fechada no qual o efetuador é ligado à base por mais de uma cadeia cinemática independente.

2.2. Conceito de robô paralelo

Um robô paralelo é formado por um efetuador com n graus de liberdade e uma base fixa ligados por pelo menos duas cadeias cinemáticas independentes. A atuação dar-se-á por n atuadores simples.

2.3. Vantagens dos robôs paralelos sobre os robôs seriais

- Os robôs seriais clássicos apresentam vários problemas como uma baixa rigidez, implicando numa baixa relação *carga transportada / peso do robô*. Como exemplo, tem-se o robô Scara (4 DOF), cujo valor dessa relação é, em média, inferior a 0.1; ou seja, para transportar 500kg, a estrutura deste robô pesará cerca de 5ton. Nos robôs paralelos, a relação é muitas vezes maior, pois o efetuador é sustentado por várias hastes simultaneamente (muitos pontos de apoio).
- A acurácia e a repetibilidade de robôs seriais são muito pobres. Seja, como exemplo, um braço de 1 m de comprimento que seja rotacionado com precisão de 0,06 graus. O resultado terá uma incerteza de 1 mm na ponta do efetuador. A precisão em robôs seriais é a soma da precisão dos atuadores; em robôs paralelos ela é igual à precisão do pior atuador (cadeias cinemáticas independentes).
- Cada segmento deve suportar o peso dos próximos segmentos.

Robot	Mass (kg)	Load (kg)	Repetib.	Load / mass
Adept 3	205	25	$\pm 25\mu\text{m}$	0,122
Epson H803N-MZ	96	8	$\pm 20\mu\text{m}$	0,083
Sankyo SkiliamSR-3C	120	6	$\pm 50\mu\text{m}$	0,05
Sony SRX-3CH	64	2	$\pm 50\mu\text{m}$	0,0312

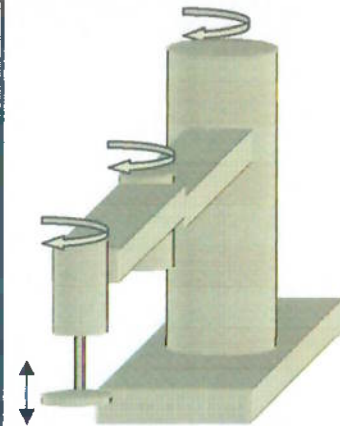


Tabela 1: Tabela comparativa de diferentes fabricantes de robôs Scara e um modelo.

2.4. Desvantagens dos robôs paralelos sobre os robôs seriais

Existem apenas duas desvantagens comuns a todos os robôs paralelos, comparados com os seriais:

- Para qualquer movimento, por mais simples que seja, todos os atuadores são utilizados.
- Dependendo da arquitetura e / ou da aplicação, as dimensões do robô inviabilizam seu uso.

2.5. Considerações para o projeto de robôs paralelos

Em primeiro lugar deve-se definir a arquitetura do mecanismo. Para tal, deve-se tomar a aplicação para o qual o robô será empregado e encontrar na literatura disponível as arquiteturas possíveis ou as mais utilizadas, pois uma análise individual de cada uma delas será impraticável (excesso de variáveis e dinâmicas distintas para cada arquitetura).

Os parâmetros para a escolha adequada da arquitetura dependerão muito das características do projeto, todavia, o ponto principal será sempre o custo, pois os robôs paralelos só se tornam vantajosos sobre os seriais por poderem possuir elementos de precisão inferior, mas que resultam numa precisão global equivalente.

Por último deve-se dar atenção especial às articulações, que são passíveis de desgaste e falha por fadiga mais criticamente que os robôs seriais, porque os robôs paralelos precisam de articulações com muitos graus de liberdade.

Toda a parte eletrônica de controle deve ser executada em paralelo, simultaneamente, assim a escolha dos circuitos de comando também é crítica.

3. APRESENTAÇÃO DE ARQUITETURAS DE ROBÔS PARALELOS E SUAS APLICAÇÕES

3.1. Aplicações genéricas

Baseados no conceito de 1947 de Gough, a maioria dos simuladores aeronáuticos atuais possui excelente precisão, força (muitos são hidráulicos) e capacidade de passar ao “piloto” quase as mesmas sensações de um avião real.



Figura 1: À esquerda tem-se um modelo de plataforma móvel com seis graus de liberdade para simuladores e à direita um simulador de voo da CAE Electronics Ltd do Canadá

Outros simuladores, também baseados no mesmo conceito, são utilizados para entretenimento.



Figura 2: Mecanismo utilizado por simulador de VR

Como equipamento médico, algumas variantes estão salvando vidas, diminuindo o tempo de estada de pacientes em hospitais e melhorando o conforto de vítimas do coração. O mecanismo a seguir está sendo utilizado em cirurgias cardíacas. Estas variantes usam motores elétricos como atuadores acoplados a cremalheiras.



Figura 3: Aplicações em cirurgias cardíacas

3.2. Arquiteturas para aplicações em usinagem

Dentre todas as arquiteturas possíveis, quatro obtiveram mais sucesso e repercussão na literatura da área:

- Eclipse-I: dispõe de seis graus de liberdade, tornando todos os movimentos no espaço possíveis, sendo então muito interessante sua aplicação para usinagem de materiais.

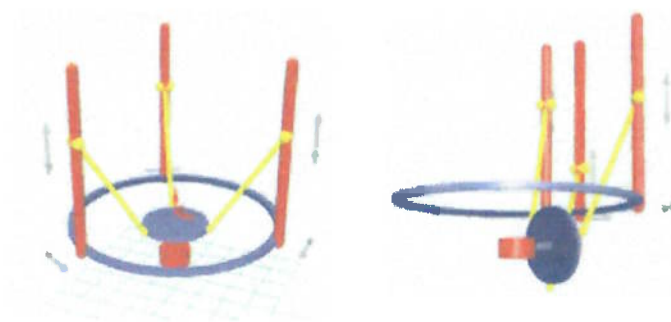


Figura 4: Mecanismo Eclipse-I

- Eclipse-II: Embora seja, dentre as arquiteturas apresentadas neste trabalho, a mais difícil de se construir e projetar apresenta uma grande vantagem sobre todas as outras arquiteturas, a total mobilidade de 360°. Os maiores problemas das arquiteturas Eclipse são a rigidez (apenas três pontos de apoio na plataforma) e o acesso da ferramenta ao volume de trabalho.

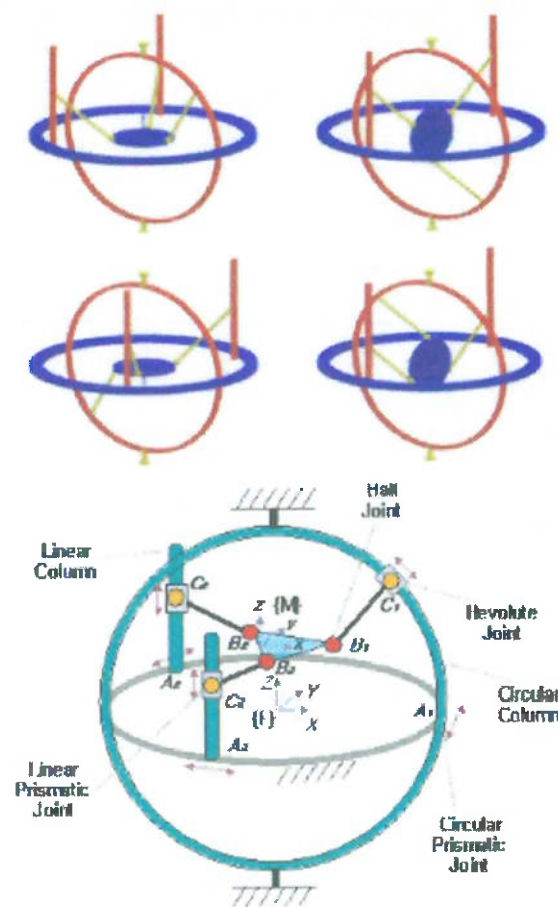


Figura 5: Arquitetura do mecanismo Eclipse-II

- Shelef / McCallion: Utiliza um fuso de esferas recirculantes e um atuador por haste, dando ao mecanismo a capacidade de alterar o comprimento das seis hastes independentemente. A arquitetura Shelef mantém os motores nas hastes e a McCallion no suporte fixo, ativando o fuso de esferas recirculantes de cada haste através de uma junta universal. A figura a seguir é de uma arquitetura Shelef.



Figura 6: Máquina que utiliza arquitetura Sheleff

- Hexaglide: proposta pela Universidade de Zürich esta arquitetura utiliza seis guias lineares, cada uma delas acionando a ponta de uma haste e cada haste é ligada a um ponto específico da plataforma da máquina (um hexágono).



Figura 7: Arquitetura hexaglide

4. SELEÇÃO DA MELHOR ARQUITETURA DE UM ROBÔ PARALELO PARA APLICAÇÕES EM USINAGEM

A fim de se poder escolher a arquitetura mais adequada, fez-se uma matriz de decisão com as características julgadas mais importantes.

	Peso	Shelef	Hexaglide	Eclipse I	Eclipse II
Rigidez	5	3 (15)	3 (15)	1 (5)	1 (5)
Facilidade de projeto mecânico	3	2 (6)	3 (9)	2 (6)	1 (3)
Facilidade de controle	3	2 (6)	2 (6)	1 (3)	1 (3)
Peso do sistema suspenso	2	1 (2)	3 (6)	3 (6)	3 (6)
Volume	2	2 (4)	1 (2)	3 (6)	3 (6)
Aparência	1	2 (2)	2 (2)	3 (3)	1 (1)
Facilidade para trocar ferramentas	4	2 (8)	2 (8)	2 (8)	1 (4)
Facilidade para trocar peça usinada	4	3 (12)	3 (12)	3 (12)	1 (4)
Amplidão de movimentos (rotação)	3	1 (3)	1 (3)	3 (9)	3 (9)
Custo financeiro	3	2 (6)	3 (9)	1 (3)	1 (3)
Total (peso x nota)	-	64	72	61	44

Tabela 2: Matriz de decisão para escolha da arquitetura da máquina

A arquitetura então que mais se adequou às necessidades impostas é a **hexaglide** e será uma máquina com esta arquitetura o foco do resto deste trabalho.

5. METODOLOGIA DE PROJETO DA MÁQUINA

Primeiro, antes que se possa projetar realmente uma máquina qualquer se deve entender completamente o seu funcionamento. No caso de uma fresa ou um torno comum o funcionamento é bastante simples, pois cada atuador controla um grau de liberdade e a dificuldade de projeto resume-se ao dimensionamento das partes envolvidas para as forças desejadas.

O próprio volume de trabalho também é uma tarefa bastante simples, pois os cursos das guias irão limitar o espaço para onde a ponta da ferramenta pode-se mover.

No caso de um robô paralelo o entendimento da máquina em si não é uma tarefa simples. São muitas as variáveis a se considerar (e simultaneamente). O dimensionamento das peças é só uma parte do problema e estimar o volume de trabalho é outra tarefa árdua.

Os passos que devem ser seguidos são os seguintes (não foram considerados ainda os controladores):

- a) Construir um primeiro modelo animado, bastante simples, com o propósito de se observar o funcionamento da máquina e como se movem as hastes.
- b) Construir um simulador avançado, para uma configuração genérica da arquitetura, com capacidade de interagir com o usuário de uma maneira amigável. Uma ferramenta deste tipo é essencial para a análise das dimensões finais da máquina e o estudo do controle dos atuadores.
- c) Selecionar o spindle e calcular as forças de usinagem.
- d) Otimização geométrica da máquina, ou seja, definir as dimensões ótimas para o tamanho das hastes, comprimento das guias, etc. que resultarão numa estrutura rígida (comprimento de hastes curtos) e compacta. Este é o primeiro passo do dimensionamento da estrutura.
- e) Otimização dinâmica da máquina, ou seja, encontrar, dado a solução do item anterior o pior caso em que a estrutura será solicitada (máximas forças e momentos agindo em cada uma das peças).

- f) Dimensionar as guias e selecioná-las.
- g) Projetar as juntas universais e punhos esféricos.
- h) Dimensionar as hastes.
- i) Calcular o torque necessário nos motores e selecioná-los através de catálogos.
- j) Projetar a estrutura que sustentará todo o resto. Este item deve incluir cuidados com a segurança do operador.
- k) Caso após o projeto verifique-se que algum parâmetro das otimizações foi violado (como o tamanho da plataforma), deve-se otimizar novamente a estrutura e verificar se todas as exigências de projeto estão corretas ainda.

É importante salientar que não é imperativo seguir todos os passos nesta ordem; os algoritmos para simulações e otimizações podem ser, por exemplo, construídos em paralelo com o projeto da plataforma.

6. SELEÇÃO DO SPINDLE E DEFINIÇÃO DAS CARGAS E POTÊNCIA DE USINAGEM

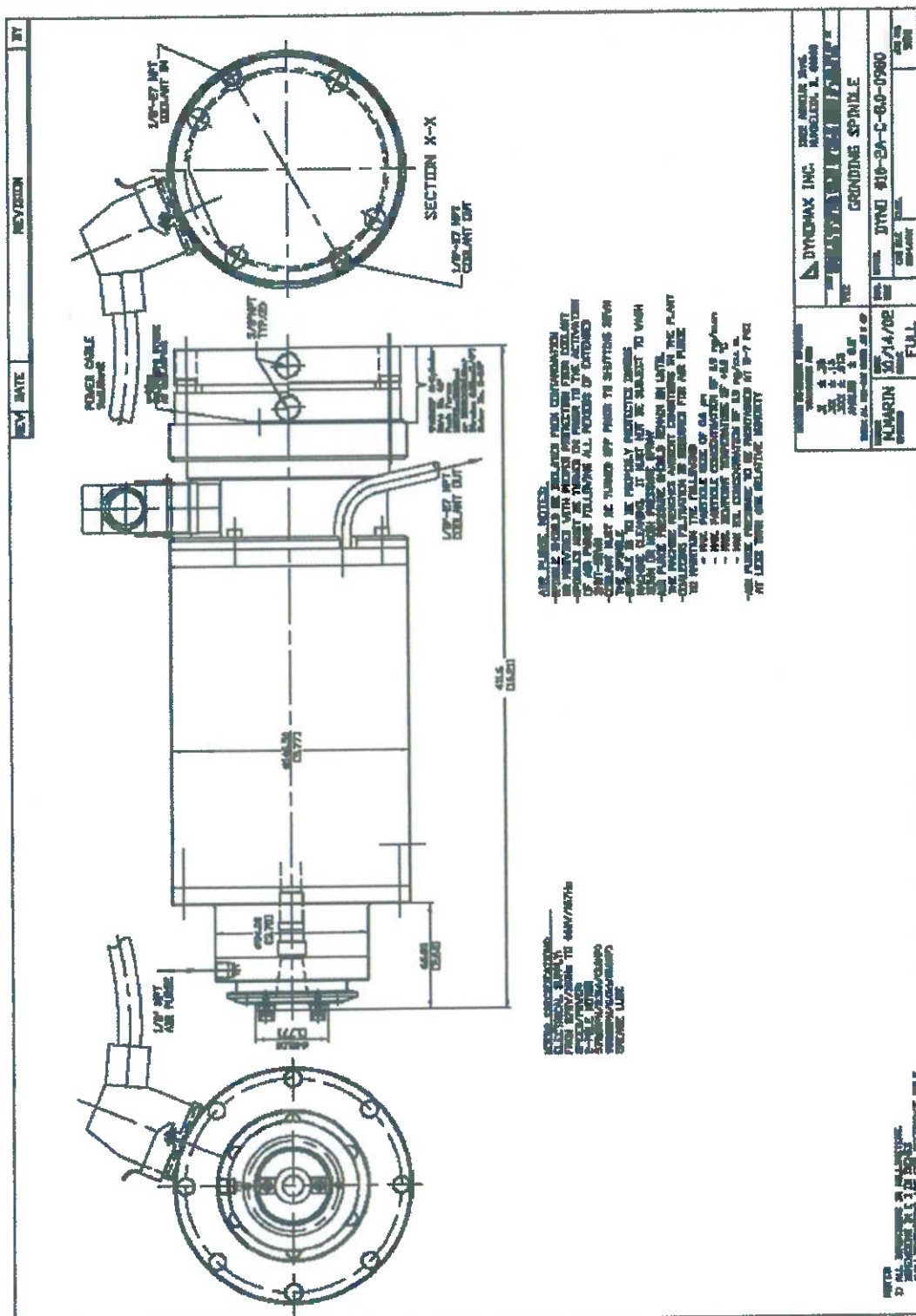
6.1. Seleção do spindle para a máquina

As cargas suportadas pela plataforma dependem do spindle e da potência do motor que o atua. A escolha da potência de corte é muito subjetiva, pois a máquina projetada não possui requisitos impostos por algum cliente que eventualmente a compraria. Um valor de 5HP seria ideal para a máquina.

Dentre todas as empresas pesquisadas, fabricantes de spindles, optou-se por um produto da Dynomax Inc, voltada quase que exclusivamente para a fabricação de tais elementos. Dentre as possibilidades encontradas, o spindle que mais se adequou às necessidades do projeto foi o modelo M980, possuindo entre outras características um design específico para aplicações em robótica de alta precisão, potência e rendimentos excelentes, capacidade de troca automática de ferramentas e rotação controlada por um motor servo AC. O modelo é fabricado nas versões de 3, 5 e 8HP e o preço é em dólares é de 8000, 8500 e 8900 respectivamente. Como a diferença de preços é muito pequena, optou-se pela versão de 8HP.

Alguns outros dados do spindle podem ser obtidos observando-se a próxima figura. O modelo M980 ainda apresenta duas variantes no tocante ao formato do “nariz” do spindle, que pode ser hexagonal ou cilíndrico. Não existem diferenças mecânicas entre um ou outro, apenas construtivas e o preço é igual. Como a empresa nos enviou o desenho em CAD do modelo hexagonal, utilizou-se este modelo no trabalho.

O peso do aparato é de 20kg aproximadamente.



6.2. Calculo das forças de usinagem

Para o cálculo das forças de corte e potência de usinagem, segue-se o roteiro apresentado no catálogo da Dynomax:

FLOWCHART FOR TURNING, BORING AND MILLING

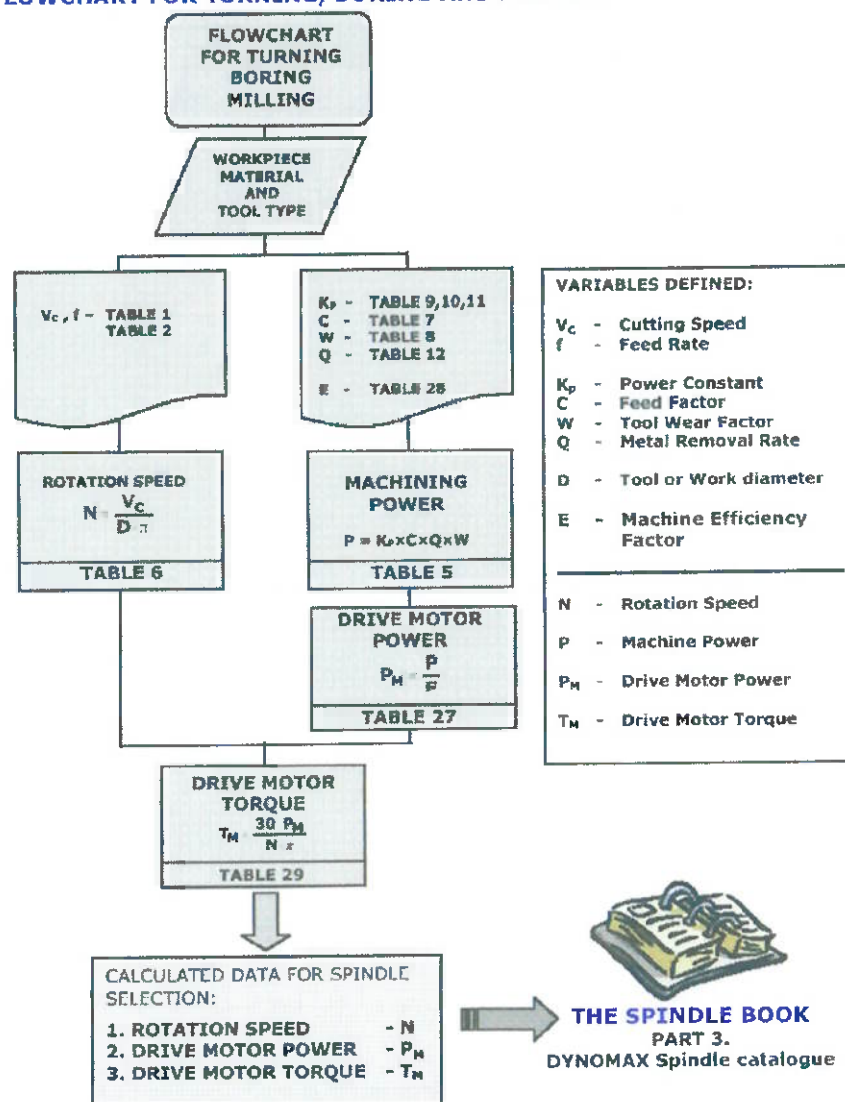


Figura 9: Flowchart da Dynomax para fresamento e torneamento

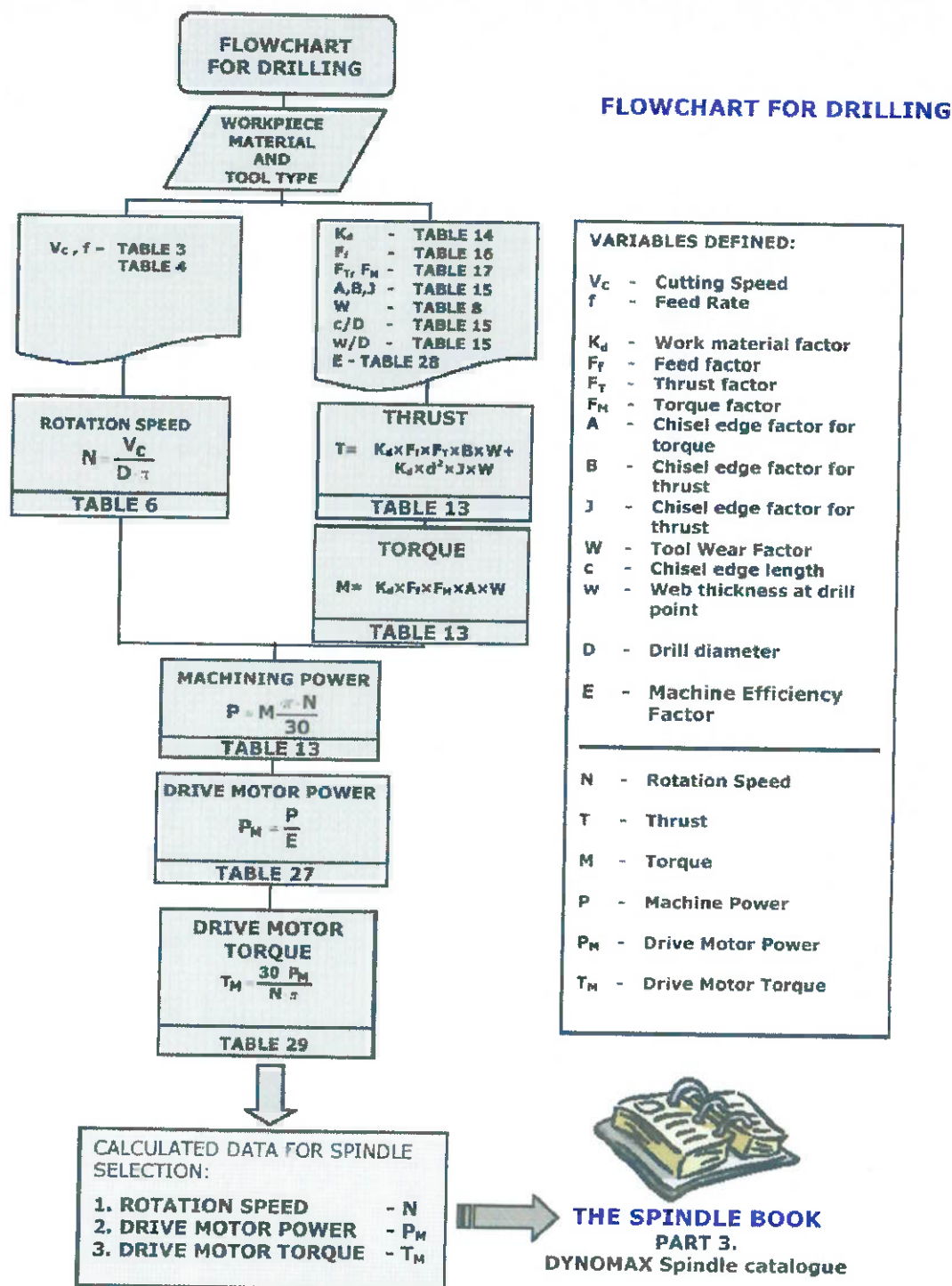


Figura 10: Flowchart da Dynomax para furação

6.2.1. As atividades envolvidas na usinagem e a magnitude dos esforços em cada uma

O próprio fabricante mantém disponíveis manuais onde os esforços podem ser obtidos facilmente, de acordo com a ferramenta, material usinado, características do spindle (rotação, etc.) e condições de trabalho. Irá se analisar aqui as duas operações a serem executadas pela hexaglide: *Furação* e *Fresamento*.

6.2.1.1. Furação

Os esforços existentes sobre a ferramenta durante a furação, uma força (que será chamada de T) e um momento (que irá chamar-se de M), obrigam o spindle a impor uma potência de usinagem de magnitude P_u . A figura 1, a seguir, ilustra a situação.

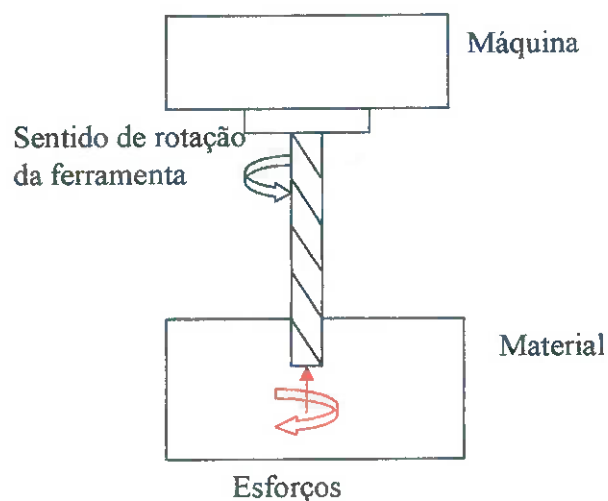


Figura 11: Esforços na furação

A força, o momento e a potência de usinagem são calculados segundo as equações a seguir:

$$T = 0,05K_d F_f F_T BW + 0,007K_d d^2 JW \text{ [N]}$$

$$M = 2,5 \times 10^{-5} K_d F_f F_M AW \text{ [Nm]}$$

$$P_c = MN/9550$$

Onde:

P_c	Potência de corte (usinagem)
M	Torque
T	Força
K_d	Fator do material usinado
F_f	Feed factor (avanço)
F_T	Fator da força em função do diâmetro da ferramenta
F_M	Fator do momento em função do diâmetro da ferramenta
A	Fator de Chisel para o momento
B	Fator de Chisel para a força (1)
J	Fator de Chisel para a força (2)
W	Fator da ferramenta
N	Rotação do spindle [rpm]
D	Diâmetro da broca [mm]

Os fatores são obtidos através de uma série de tabelas, apresentadas a seguir:

Material a ser trabalhado	K_d
A maioria das ligas de alumínio	7000
Aço, 200 Bhn	24000
Aço, 300 Bhn	31000
Aço, 400 Bhn	34000
Liga T16A de titânio	18000 para momento
	29000 para força
Ferro fundido, 150 Bhn	~14000

c/d	w/d	A	B	J
0,03	0,025	1,000	1,100	0,001
0,05	0,045	1,005	1,140	0,003
0,08	0,070	1,015	1,200	0,006
0,10	0,085	1,020	1,235	0,010
0,13	0,110	1,040	1,270	0,017
0,15	0,130	1,080	1,310	0,022
0,18	0,155	1,085	1,355	0,030
0,20	0,175	1,105	1,380	0,040
0,25	0,220	1,155	1,445	0,065
0,30	0,260	1,235	1,500	0,090
0,35	0,300	1,310	1,575	0,120
0,40	0,350	1,395	1,620	0,160

Avanço (mm/rev)	F_f	Avanço (mm/rev)	F_f
0,01	0,025	0,30	0,382
0,03	0,060	0,35	0,432
0,05	0,091	0,40	0,480
0,08	0,133	0,45	0,528
0,10	0,158	0,50	0,574
0,12	0,183	0,55	0,620
0,15	0,219	0,65	0,708
0,18	0,254	0,75	0,794
0,20	0,276	0,90	0,919
0,22	0,298	1,00	1,000
0,25	0,330	1,25	1,195

c/d → comprimento da extremidade de Chisel / diâmetro da broca

c/d = 0,18 na maioria das brocas

w/d → espessura do filete de corte da broca no ponto de corte / diâmetro da broca

Tabela 3: Tabelas para materiais e furação

Tipo de operação	W
Furação com parâmetros normais	1,30
Furação de materiais difíceis de usinar	1,50
Fresamento (ciclo de trabalho extrapesado)	1,30 a 1,60
Fresamento (ciclo de trabalho leve a moderado)	1,10 a 1,25
Fresamento (passes de acabamento)	1,10

d (mm)	F _T	F _M	d (mm)	F _T	F _M
1,60	1,46	2,33	8,80	5,96	50,13
2,40	2,02	4,84	9,50	6,06	57,53
3,20	2,54	8,12	11,00	6,81	74,90
4,00	3,03	12,12	12,50	7,54	94,28
4,80	3,51	16,84	14,50	8,49	123,1
5,60	3,97	22,22	16,00	9,19	147,0
6,40	4,42	28,26	17,50	9,87	172,8
7,20	4,85	34,93	19,00	10,54	200,3
8,00	5,28	42,22	20,00	10,98	219,7

Tabela 4: Tabelas do tipo de operação e de ferramentas

Potência de usinagem:

Em primeiro lugar deve-se analisar a potência possível de ser fornecida pelo motor, ou seja, 8HP. Sabe-se que a eficiência da transmissão varia de acordo com o modelo do spindle, mas para o caso dos modelos da linha M980 esse valor é de 90%.

A potência máxima que se encontra para a ferramenta é de 7,2 HP ou 5,4 KW. Para efeito do cálculo das forças de usinagem vai-se admitir que não existem outras perdas de potência significativas. Observa-se então que $5,4.9550 < M.N$ (fórmula da potência de corte).

Exemplos de cálculo de esforços:

Todos os exemplos a seguir serão feitos utilizando-se um $K_d = 7000$ (alumínio). Como esse valor influencia de maneira linear tanto a força como o momento a serem calculados pode-se estimar facilmente os esforços para qualquer outro material. Para o ferro fundido, por exemplo, basta-se multiplicar os esforços calculados para o alumínio por dois. O mesmo vale para o fator da ferramenta: 1,30.

Na grande maioria das brocas a relação c/d (que determina A, B e J) é de 0,18. Caso deseje-se um tipo especial de broca, basta olhar na tabela os parâmetros e substituir na fórmula. Os gráficos a seguir (figuras 2 e 3) mostram os esforços esperados de acordo com diâmetros diferentes de brocas e em função do avanço em mm/revolução.

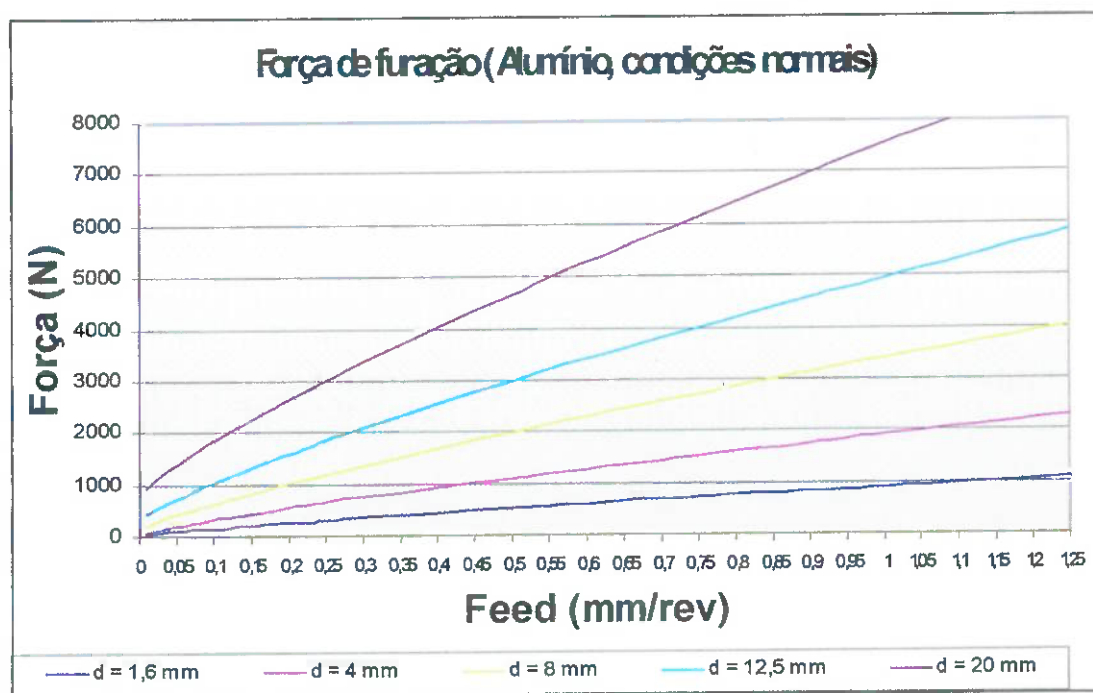


Figura 12: Força de furação

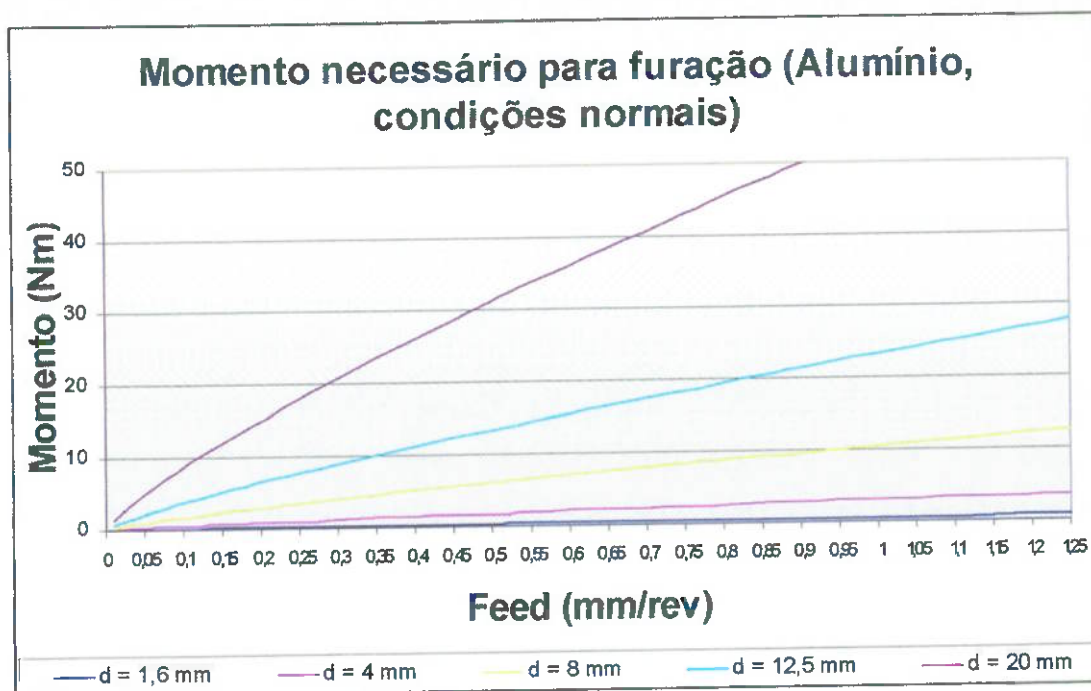


Figura 13: Momento torsor na furação

Os spindles seguem o padrão apresentado na figura 16:

Typical Power/Torque diagram for asynchronous motors, driven by VFD:
(Nominal speed was requested to be at 3000 rpm)

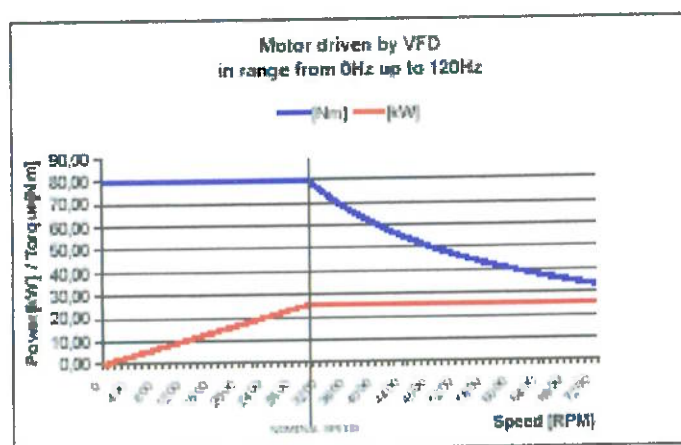


Figura 14: Potência e torque no spindle em função da rotação

Observa-se que possuem uma velocidade nominal de trabalho, onde abaixo dela a potência integral não é utilizada. Ao mesmo tempo, acima desta velocidade o momento começa a diminuir significativamente. Esta velocidade nominal é aproximadamente 3600 rpm no caso do motor de 8HP, para versões padrão encontradas no catálogo. Podem-se pedir modelos especiais, mas não é objetivo do trabalho. Outro dado importante é que o momento máximo imposto pelo motor é de 67,5 Nm. Apenas o diâmetro máximo da ferramenta (20 mm) consegue atingir tais esforços quanto ao momento e numa condição de avanço por revolução muito elevada.

Os esforços máximos foram então arbitrados em:

$$T = 8,5\text{kN}$$

$$N = 50 \text{ Nm}$$

6.2.1.2. Fresamento

No caso do fresamento o fabricante não fornece dados suficientes para o cálculo dos esforços, mas fornece dados úteis à estimativa da potência de usinagem requerida para uma determinada operação. Estes dados estão reproduzidos a seguir:

A potência de usinagem é calculada através da seguinte fórmula:

$$P_c[kW] = K_p \cdot C \cdot Q \cdot W$$

Onde:

K_p constante de potência de corte

C Fator do avanço

Q Taxa de remoção de material [cm^3/s]

W Fator da ferramenta (já mencionado anteriormente)

A taxa de remoção de material, no fresamento (tarefa que nos interessa), é expressa por:

$$Q[cm^3/s] = \frac{f_m w d}{60000}$$

Onde:

f_m Avanço em mm/min

w profundidade de corte em mm

d largura de corte em mm (equivalente ao diâmetro da fresa utilizada)

Novamente deve-se recorrer a tabelas para a obtenção das constantes e fatores:

Feed ^a	C	Feed ^a	C	Feed ^a	C	Feed ^a	C
0,02	1,70	0,20	1,06	0,38	0,94	0,80	0,82
0,05	1,40	0,22	1,04	0,40	0,92	0,90	0,80
0,07	1,30	0,25	1,01	0,45	0,90	1,00	0,78
0,10	1,25	0,28	1,00	0,50	0,88	1,50	0,72
0,12	1,20	0,30	0,98	0,60	0,87		
0,15	1,15	0,33	0,97	0,70	0,84		
0,18	1,11	0,35	0,95	0,75	0,83		

^aNo caso de torneamento: mm/rev; Fresamento: mm/dente

Material	Bhn	Kp	Material	Bhn	Kp	Material	Bhn	Kp
Ferro fundido cinzento	110-120	0,76	Ferro maleável			Alumínio fundido	-x-	0,68
	120-140	0,96	Ferrítico	150-175	1,15	Aço inoxidável	150-175	1,64
	140-160	1,04		175-200	1,56	Aço inoxidável	175-200	1,97
	180-200	1,42	Perlítico	200-250	2,24	Cobre puro	-x-	2,48
	200-220	1,64		250-300	3,22	Ligas, magnésio	-x-	0,27

Bhn → dureza Brinell

Tabela 5: Tabelas para fresamento

Para o cálculo dos esforços de fresamento:

Considerou-se que o diâmetro da ferramenta d é igual a largura de corte para esta ferramenta $b = b_{max} = d$ e que a resistência específica de corte $r_e = 3,5\sigma_r$.

$$F = 0,0105 \cdot \frac{p \cdot v_a \cdot \sigma_r}{v} \quad F_a = 0,4 \cdot F \quad M_t = 0,0015 \cdot F$$

$$P_m = 1,170 \cdot F \cdot v \quad v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000}$$

d = diâmetro da ferramenta (mm)

n = rotação do motor (rpm)

p = profundidade de corte (m)

v_a = velocidade de avanço (m/s)

σ_r = resistência à ruptura por tração (Pa)

v = velocidade de corte (m/s)

F = força de corte (N)

F_a = força de avanço (N)

M_t = momento torsor (Nm)

P_m = potência do motor (W)

Quanto menor a velocidade de corte, mais críticos são os esforços de acordo com as fórmulas apresentadas. Todavia pode-se impor o fator limitante $v_{min} = 0,3$ m/s, o que resulta nos seguintes esforços:

$$F_{max} = 15 \text{ kN}$$

$$F_{a_{max}} = 6 \text{ kN}$$

$$M_t = 22,5 \text{ Nm}$$

Finalmente, os esforços máximos adotados para o projeto da máquina são:

$$-F = 16 \text{ kN} \quad -M_t = 50 \text{ Nm}$$

7. SELEÇÃO DO VOLUME DE TRABALHO DESEJADO E LIMITAÇÕES DE MOVIMENTO DA MÁQUINA

Por se tratar de uma máquina com arquitetura hexaglide, espera-se um volume que possua as características de um paralelepípedo, ou seja, uma das dimensões visivelmente maior que as outras duas. O motivo é que a arquitetura hexaglide original da IWF utiliza apenas três guias com motores lineares (dois por guia) permitindo que a plataforma possua um volume de trabalho muito alongado. Essa na verdade é uma das vantagens da arquitetura. Como este projeto não irá utilizar motores lineares e sim guias com fuso e castanha não se utilizará um volume muito alongado, mas ainda dentro de certos padrões. Escolheu-se então que o volume possuirá as seguintes dimensões:

- Direção paralela às guias (eixo x): 40 cm
- Demais eixos: 25 cm

Seria realmente muito bom que a hexaglide fosse capaz de girar 90° , o que viabilizaria a operação de torneamento com o acréscimo de mais um eixo para girar a peça. Todavia, isso não é possível por limitações geométricas. Sendo assim, a segunda escolha lógica é o ângulo de 45° . Embora não seja usual dar esse nível de mobilidade a máquina (20° a 30° é o usual em máquinas paralelas, exceto as configurações eclipse), isso será um desafio aceito para que permita no futuro se adicionar uma outra plataforma de três graus de liberdade também formada por mecanismos paralelos e dar 90° de giro à peça trabalhada.

Sendo assim a plataforma deve ser capaz de inclinar 45° graus com relação à vertical.

7.1. Primeiro modelo: Observando uma simulação genérica

Com o auxílio de uma linguagem de programação de alto nível como o Matlab 6 o seguinte modelo foi criado:

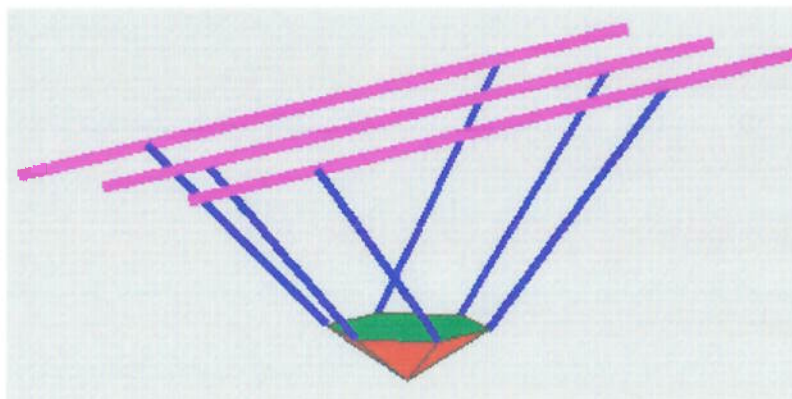


Figura 15: Modelo primitivo da hexaglide

O software é capaz de gerar um filme que mostra os seis graus de liberdade em ação, um a um. As figuras a seguir ilustram algumas posições alcançadas pelo modelo (graus de liberdade quanto a rotações):

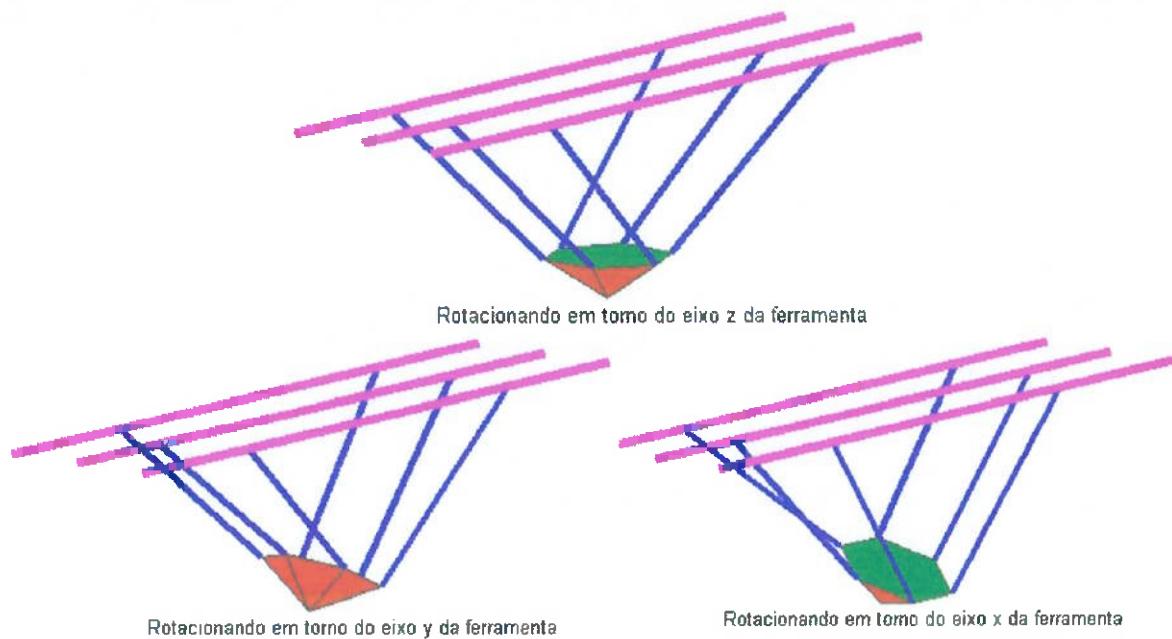


Figura 16: Aplicando rotações no modelo

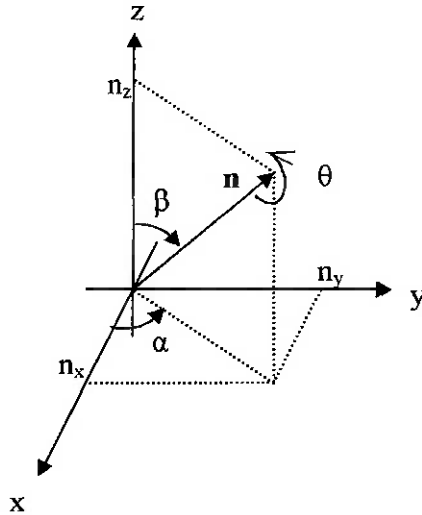
O equacionamento do modelo é na verdade algo muito simples. Basta saber os pontos das extremidades do hexágono, a ponta da ferramenta e os ângulos desejados em coordenadas esféricas. Com esses dados e o comprimento da haste sendo conhecido, calcula-se o ponto referente nas guias. Caso a posição seja inconsistente o resultado do ponto será um número com parte imaginária diferente de zero.

As equações que se utilizou foram as seguintes:

- Matriz de translação de um ponto no espaço

$$M_t = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & t_x \\ 0 & 1 & 0 & t_y \\ 0 & 0 & 1 & t_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- Matriz de rotação com relação a um eixo qualquer



Relações com $\|n\| = 1$:

$$\sin \alpha = \frac{n_y}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2}}$$

$$\cos \alpha = \frac{n_x}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2}}$$

$$\sin \beta = \sqrt{n_x^2 + n_y^2}$$

$$\cos \beta = n_z$$

$$R_{n,\theta} = R_{z,\alpha} R_{y,\beta} R_{z,\theta} R_{y,-\beta} R_{z,-\alpha}$$

$$R_{n,\theta} = \begin{bmatrix} n_x^2(1 - \cos\theta) + \cos\theta & n_x n_y(1 - \cos\theta) - n_z \sin\theta & n_x n_z(1 - \cos\theta) + n_y \sin\theta \\ n_x n_y(1 - \cos\theta) + n_z \sin\theta & n_y^2(1 - \cos\theta) + \cos\theta & n_y n_z(1 - \cos\theta) - n_x \sin\theta \\ n_x n_z(1 - \cos\theta) - n_y \sin\theta & n_y n_z(1 - \cos\theta) + n_x \sin\theta & n_z^2(1 - \cos\theta) + \cos\theta \end{bmatrix}$$

7.2. Construção de um simulador preciso para a máquina

Uma versão melhorada comparada um o item anterior e bem mais amigável também foi construída. A interface permite ao usuário visualizar os limites de seu invento e movimentar a ferramenta dentro de seu volume de trabalho. Embora tenha sido criado anteriormente às outras ferramentas, foi modificado para ser acessado apenas após o programa de simulação geométrica, para que o simulador possa receber dados completamente consistentes com o desejado pelo usuário.

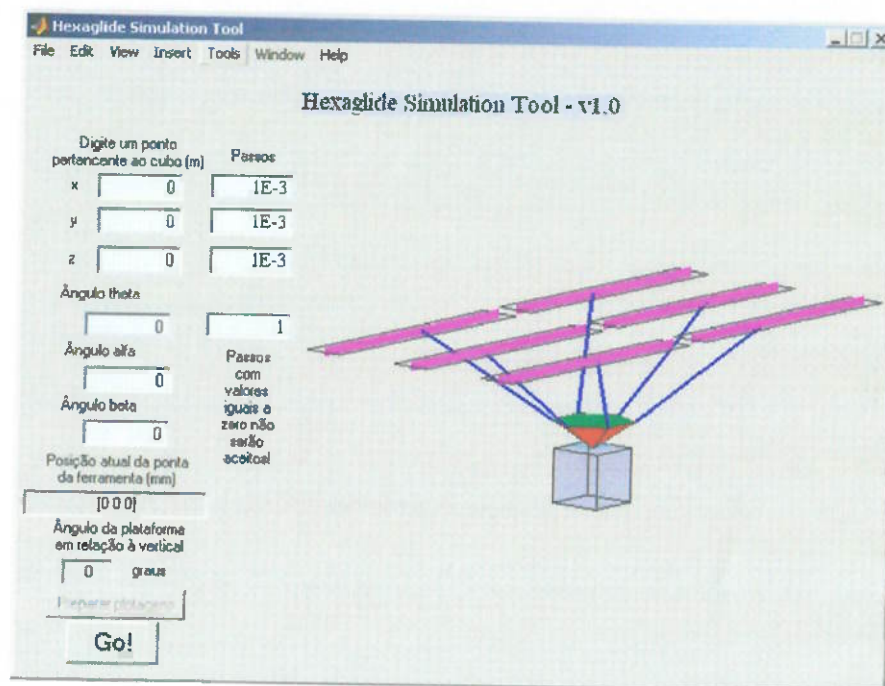


Figura 17: Tela inicial do simulador

Dado um ponto pertencente ao volume de usinagem, a plataforma move-se, com o passo desejado, até o ponto de destino. Ao mesmo tempo, caso seja aplicada uma rotação, ela também será rotacionada no espaço.

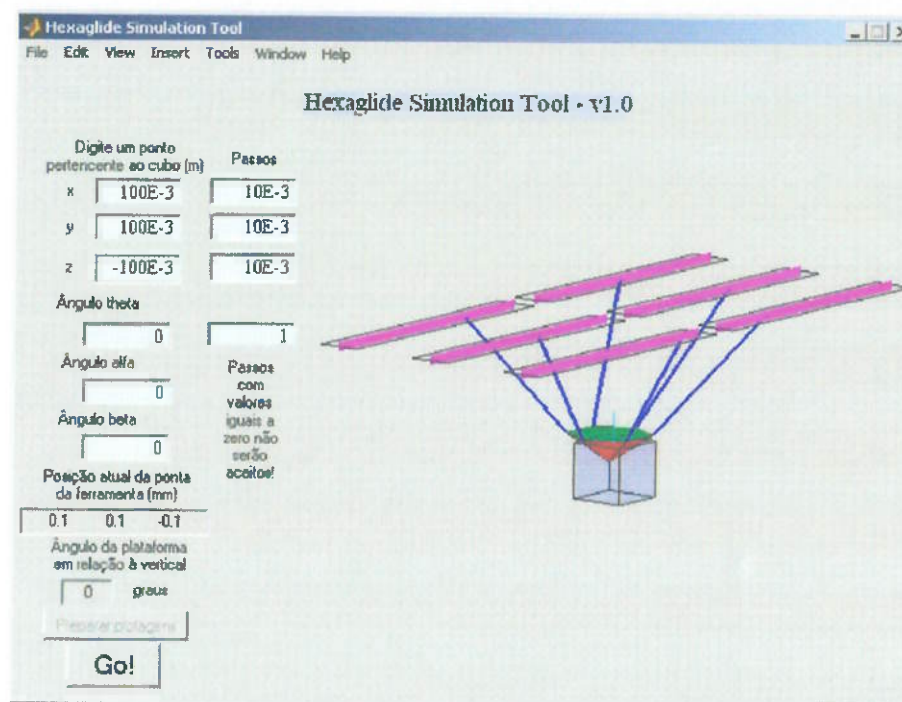


Figura 18: Exemplo de funcionamento do simulador (apenas translação)

O programa está também preparado para tratar erros. As janelas de erro são mostradas a seguir:

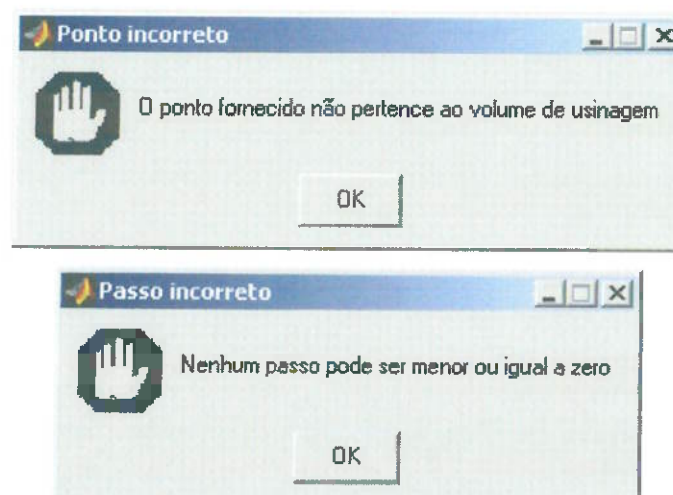


Figura 19: Janelas de erro do simulador

8. OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE TODA A MÁQUINA

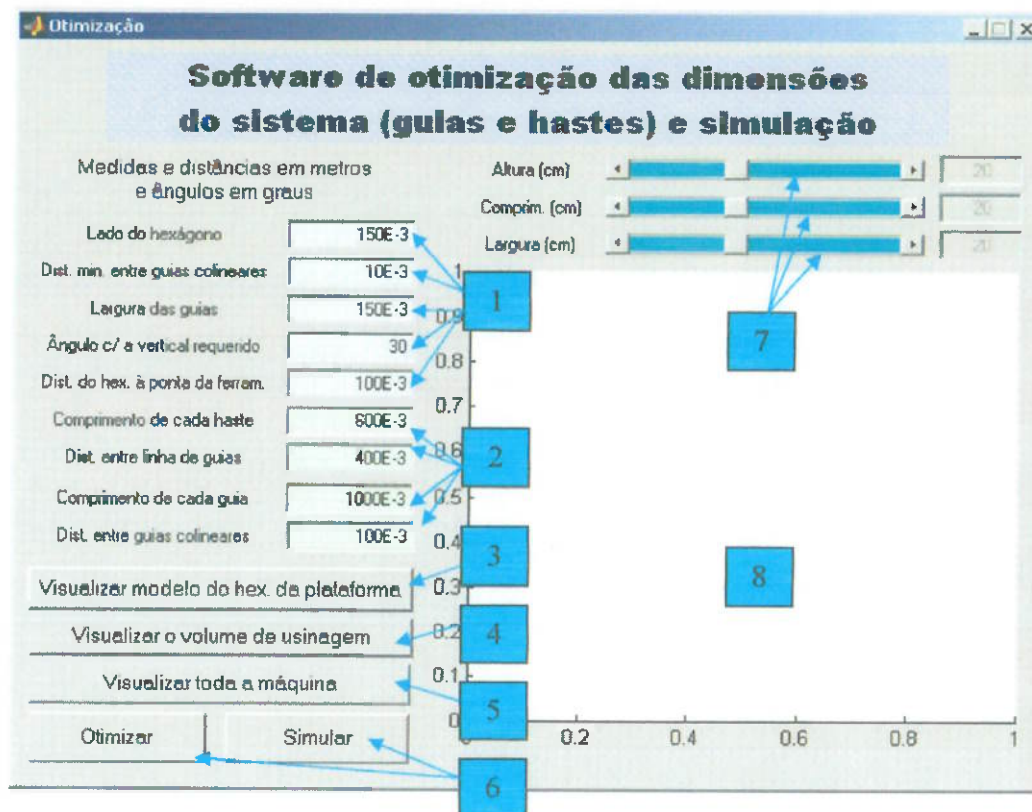


Figura 20: Otimizador geométrico e seus componentes

1. Variáveis de entrada não otimizáveis.
2. Variáveis a serem otimizadas. O valor dos campos será considerado chute inicial.
3. Visualiza o modelo do hexágono (vide figuras a seguir).
4. Visualiza o volume de trabalho e as 27 restrições aplicadas (será explicado mais adiante).
5. Visualiza a máquina com as proporções dadas por 1. e 2.
6. Botões para simulação e otimização.
7. Sliders seletores do tamanho do volume de trabalho. Variam de 1 cm a 50 cm.
8. Janela de plotagem de 3. e 4.

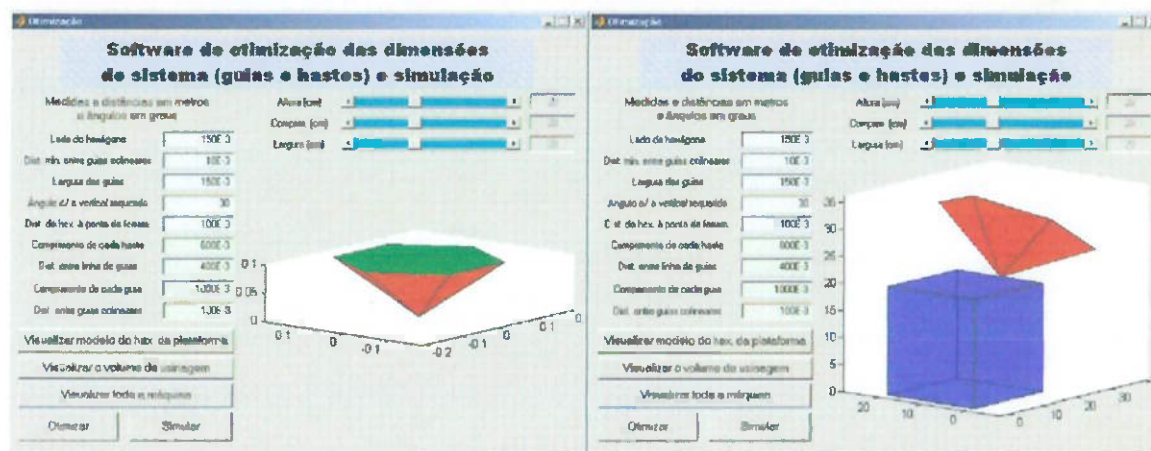


Figura 21: À esquerda - modelo do hexágono baseado nas variáveis lado do hexágono e distância da ponta da ferramenta ao centro do hexágono. À direita - uma das restrições impostas em relação ao volume de usinagem.

- Função utilizada do Matlab: *fmincon*

Esta função utiliza um método de programação quadrática sequencial (SQP) e um de busca linear.

- A função *objetivo*:

Trecho de código do Matlab:

```
function [fval] = funcOpt(x, altura, comprimento, largura, lhex, angmin, hferramenta)
```

```
% x(1) é o comprimento das guias           Min/Max: --
% x(2) é o comprimento das hastes          Min/Max: --
% x(3) é a distancia entre pares de guias   Min: lguia
% x(4) é a distancia entre guias colineares Min: dperd
% resolveu se dar pesos de 1.5 para x(1) – volume e 2.5 para x(2) - rigidez
```

$$fval = 1.5*x(1)+2.5*x(2)+x(3)+x(4);$$

- A função de *restrições*:

Esta função verifica se é possível, para o comprimento de guias fornecido e comprimento de hastes, uma dada configuração da plataforma. Um total de 27 pontos críticos é verificado, com a plataforma fazendo um ângulo com o volume de trabalho que varia de zero ao ângulo imposto pelo usuário no campo “*ângulo com a vertical requerido*”.

A função retorna os valores das restrições equivalentes ao pior caso do que faltou / sobrou de guias e de hastes. Obviamente se “sobrou” a restrição é obedecida e se “faltou” é violada.

Devido à relativa complexidade para se interpretar o código-fonte, este não será apresentado aqui.

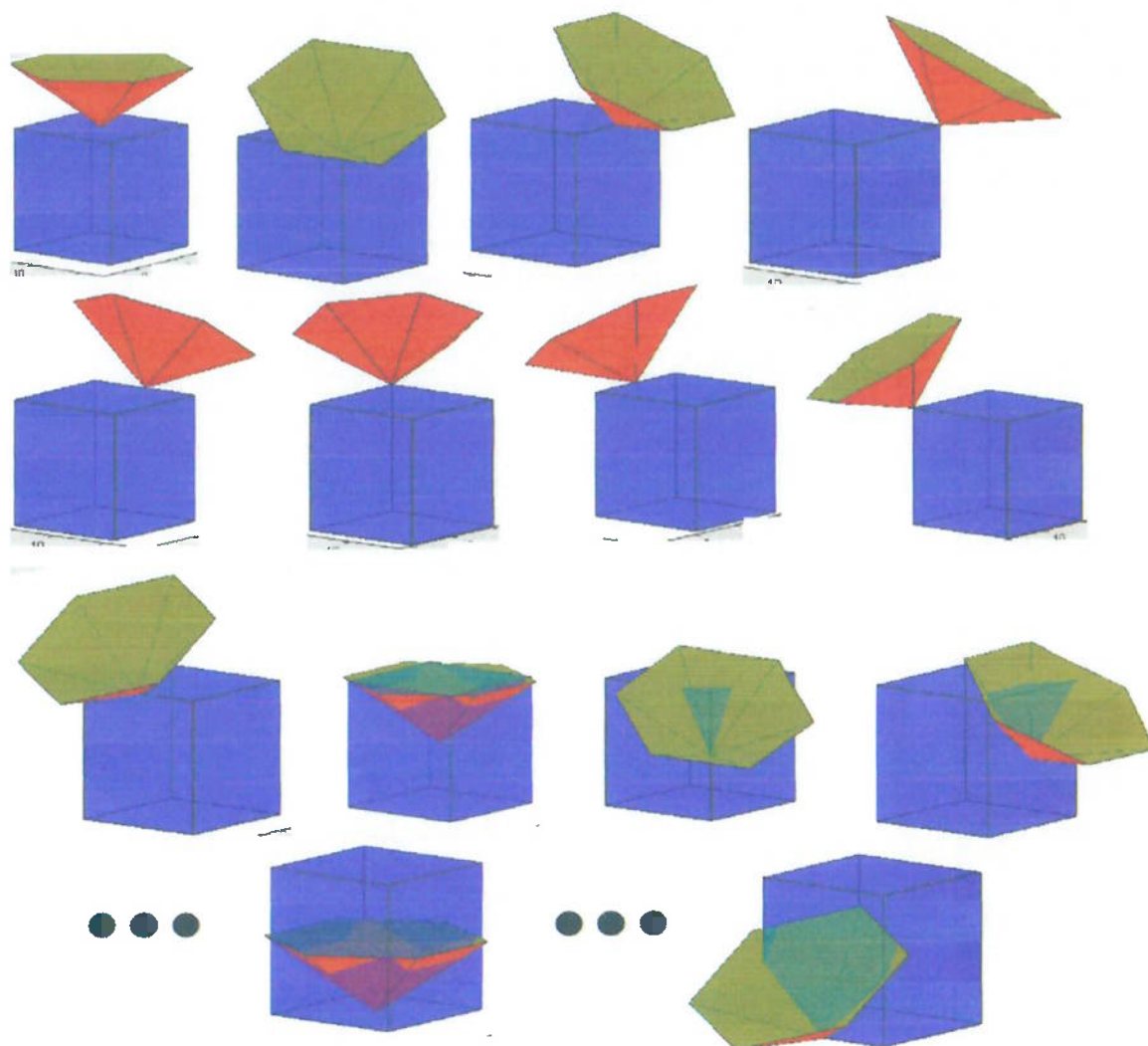


Figura 22: As restrições aplicadas ao volume de usinagem (com o máximo ângulo em relação à vertical)

9. OTIMIZAÇÃO DINÂMICA: CÁLCULO DAS FORÇAS MÁXIMAS

A otimização dinâmica consiste em se estabelecer a **situação** onde o maior esforço mecânico deve ser aplicado à plataforma, obedecendo-se as restrições impostas ao seu movimento.

O objetivo de se encontrar tal situação é o de dimensionar corretamente a estrutura da plataforma, de acordo com o pior caso encontrado, ou seja, aquele que apresenta os esforços máximos.

Para que seja possível realizar a otimização, são necessários três passos:

- 1) Obter a função que represente a dinâmica da plataforma (função objetivo)
- 2) Estabelecer as restrições ao movimento da plataforma
- 3) Aplicar algoritmo de otimização (busca de mínimo de função)

Nos itens abaixo, encontram-se descritos, de forma detalhada, cada um destes passos.

9.1. A função objetivo - Dinâmica da plataforma

Considere o movimento geral de um corpo rígido no espaço, as duas equações fundamentais que representa o seu movimento são:

$$\sum F = m\bar{a}$$

$$\sum M_G = \dot{H}_G$$

O lado esquerdo das equações acima é facilmente obtido conhecendo-se previamente a geometria da plataforma. Isto se encontra exemplificado a seguir:

Dada uma posição arbitrária da plataforma, é possível determinar a direção de cada barra de treliça através dos seus dois pontos de fixação, um na plataforma e outro na guia linear. Esta direção será representada pelo vetor unitário $(P_g - P_p) / |(P_g - P_p)|$, onde P_g representa o ponto de fixação na guia e P_p representa o ponto na plataforma. Cada barra de treliça contribui com um esforço de módulo F_i de direção conhecida, onde o subscrito “i” se refere à treliça considerada (vide próxima figura). Note que se o módulo da força possuir valor positivo, trata-se de um esforço de tração na treliça, caso contrário, o esforço é de compressão.

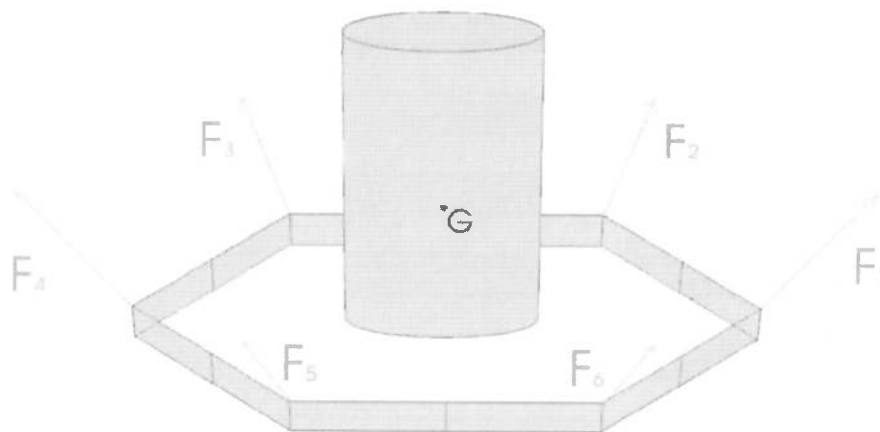


Figura 23: Esforços realizados na plataforma

Expressado de forma matemática, o lado esquerdo das equações acima assume o seguinte formato:

$$\begin{bmatrix} \frac{P1g-P1p}{|P1g-P1p|} & \frac{P2g-P2p}{|P2g-P2p|} & \dots & \dots & \dots & \frac{P6g-P6p}{|P6g-P6p|} \\ \left(\frac{P1g-P1p}{|P1g-P1p|} \right) \times (PG-P1p) & \left(\frac{P2g-P2p}{|P2g-P2p|} \right) \times (PG-P2p) & \dots & \dots & \dots & \left(\frac{P6g-P6p}{|P6g-P6p|} \right) \times (PG-P6p) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \\ F4 \\ F5 \\ F6 \end{Bmatrix}$$

O ponto PG é o baricentro da plataforma. Cada linha da matriz anterior representa três equações, uma para cada direção coordenada. Trata-se, portanto, de um problema de seis incógnitas a seis equações. Isto conclui a obtenção do lado esquerdo das equações fundamentais.

O lado direito das equações fundamentais representa as restrições ao movimento da plataforma, e será deduzido em função destas restrições. Sua dedução encontra-se exemplificada abaixo:

9.1.1. Aceleração do baricentro

A aceleração do baricentro é obtida em função da aceleração da ponta da ferramenta, posição, velocidade e aceleração angular da plataforma (tomados considerando-se a ponta da ferramenta fixa). A posição angular da plataforma encontra-se exemplificada na figura abaixo:

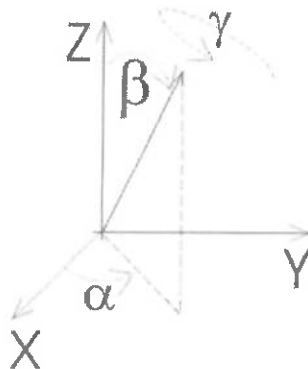


Figura 24: Posição angular da plataforma

Dada a distância “d” entre a ponta da ferramenta e o baricentro da plataforma, define-se o vetor $r = d(\sin(\beta)\cos(\alpha)\mathbf{i} + \sin(\alpha)\sin(\beta)\mathbf{j} + \cos(\beta)\mathbf{k})$.

A aceleração do baricentro é finalmente dada por:

$a_G = a_F + \dot{w} \times r + w \times (w \times r)$, onde a_F é a aceleração da ponta da ferramenta e w é a velocidade angular da plataforma.

9.1.2. Derivada do momento angular em relação ao baricentro

Para simplificar o cálculo da derivada do momento angular, adotou-se um conjunto de eixos principais de inércia fixos ao corpo. Desta forma, os momentos e produtos de inércia do corpo mantêm-se constantes em relação a estes eixos. A figura abaixo ilustra o que foi dito:

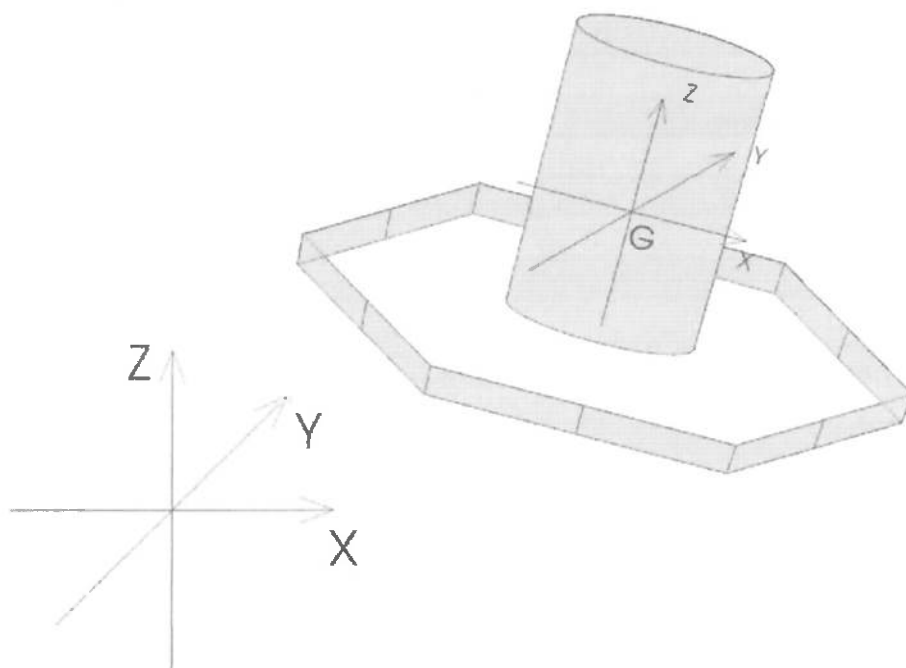


Figura 25: Sistema de eixos fixos ao corpo

Conhecendo-se a posição angular da plataforma, é possível obter uma transformação que decompõe um vetor escrito no sistema de coordenadas que é

solidário ao corpo (local), nas suas componentes do sistema fixo no espaço (global). A transformação T é dada por:

$$T = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

O vetor 'velocidade angular', escrito no sistema global, é transcrito para o sistema local, aplicando-se a transformação T^{-1} . A partir deste ponto, todos os vetores estarão representados no sistema local. Define-se o vetor momento angular:

$$H_G = \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_x \\ w_y \\ w_z \end{Bmatrix},$$

onde I_x , I_y e I_z são os momentos de inércia do corpo (sistema local), os produtos de inércia são identicamente nulos, pois o sistema local é principal de inércia.

Finalmente, a derivada do momento angular em relação ao sistema global é dada por:

$$\dot{H}_G = \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{w}_x \\ \dot{w}_y \\ \dot{w}_z \end{Bmatrix} + w \times H_G$$

Obs: Embora este vetor represente a derivada do momento angular em relação ao sistema global, ele está escrito em componentes do sistema local. Para representá-lo no sistema global, é preciso aplicar a transformação T .

Logo, o sistema linear de equações que representa a dinâmica da plataforma é dado por:

$$[A] \begin{Bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \\ F4 \\ F5 \\ F6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha_G \\ \dot{H}_G \end{Bmatrix}$$

A solução deste sistema de equações fornece o valor dos esforços aplicados nas articulações da plataforma, dadas as condições de posição, velocidades e acelerações. A função objetivo para o problema de otimização consiste no valor máximo do vetor solução acima.

9.2. Restrições ao movimento da plataforma

As restrições ao movimento da plataforma estabelecem os limites para o processo de otimização. Para a obtenção do valor da função objetivo, é necessário fornecer dezoito variáveis: x , y , z , v_x , v_y , v_z , a_x , a_y , a_z , α , β , γ , w_x , w_y , w_z , wp_x , wp_y , wp_z . Todas relativas à ponta da ferramenta. Obs: wp é o vetor aceleração angular. As restrições consistem em seis restrições laterais e quatro restrições de igualdade:

$$\begin{array}{ll} x_{\min} \leq x \leq x_{\max} & \sqrt{(v_x^2) + (v_y^2) + (v_z^2)} = v_{\max} \\ y_{\min} \leq y \leq y_{\max} & \sqrt{(a_x^2) + (a_y^2) + (a_z^2)} = a_{\max} \\ z_{\min} \leq z \leq z_{\max} & \sqrt{(w_x^2) + (w_y^2) + (w_z^2)} = w_{\max} \\ \alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max} & \sqrt{(wp_x^2) + (wp_y^2) + (wp_z^2)} = wp_{\max} \\ \beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max} & \\ \gamma_{\min} \leq \gamma \leq \gamma_{\max} & \end{array}$$

9.3. Algoritmo de Otimização

Para se realizar a otimização da função objetivo definida acima, foi utilizada a rotina fMinCon do Matlab. É interessante notar que ao se minimizar o valor **negativo** da função objetivo, obtém-se o valor máximo da força de **tração** em uma barra, ao se minimizar a função objetivo **original**, obtém-se o valor máximo da força de **compressão** de uma barra.

9.4. Problemas Encontrados

O principal problema encontrado na otimização dinâmica foi o mau condicionamento da matriz A, este mau condicionamento é justificado pela presença de pontos de singularidade. Esta característica é evidente em robôs paralelos.

Como percebido em trabalhos anteriores a respeito da hexaglide, os pontos de críticos se localizam na periferia do volume de trabalho, então se deve otimizar a máquina para um volume um pouco maior que o volume desejado e impedir que a estrutura possa atingir estes pontos em particular com limitações impostas pelo software de controle ou otimizar geometricamente para que o resultado final seja uma estrutura isenta de pontos de singularidade. Neste trabalho não se conseguiu otimizar a máquina para que não haja pontos de singularidade, então será adotada a primeira opção.

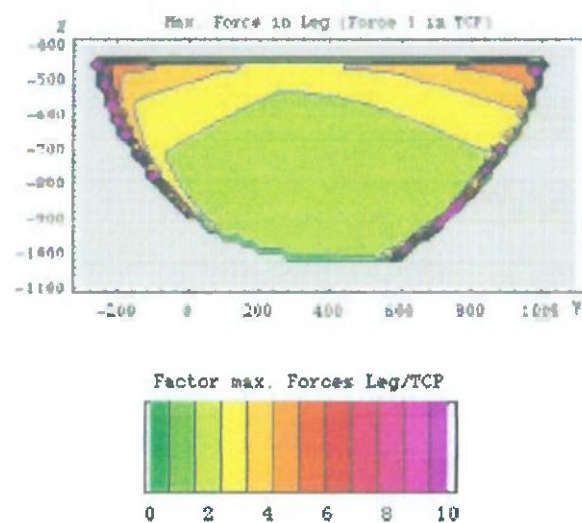


Figura 26: Um corte transversal no volume de trabalho da hexaglide. Os pontos que causam maiores esforços na máquina estão posicionados na periferia do volume de trabalho.

10. RESULTADOS DAS OTIMIZAÇÕES GEOMÉTRICA E DINÂMICA

Para que se possa executar o algoritmo de otimização geométrica, necessita-se determinar primeiro vários parâmetros, entre eles, o tamanho da plataforma onde o spindle é montado e isso inclui o tamanho dos punhos esféricos. Mas como se podem dimensionar tais elementos sem antes conhecer as forças que agem sobre eles e como calcular estas forças sem antes calcular as dimensões da máquina? Para resolver este paradoxo deve-se utilizar um processo iterativo computacional que dimensione automaticamente os elementos e em seguida otimize a máquina e reinicie o processo até que se chegue à estabilidade do resultado.

Por não se ter tempo suficiente para implementar tal método ao longo deste semestre, vai-se arbitrar o tamanho do lado do hexágono da plataforma, apenas o suficiente para que num caso crítico o spindle não venha a se chocar com uma das hastes da máquina.

A janela a seguir mostra os valores de entrada e os valores otimizados de saída.

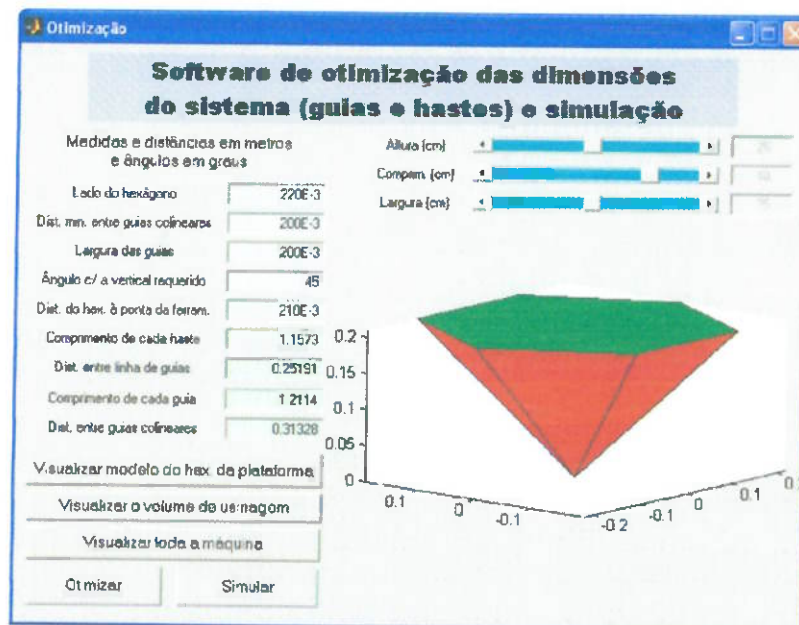


Figura 27: Janela do software de otimização geométrica

Verificação da viabilidade da resposta (utilizando o Matlab)

Segundo a teoria de otimização o ponto deve respeitar as condições KKT para que seja considerado um ponto de ótimo (local ou global).

Para que as condições KKT sejam respeitadas todos os lagrangeanos da função no ponto em análise devem ser maiores ou iguais a zero. Os lagrangeanos encontrados são:

[1.5001 0 0 8.4844 0 0]

Deve-se também analisar a matriz hessiana para descobrir se o ponto é de máximo ou de mínimo.

Matriz Hessiana:

[0.6213 -0.2374 0.2134 0.2516;
 -0.2374 0.4703 0.5722 -0.5714;
 0.2134 0.5722 7.3485 -0.0993;
 0.2516 -0.5714 -0.0993 1.9346]

Caso a matriz Hessiana apresente todos os seus autovalores positivos ela é uma matriz positiva definida, indicando que o ponto analisado é, na verdade, um ponto de mínimo (o que se deseja). Os autovalores da matriz apresentada são:

[0.1710 0.6150 2.1839 7.4048]

A verificação poderia ser executada também calculando o determinante da matriz e todas as sub-matrizes $[H(1, 1), H(1-2, 1-2), H(1-3, 1-3) \text{ e } H(1-4, 1-4)]$.

Essa verificação mostra que todas as restrições impostas são respeitadas e o algoritmo convergiu corretamente para um ponto de mínimo. Embora não se possa afirmar se este é um ponto de mínimo global, pois não se sabe se o problema é convexo, o ponto encontrado já serve como resposta por resolver uma questão tão complexa como a de encontrar a máquina para um volume de trabalho desejado.

A otimização dinâmica seguiu um procedimento parecido ao mostrado anteriormente. Obteve-se como resposta, considerando os esforços máximos de usinagem da ordem de 16kN e uma aceleração máxima de 30m/s^2 na plataforma, o valor de 12kN de força nas hastes. Por questões de segurança, vai-se adotar que estes esforços foram na verdade de 14kN.

11. PROJETO DO PUNHO ESFÉRICO

11.1. Esboço da arquitetura do punho

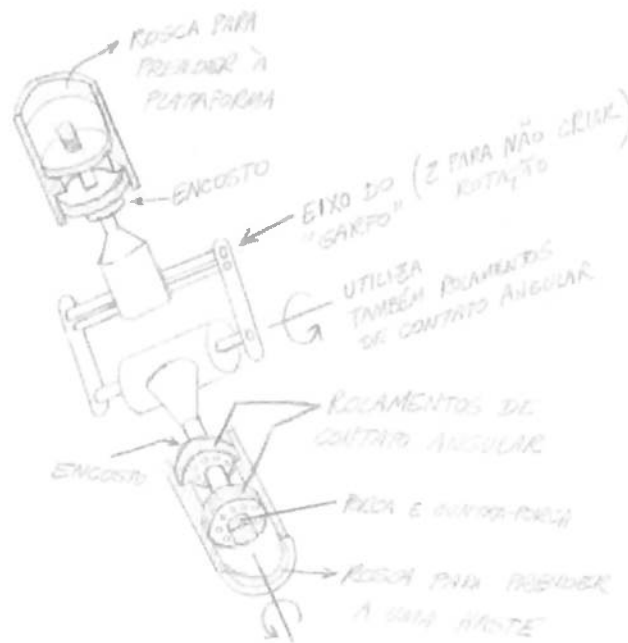


Figura 28: Esboço da arquitetura do punho esférico

Explicação: O punho esférico é formado, na verdade por três articulações de revolução montadas cuidadosamente para que seus centros de rotação coincidam num único ponto. Para um controle de precisão é inadmissível a existência de qualquer tipo de folga, assim, um par de rolamentos de contato angular pressionados através de encostos e sistemas de porca e contra-porca retiram as folgas existentes. A articulação do centro, embora não tenha sido desenhada também utiliza um par de rolamentos de contato angular e o eixo destes rolamentos é fixado a dois ligamentos que por sua vez estão conectados a um par de eixos formando um garfo. A carcaça da articulação central forma também o eixo central de uma articulação periférica que pode ser ligada à base ou a uma haste.

11.2. Cálculo dos eixos críticos

Toda a articulação deve ser modelada utilizando um software de elementos finitos para que tenha um modelo mais confiável do mecanismo. Por questões de tempo não irá se utilizar nenhum software desse tipo.

Existem alguns elementos que podem ser dimensionados “manualmente”: o eixo do garfo (são na verdade dois eixos idênticos), os eixos centrais das articulações de revolução periféricas e os rolamentos (seleção através de catálogos).

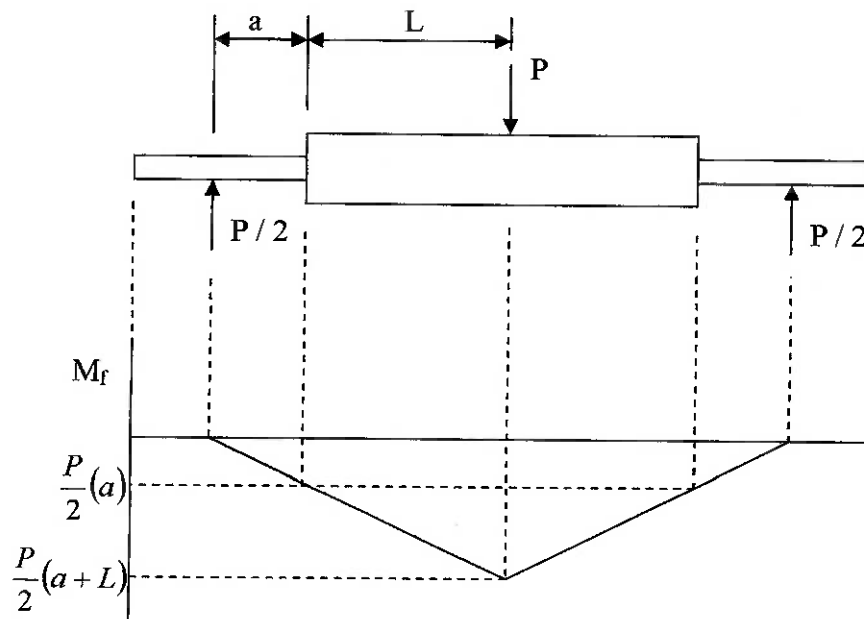
Para projetar deve-se admitir uma tensão limite para as peças, tensão esta muitas vezes menor que a de escoamento e projetar para este valor de tensão constante. O deslocamento produzido por estas tensões deve ser bem pequeno.

Devido ao tamanho diminuto dos eixos, as cargas de cisalhamento serão muito importantes para definir o tamanho do eixo no momento em que solicitam severamente suas seções, mas causam deslocamentos bastante diminutos.

Os deslocamentos das peças apresentados a seguir serão apenas verificados após o projeto para que se possam validar estes requisitos.

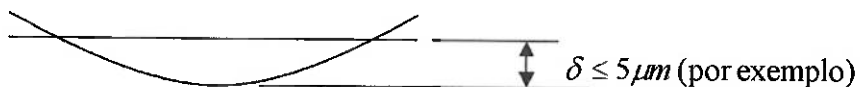
11.2.1. Projeto do eixo do garfo

Solicitação do elemento:



Quanto à força cortante, ela vale $P/2$ desde o lado esquerdo até o ponto onde P é aplicada e $-P/2$ no resto do eixo.

Requisito do projeto do eixo “garfo”



Para este cálculo se utilizará o método da carga unitária. O método aplicado para vigas e pórticos planos dispensa o uso do termo de cisalhamento, já que sua magnitude é muito inferior ao do momento fletor. Sendo M o momento fletor em função da posição x ao longo do eixo e m para o momento fletor quando aplicada a carga unitária, bem como

E o módulo de elasticidade do material e I o momento de inércia a flexão, tem-se que o deslocamento do ponto k em estudo será:

$$\delta_k = \sum_{b=1}^{Nb} \int_0^{lb} \frac{Mm}{EI} dx$$

As formas dos gráficos do momento fletor para a carga unitária e para P são as mesmas, exceto que para a carga unitária P vale 1.

Quanto à relação dos raios do eixo na seção mais fina e na mais grossa, tem-se um valor totalmente arbitrário. Por enquanto esta relação será i e o raio da menor seção vale r .

$$E_{\text{alumínio}} = 71 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

$$I_g = \frac{\pi}{4} i^4 r^4$$

$$I_p = \frac{\pi}{4} r^4$$

$$\delta_k = \frac{1}{EI_p} 2 \left(\frac{a}{3} \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{Pa}{2} \right) + \frac{1}{EI_g} \frac{L}{3} \left[\frac{1}{2} a \left(2 \frac{P}{2} a + \frac{P}{2} (a+L) \right) + \frac{1}{2} (a+L) \left(\frac{P}{2} a + 2 \frac{P}{2} (a+L) \right) \right]$$

$$\delta_k = \frac{P}{6E} \left\{ \frac{a^3}{I_p} + \frac{L}{I_g} \left[a^2 + a(a+L) + (a+L)^2 \right] \right\}$$

$$\delta_k = \frac{2P}{3\pi E r^4} \left\{ a^3 + \frac{L}{i^4} \left[a^2 + a(a+L) + (a+L)^2 \right] \right\}$$

$$r = \sqrt[4]{\frac{2P}{3\pi E \delta_k} \left\{ a^3 + \frac{L}{i^4} \left[a^2 + a(a+L) + (a+L)^2 \right] \right\}}$$

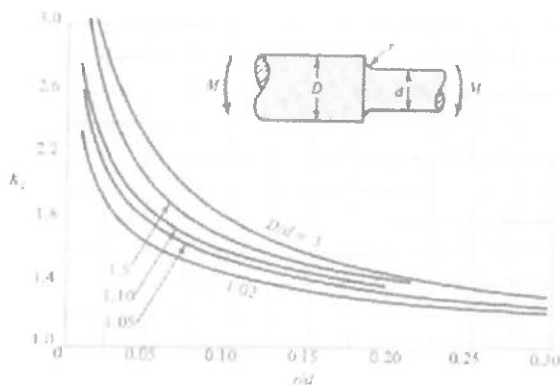
Também devem ser analisadas as tensões no eixo para verificar se a carga pode ser suportada. Especificamente a liga de alumínio 3003-H16 as seguintes características:

$S_y = 165 \text{ MPa}$ (tensão de escoamento)

$S_u = 179 \text{ MPa}$

$S_t = 65 \text{ MPa}$

Para os pontos onde há mudança de diâmetro, deve-se considerar os fatores de concentração de tensão segundo a figura abaixo:



O fator de concentração de tensões é dado por $K_f = 1 + q(K_t - 1)$. Onde K_t é obtido pelo gráfico e q pode ser considerado 0,4 para a dimensão esperada do raio de curvatura da zona concentradora de tensões.

Utilizando o conceito de von Misses quanto à tensão máxima a ser resistida pelo elemento mecânico em estudo, tem-se que:

$$\sigma = \frac{Mr}{I} \quad \tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} \text{ (seção transversal circular)}$$

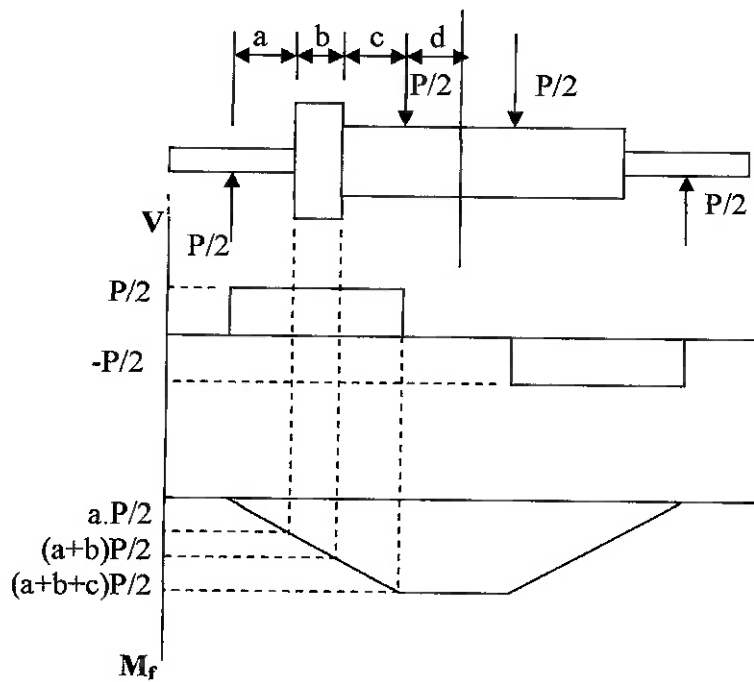
$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

$$K_f \sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_{esc}}{n_{segurança}}$$

11.2.2. Projeto do eixo central

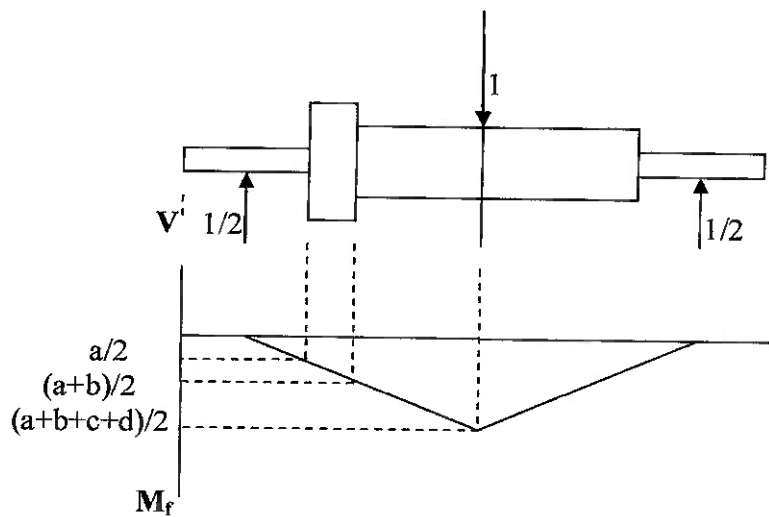
O projeto do eixo central envolve os mesmos conceitos do eixo anterior, no entanto seu arranjo é um pouco diferente:



Embora neste caso o ponto do centro do eixo não seja aquele que apresenta máxima deflexão devido ao encosto de rolamento à esquerda que altera o momento de inércia daquela seção específica, o ponto ainda pode ser entendido como um ponto de análise. Para a estimativa de deflexão este será o ponto estudado.

Fazendo o mesmo tratamento dado anteriormente, tem-se que:

Carga unitária:



$$E_{\text{alumínio}} = 71 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

$$I_g = \frac{\pi}{4} i^4 r^4 \quad I_m = \frac{\pi}{4} j^4 r^4 \quad I_p = \frac{\pi}{4} r^4$$

$$\begin{aligned} \delta_k = & \frac{2}{EI_p} \left(\frac{a}{3} \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{Pa}{2} \right) + \frac{b}{6E(I_m + I_g)} \left[\frac{aP}{2} \left(a + \frac{a+b}{2} \right) + (a+b) \frac{P}{2} \left(\frac{a}{2} + a+b \right) \right] + \\ & + \frac{c}{3EI_m} \left[\frac{(a+b)P}{2} \left(a+b + \frac{a+b+c}{2} \right) + \frac{(a+b+c)P}{2} \left(a+b+c + \frac{a+b}{2} \right) \right] + \\ & + \frac{dP}{2EI_m} (a+b+c) \left(a+b+c + \frac{d}{2} \right) \end{aligned}$$

$$\delta_k = \frac{Pa^3}{6EI_p} + \frac{bP}{12E(I_m + I_g)} \left[\frac{a}{2}(3a+b) + (a+b) \left(\frac{3}{2}a+b \right) \right] +$$

$$+ \frac{cP}{6EI_m} \left[(a+b) \left(a+b + \frac{a+b+c}{2} \right) + (a+b+c) \left(a+b+c + \frac{a+b}{2} \right) \right] +$$

$$+ \frac{dP}{2EI_m} (a+b+c) \left(a+b+c + \frac{d}{2} \right)$$

11.2.3. Projeto dos eixos das articulações periféricas

O eixo da parte que será ligada à uma haste só sofre carregamentos de compressão e tração, pois a haste apenas sofre estes tipos de carregamento. No caso do eixo que será ligado à plataforma, este sofre carregamentos axiais e radiais.

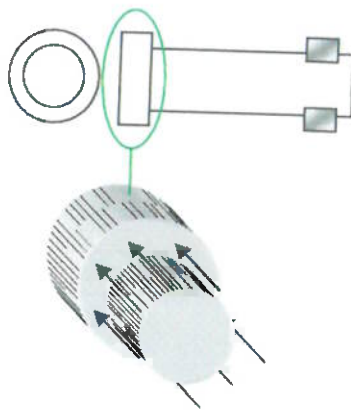


Figura 29: Carregamento no eixo do punho que será ligado a uma haste

Quando o eixo é carregado com cargas de compressão, apenas uma seção muito pequena do eixo sofre o carregamento, mais precisamente o encosto de um dos rolamentos de contato angular. Do outro lado deve ser presa uma porca para que se possa dar o devido aperto nos rolamentos eliminando a folga, assim, na tração, todo o

eixo é solicitado. Como o comprimento do eixo é proporcional à sua elongação, devemos minimizar o comprimento do mesmo.

Resumidamente, para os cálculos quanto à deformação, deve-se apenas considerar o caso da tração, mas deve-se verificar a solicitação de todos os componentes do eixo quanto aos esforços tanto de tração como compressão.

A deformação da região da rosca pode ser considerada desprezível perante a deformação do resto do eixo, assim:

$$\frac{F}{A} = E \frac{\delta}{L} \Rightarrow \delta = \frac{FL}{AE}$$

No caso da verificação de tensões:

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{esc}}{n_{segurança}}$$

O eixo a ser ligado à plataforma não é tão facilmente verificável, pois se for totalmente solicitado radialmente não será solicitado axialmente e vice-versa. Existem ainda inúmeros casos intermediários onde a solicitação é mista e com cargas bem diferentes. Este eixo só pode ser verificado com segurança em um programa de MEF.

11.3. Escolha dos rolamentos

Embora os rolamentos de praticamente qualquer empresa servissem, optou-se pelos rolamentos de precisão da SKF.

Os rolamentos foram selecionados de acordo com seus valores de capacidade de carga estática, conforme tabelado no catálogo. Ainda o próprio catálogo apresenta as fórmulas que devem ser utilizadas para o cálculo deste parâmetro.

A norma exige que os rolamentos projetados para carregamentos estáticos (nosso caso, já que giram numa rotação baixa) devam possuir no mínimo um fator de segurança igual a 3 para os de esferas e de 5 para os de rolos.

O apêndice de rolamentos contém as páginas do catálogo de onde se extraiu as fórmulas.

Os tipos de rolamento utilizados são os seguintes:

- 1) Rolamentos de contato angular (radial)
- 2) Rolamentos de contato angular (axial)
- 3) Rolamentos cônicos de rolos (resiste bem a esforços radiais e axiais)

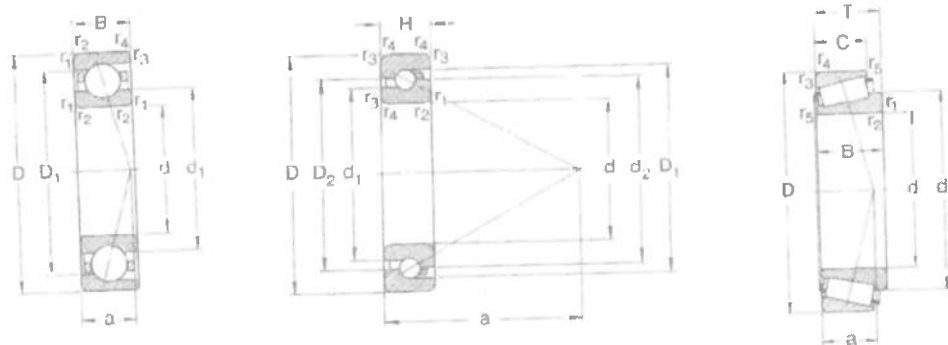


Figura 30: Da esquerda para a direita os tipos de rolamento (1), (2) e (3).

Modelos utilizados no punho:

- (1) 7207CD
- (2) BSD3572
- (3) 32008X

11.4. Resultado final

A partir da escolha dos rolamentos, projetou-se o punho e então através do uso de áreas equivalentes e as fórmulas apresentadas anteriormente pode-se verificar que o punho atende às especificações requeridas mencionadas anteriormente.

No projeto do componente utilizou-se o Inventor 7.0 como software de CAD.



Figura 31: Punho esférico final – figura 1

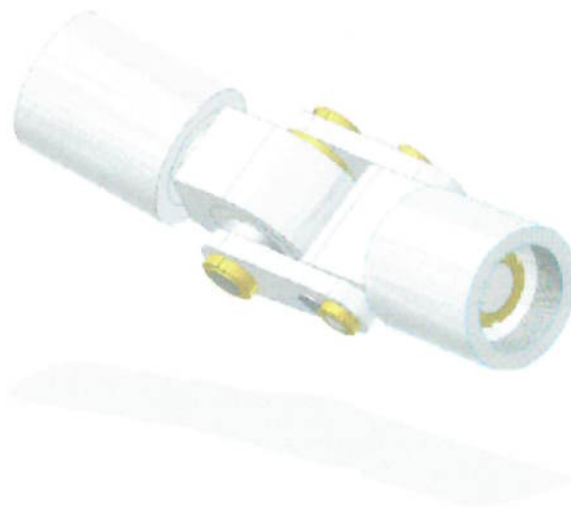


Figura 32: Punho esférico final – figura 2

Os desenhos do punho estão no apêndice de desenhos. Apenas mais um detalhe quanto aos projetos é que se usaram porcas de precisão SKF também. As porcas são fabricadas em dois modelos: em um deles a porca possui ranhuras para que possa ser fixada através de arruelas de fixação ou através de parafusos (na verdade apenas um). Essas porcas não são de ultraprecisão, então foram usadas apenas com intuito de fixação de peças. O segundo tipo de porca não possui ranhuras e utiliza três parafusos para fixação no eixo. Os parafusos são inclinados de um ângulo igual ao filete de rosca então são posicionados perpendicularmente aos filetes de rosca. É importante salientar que a forma construtiva da porca também livra estes parafusos de quaisquer tensões devido a esforços sobre a porca.

12. PROJETO DAS JUNTAS UNIVERSAIS

Segue-se um procedimento muito parecido ao utilizado para o punho esférico, no entanto algumas considerações tornam-se mais importantes aqui no caso da arquitetura, pois os dois eixos de rotação devem ser concorrentes e deve-se também pensar na dilatação térmica dos rolamentos, dando preferência a montagens costa com costa, mesmo que exijam mais espaço.

Novamente os desenhos encontram-se no apêndice de desenhos.

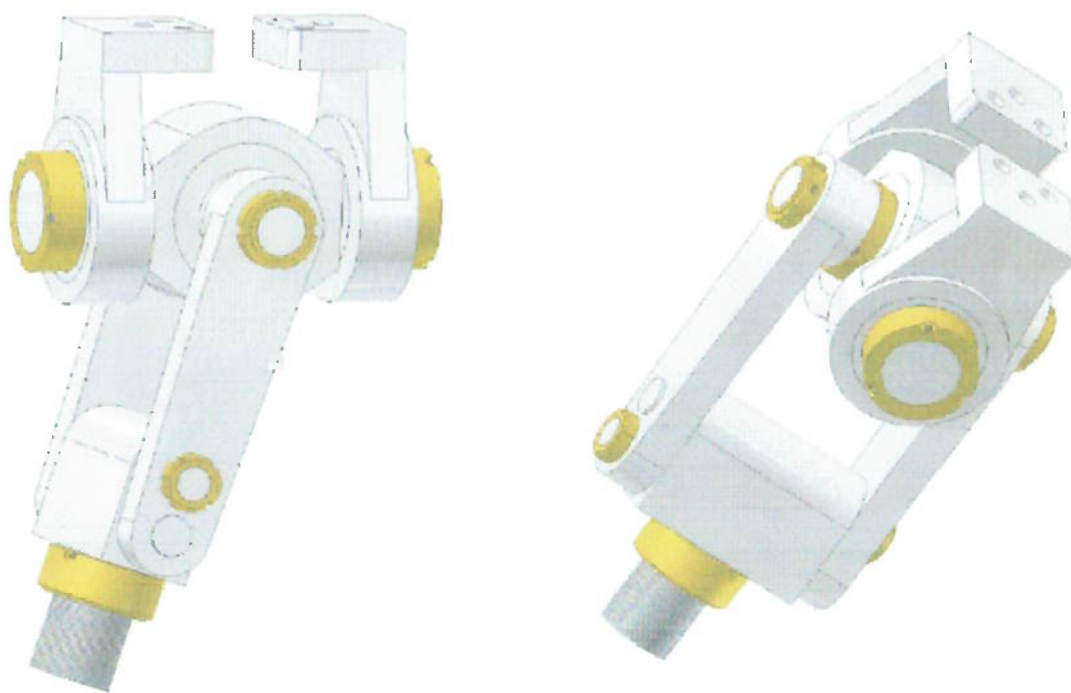


Figura 33: Junta universal projetada

13. SELEÇÃO DAS GUIAS

Optou-se pelos produtos da NSK, mas salienta-se que poderia ser de qualquer outra companhia fabricante de fusos.

Uma outra possibilidade para o projeto é a seleção de guias lineares e motores lineares. Na verdade este conjunto é mais utilizado nestes equipamentos, no entanto são muito custosos e não possuem uma rigidez adequada, embora possam operar em velocidades muito altas e possuírem altíssima precisão.

Por questão de tempo não foi possível selecionar as guias lineares de sustentação do fuso e os mancais do fuso, mas a partir da escolha deste o resto não é difícil.

13.1. Seleção do fuso de esferas recirculantes

Existe uma série de passos que devem ser levados em consideração quando se escolhe uma guia. O próprio catálogo de guias da NSK já possui um fluxograma que deve ser seguido para a seleção. Vamos então seguir estes passos:

13.1.1. Condições de uso

Deve-se especificar a carga, a velocidade de operação e a vida requerida do fuso.

Quanto à carga, já determinamos antes que seria de 14kN na haste, no entanto deve-se considerar apenas a parcela desta carga que solicita axialmente o fuso, pois a parcela radial pode ser resistida com apoios paralelos ao fuso. No pior caso as hastes formam um ângulo de 30 graus com as guias, o que dá uma tensão máxima 12kN.

A velocidade angular dos fusos depende do passo escolhido. Isso será um processo iterativo porque ao se escolher uma guia deve-se também calcular sua velocidade crítica. Se a velocidade máxima estiver acima da crítica, então deve ser selecionado um outro passo. Por enquanto escolhe-se um passo de 40mm para uma velocidade linear de 1200mm/s (lembramos que é uma máquina de usinagem rápida).

Operação da máquina	Carga axial (N)	Velocidade de avanço (mm/min)	Porcentagem do tempo (%)
Movimentação rápida	1000	72000	25
Usinagem leve a moderada	7000	3600	65
Usinagem pesada	12000	360	10

Tabela 6: Tabela de operação da máquina

13.1.2. Escolha do curso, da acurácia e tipo de castanha

Como já visto na otimização geométrica, o curso do fuso deve ser de 1600mm (aproximadamente). Por enquanto vamos selecionar o diâmetro do fuso como sendo de 50 mm. É preferível a escolha de fusos da classe C3 ou C5.

13.1.3. Cálculos para seleção do fuso e cálculos da rotação crítica

13.1.3.1. Fórmulas:

Carga média no fuso:

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_k^3 n_k t_k}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_k t_k}} (N)$$

Rotação média do fuso:

$$N_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_k t_k}{t_1 + t_2 + \dots + t_k} (rpm)$$

Capacidade de carga do fuso:

$$C_a \geq (60 N_m L_t)^{1/3} \cdot F_m \cdot f_w \cdot 10^{-2} (N)$$

Rotação crítica do fuso:

$$n_c = f \frac{d_r}{L^2} \times 10^7 (rpm)$$

Carga de flambagem:

$$P_{flam} = \frac{m \cdot d_r^4}{L^2} (N)$$

Limite da carga estática:

$$P_{est} = 115 \cdot d_r^2 (N)$$

Nomenclatura:

F_m força média atuante sobre o fuso

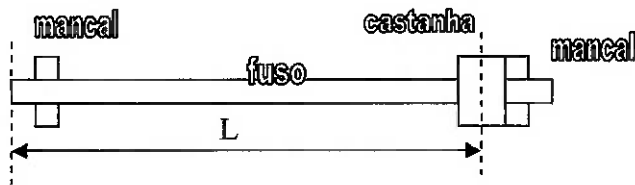
N_m rotação média do fuso

$F_1 \dots F_k$ forças presentes na tabela de operação da máquina

$n_1 \dots n_k$ rotação do fuso de acordo com a operação da máquina

$t_1 \dots t_k$ parcela de tempo (em %) que a máquina irá operar em um determinado modo

- d_r diâmetro do fuso
 C_a capacidade de carga
 L_t vida do fuso em horas
 f_w fator do modo de operação do fuso
 m e f fatores que dependem dos apoios das extremidades do fuso
 d_m diâmetro do fuso incluindo as esferas
 L curso do fuso + $\frac{1}{2}$ castanha + 1 mancal. A figura ilustra o parâmetro.



13.1.3.2. Cálculos:

Segundo o catálogo da NSK:

$L_t = 20000h$ (máquinas ferramenta)

$f_w = 1.5$ (operação normal)

$m = 19.9$ (apoios do tipo Fixo – Fixo)

$f = 21.9$ (apoios do tipo Fixo – Fixo)

Velocidade angular dos motores servo AC fica em torno de 3000 RPM

De acordo com as velocidades de operação do fuso e passo, tem-se que:

Passo de 40 mm:

$$n_1 = 72000/40 = 1800 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 90 \text{ rpm}$$

$$n_3 = 9 \text{ rpm}$$

Resultados:

$$F_m = 3512N$$

$$N_m = 509,4 \text{ rpm}$$

$$C_a > 44712N$$

$$d_r > 29,7 \text{ mm para } n_c > 1800 \text{ rpm}$$

$$d_r > 21,6 \text{ mm para não ocorrer flambagem}$$

$$d_r > 10,2 \text{ mm para suportar carga estática de 12kN}$$

Neste caso não foi preciso fazer um processo iterativo, pois o passo escolhido já é adequado para cumprir todos os parâmetros especificados. Observa-se que o fuso escolhido deve possuir diâmetro superior a 30 mm e capacidade de carga superior a 44712N.

Através do catálogo, percebe-se que para o passo de 40 mm existem apenas os diâmetros de 20mm e 40mm. Outro diâmetro é possível apenas sob encomenda. Como o diâmetro de 20mm não cumpre as especificações, escolheu-se o diâmetro de 40mm.

O fuso escolhido é o NSK - LPFC 4040-6.

Model No.	Shaft dia	Load	Max dia	Min dia	Lead	Thrust rating Turns x Circuits	Dynamic C _d	Static C _s	Dynamic C _d	Static C _s
LSFC 1616-3 LPFC 1616-3	16	16	2,748	16,66	13,7	1,7x2	5380	12500	650	1280
LSFC 1616-6 LPFC 1616-6	16	16	2,748	16,66	13,7	1,7x4	11000	25000	1100	2550
LSFC 2020-3 LPFC 2020-3	20	20	3,775	20,75	17,4	1,7x2	9670	21000	980	2140
LSFC 2020-6 LPFC 2020-6	20	20	3,775	20,75	17,4	1,7x4	17500	37000	1780	3760
LSFC 2525-3 LPFC 2525-3	25	25	5,969	26,0	21,9	1,7x2	14400	32800	1470	3350
LSFC 2525-6 LPFC 2525-6	25	25	5,969	26,0	21,9	1,7x4	26100	55600	2640	5690
LSFC 3232-3 LPFC 3232-3	32	32	8,767	33,75	28,3	1,7x2	21000	51600	2140	5260
LSFC 3232-6 LPFC 3232-6	32	32	8,767	33,75	28,3	1,7x4	38100	93000	3840	9500
LSFC 4040-3 LPFC 4040-3	40	40	11,35	41,75	35,2	1,7x2	23500	55500	2410	5820
LSFC 4040-6 LPFC 4040-6	40	40	11,35	41,75	35,2	1,7x4	40800	97300	4200	9700
LSFC 5050-3 LPFC 5050-3	50	50	17,516	52,25	54,1	1,7x2	30000	72500	3100	73800
LSFC 5050-6 LPFC 5050-6	50	50	17,516	52,25	54,1	1,7x4	50000	110000	5100	11600

Remarks: For LSFC, ratings in our Tables are theoretical values obtained from the static deformation between contact grooves and shaft under the static load is 30% of the dynamic load rating (L_d). For LPFC, ratings are theoretical values under a period is 10% of the dynamic load rating, and are then multiplied by 10. Refer to "Technical Description" (Page 284) for detail and pre-load before final final condition above or other, considering change in the deformation of the shaft and shaft.

Tabela 7: Tabela de fusos

14. A PLATAFORMA HEXAGONAL

Com o intuito de permitir a correta montagem dos punhos sem prejuízo do volume de trabalho da máquina, os locais de junção dos punhos foram inclinados 60° com relação à horizontal.

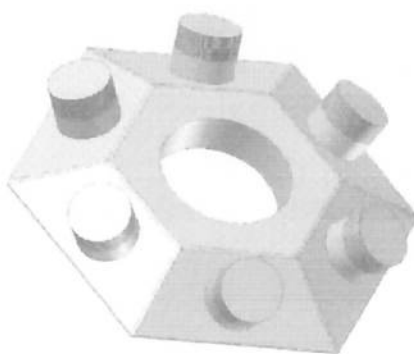


Figura 34: Plataforma hexagonal

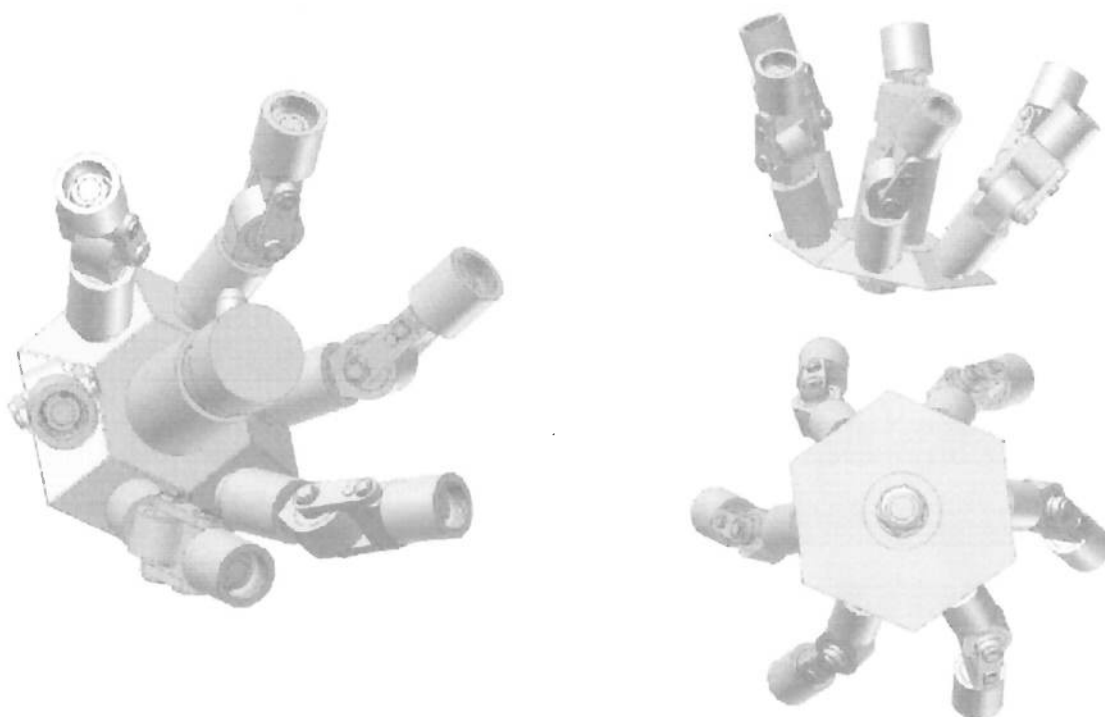


Figura 35: Montagem da plataforma com os seis punhos e o spindle

15. PRÓXIMOS PASSOS E CONCLUSÕES

Por questões de tempo não foi possível terminar completamente o projeto da máquina, no entanto, poucos são os passos que restam para a conclusão do projeto mecânico:

- Seleção das guias lineares para dar suporte aos fusos
- Seleção dos motores e encoders
- Projeto da estrutura da máquina
- Refinar o projeto como um todo, calculando erros de deslocamento devido às forças de usinagem e de inércia.

Pode-se iniciar o projeto de uma máquina de ultraprecisão neste trabalho, que incluiu também o estudo da viabilidade de muitas arquiteturas paralelas para se escolher uma com características interessantes e atrativas.

Próximos trabalhos podem utilizar os conceitos apresentados aqui e continuar o desenvolvimento do projeto que pode se tornar inclusive realidade.

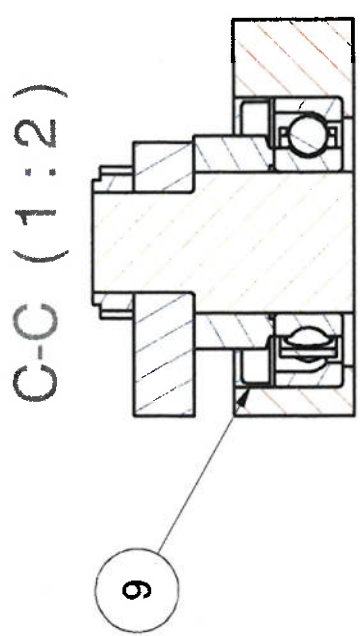
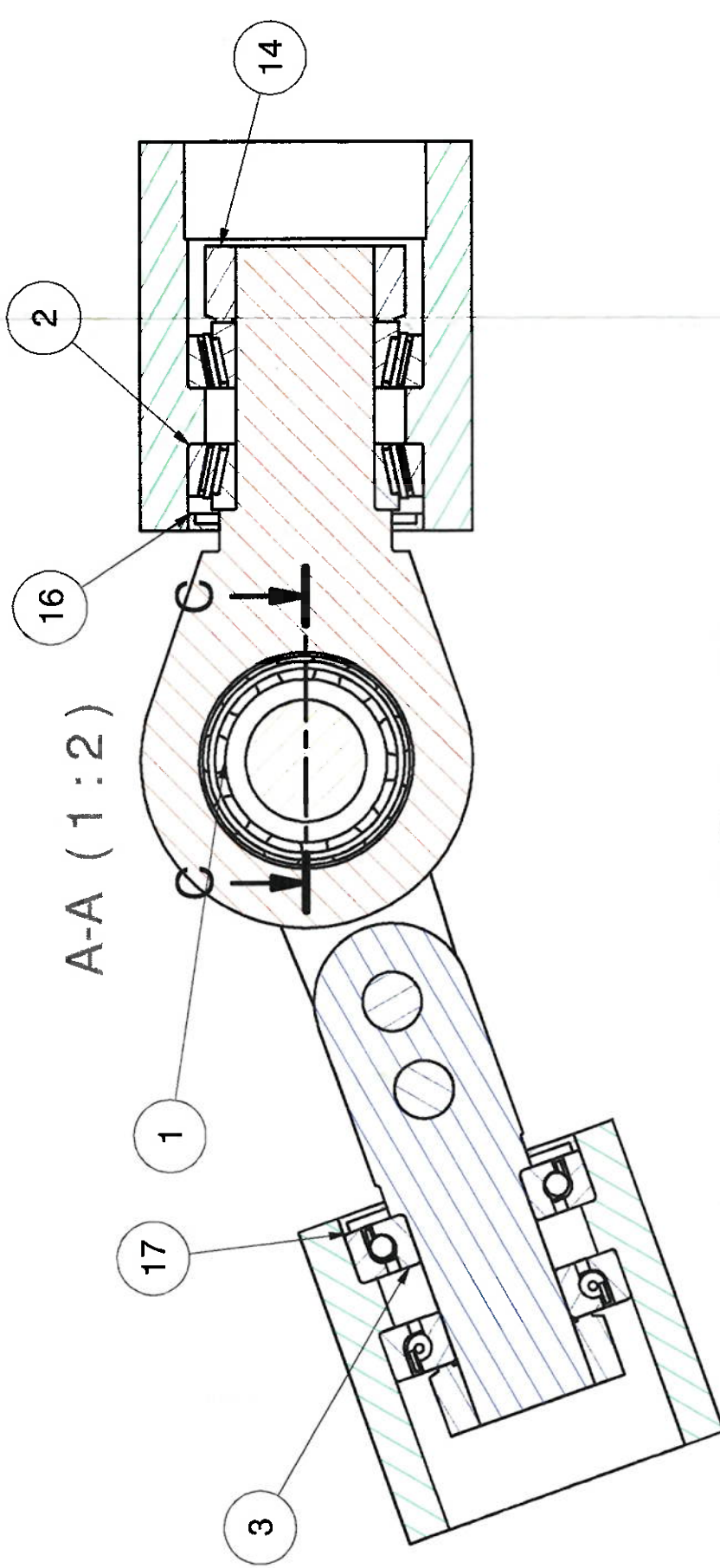
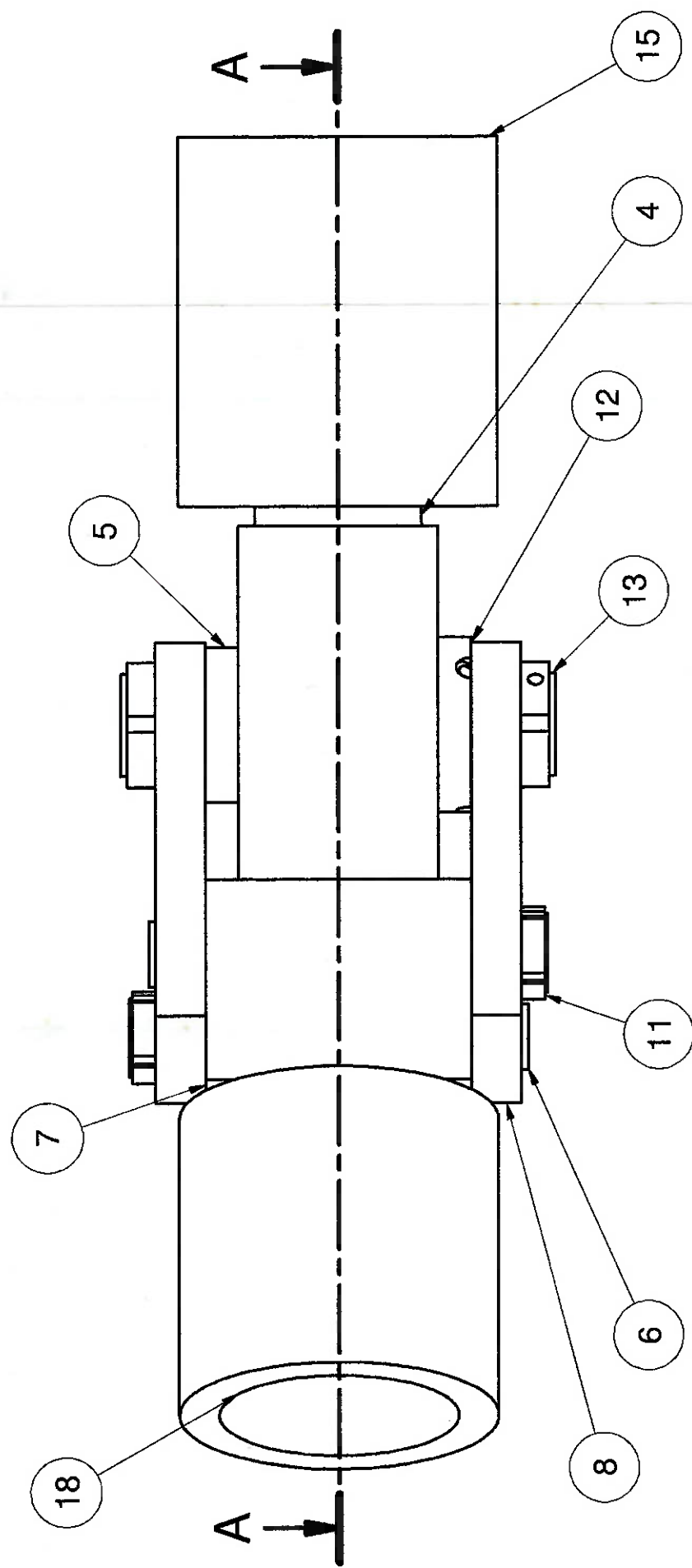
Para os autores deste trabalho fica uma enorme experiência no tocante a como apresentar e executar projetos de engenharia.

16. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Blümlein, 1999.** Wilhelm J. Blümlein, "*The hexapod*", Reprint from the fournal Maschine + Werkzeug, Wasserburg, Germany, 1999.
- Chiacchio et al., 1993.** P. Chiacchio, F. Pierrot, L. Sciavicco, B. Siciliano, "Robust design of independent joint controllers with experimentation on a high speed parallel robot", IEEE Trans. on Industrial Electronics, 40(4): 393-403, 1993.
- Codourey e Burdet, 1997.** A. Codourey, E. Burdet, "*A body oriented method for finding a linear form of the dynamic equations of fully parallel robots*", In IEEE International Conference on Robotics and Automation, pages 1612-1618, Albuquerque, April, 21-28, 1997.
- Colbaugh et al., 1993.** R. Coubagh, K. Glass, H. Seraji, "*Direct adaptive control of robotics systems*", In American Control Conference, pages 1138-1143, San Francisco, June, 2-4, 1993.
- Do e Yang, 1988.** W. Q. D. Do, D. C. H. Yang, "*Inverse dynamic analysis and simulation of a platform type of robot*", Journal of Robotics Systems, 5(3): 209-227, 1988.
- Fugimoto, 1991.** K. Fugimoto, "*Derivation and analysis of equations of motion for a six d.o.f direct drive wrist joint*", In IEEE International workshop on intelligent robots and systems (IROS), pages 779-784, Osaka, November, 3-5, 1991.
- Gosselin e Angeles, 1990.** C. Gosselin, J. Angeles, "Singularity analysis of closed-loop chains", IEEE Trans. on Robotics and Automation, 6(3): 281-290, June 1990.
- Honegger et al., 1997.** M. Honegger, A. Codourey, E. Burdet, "*Adaptive control of the hexaglide, a 6 dof parallel manipulator*", In IEEE International Conference on Robotics and Automation, pages 543-548, Albuquerque, April, 21-28, 1997.
- Honegger et al., 2000.** M. Honegger, R. Brega, G. Schweitzer, "*Application of a nonlinear adaptive controller to a 6 dof parallel manipulator*", Precedings of the IEEE Internationa Conference on Robotics and Automation, April, 2000, pages 1930-1935.

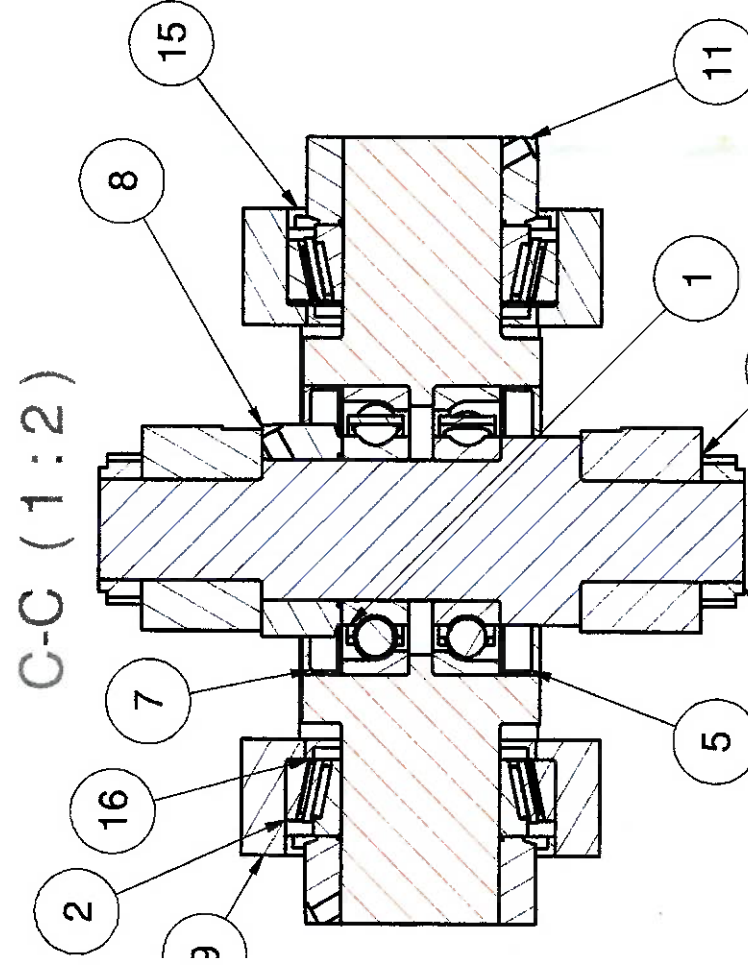
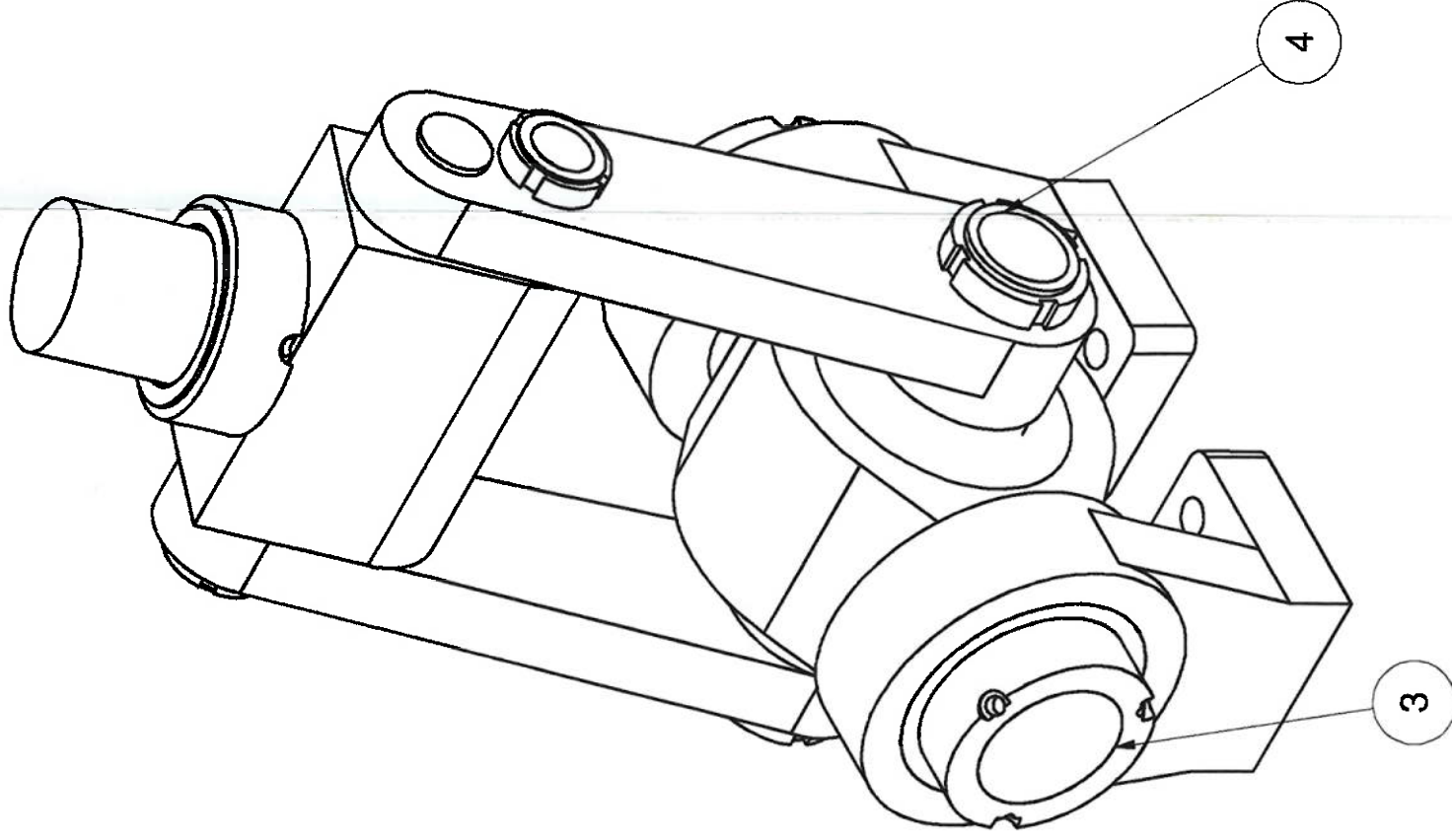
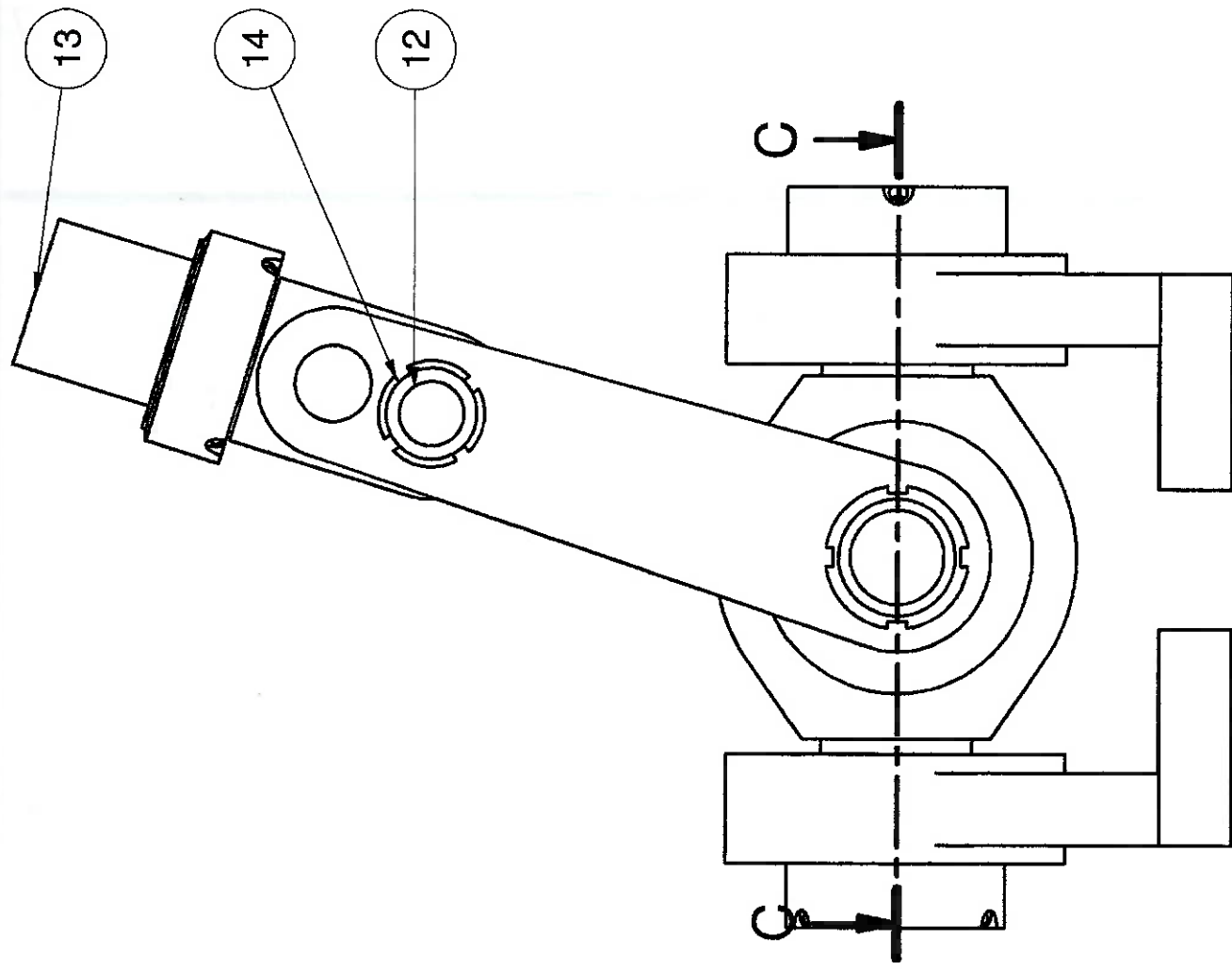
- Kim et al., 1999.** J. Kim, F. C. Park, J. M. Lee, “*A new machine tool capable of five face machining*”, Seoul National University, Korea, 1999.
- Knapp e Cobet, 2000.** Wolfgang Knapp, Matthias Cobet, “*The IWF Hexaglide: A new concept for high speed machining*”, IWF, Zürich, November, 2000.
- Merlet, 1992.** Jean-Pierre Merlet, “*Direct kinematics and assembly modes of parallel manipulators*”, International Journal of Robotics Research, 11(2): 150-162, April, 1992.
- Merlet, 2000.** Jean-Pierre Merlet, “*Parallel Robots*”, Kluwer Academic Publishers, Solid Mechanics and its applications, 2000.
- Pierrot et al., 1991.** F. Pierrot, M. Benoit, P. Dauchez, J-P Galmiche, “*High speed control of a parallel robot*”, In IEEE International Workshop on Intelligent Robots and Systems (IROS), pages 949-954, Ibaraki, Japan, July, 3-6, 1990.
- Reboulet e Berthomieu, 1991.** C. Reboulet, T. Berthomieu, “*Dynamic model of a six degree of freedom parallel manipulator*”, In ICAR, pages 1153-1157, January, 1991.
- Silva, 2003.** Emílio C. N. Silva, “*Otimização aplicada ao projeto de sistemas mecânicos*”, Apostila do curso de PMR-5215, Departamento de Engenharia Mecatrônica, USP, 2003.

17. APÊNDICE DE DESENHOS



Parts List			
ITEM	QTY	PART NUMBER	
1	2	Rolamento 7207CD	
2	2	Rolamento 32008X	
3	2	Rolamento BSD3572	
4	1	Camisa central	
5	1	Eixo Central	
6	2	Eixo de fixação da conexão para a haste	
7	1	Eixo da conexão para a haste	
8	2	Suporte lateral da conexão para a haste	
9	1	Tampinha da camisa central - n2	
10	1	Tampinha da camisa central - n1	
11	2	Porca SKF-KMK3-DIA17-28	
12	2	Porca SKF-KMTA7-DIA35-53	
13	2	Porca SKF-KMFE5-DIA25-38	
14	1	Porca SKF-KMTA8-DIA40-58	
15	1	Camisa para a plataforma	
16	1	Tampinha da camisa para ligar à plataforma	
17	1	Tampinha da camisa para ligar a uma haste	
18	1	Camisa para uma haste	

Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003	Scale 1:2
Desenho de conjunto do punho				Sheet 1 / 1



Parts List			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	2	Rolamento 7207CD	
2	2	Rolamento 32008X	
3	1	Camisa que abriga rolamentos radiais	
4	1	Eixo Central	
5	1	Tampinha da camisa central - n1	
6	2	Suporte lateral da conexão para a haste	
7	1	Tampinha da camisa central - n2	
8	1	Porca SKF-KMTA7	
9	2	Suporte dos rolamentos de roletes	
10	2	Porca SKF-KMFE5	
11	3	Porca SKF-KMTA8	
12	2	Eixo de fixação da conexão para a haste	
13	1	Eixo da conexão para a haste	
14	2	Porca SKF-KMK3	
15	2	Tampinha da junta universal n1	
16	2	Tampinha da junta universal n2	

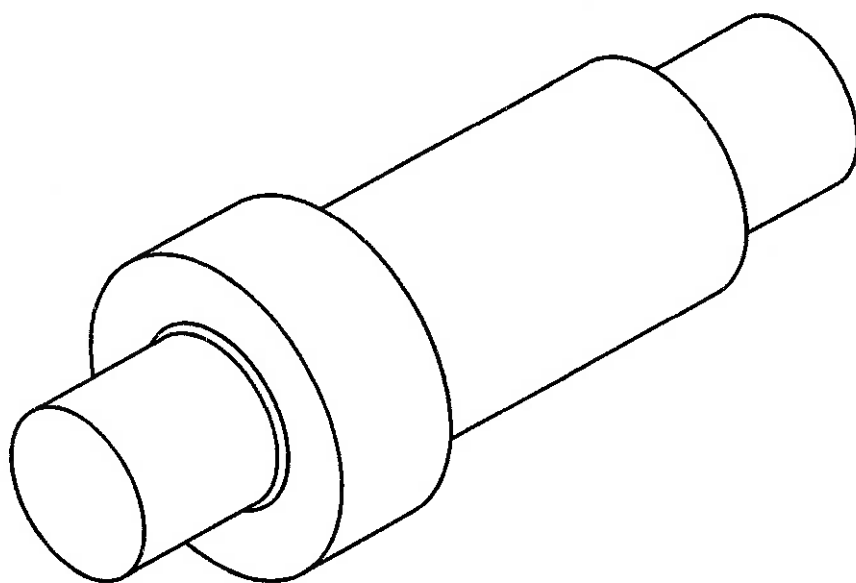
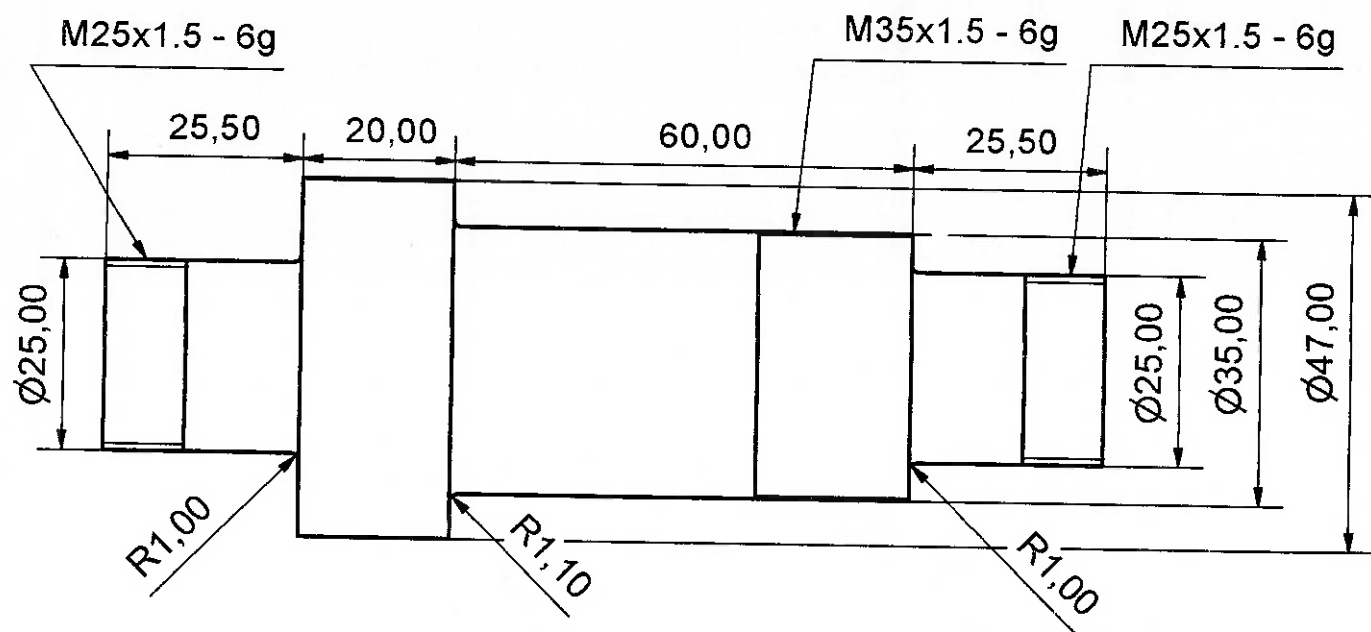
Designed by
Sylvio CTF

Approved by - date

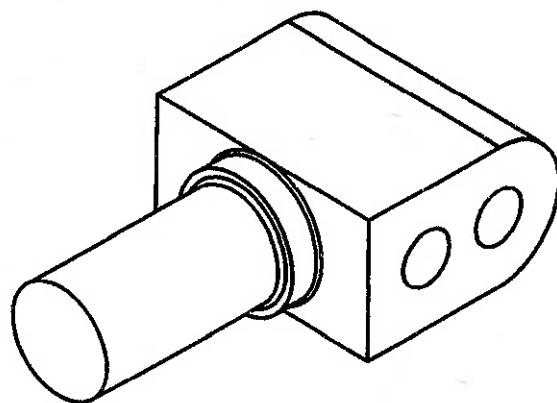
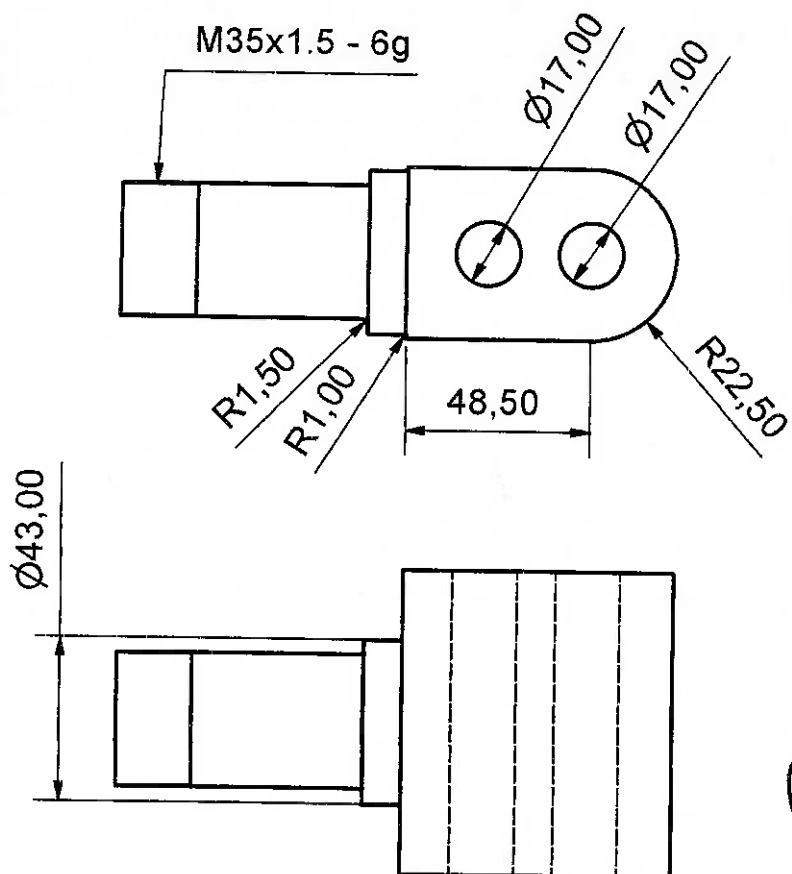
Date

21/11/2003

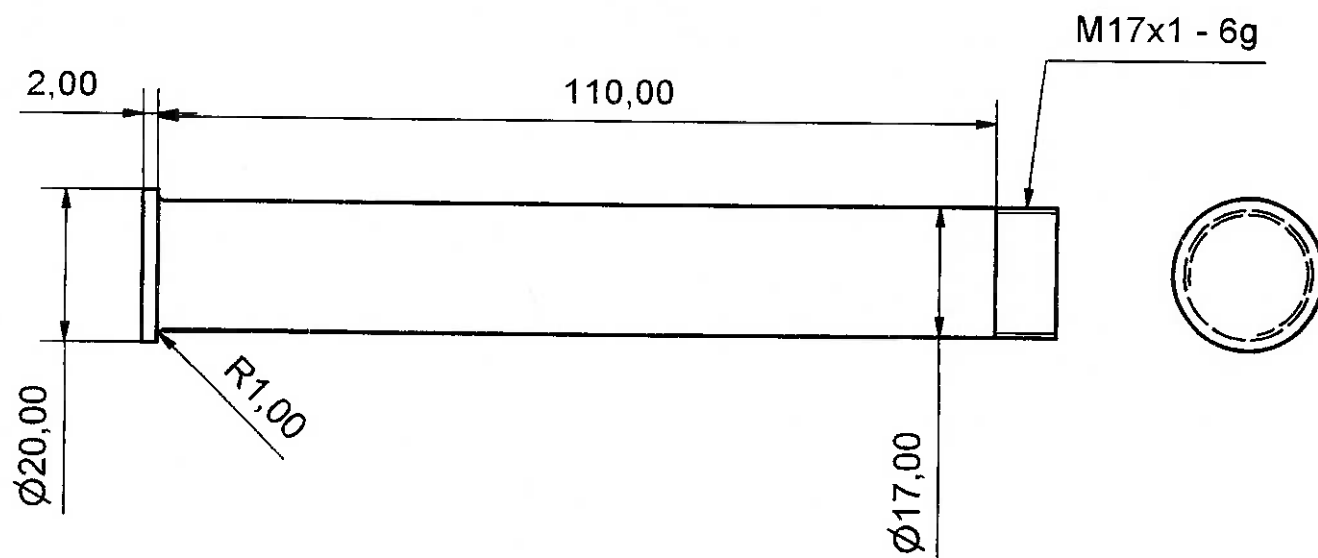
Desenhos do punho esférico



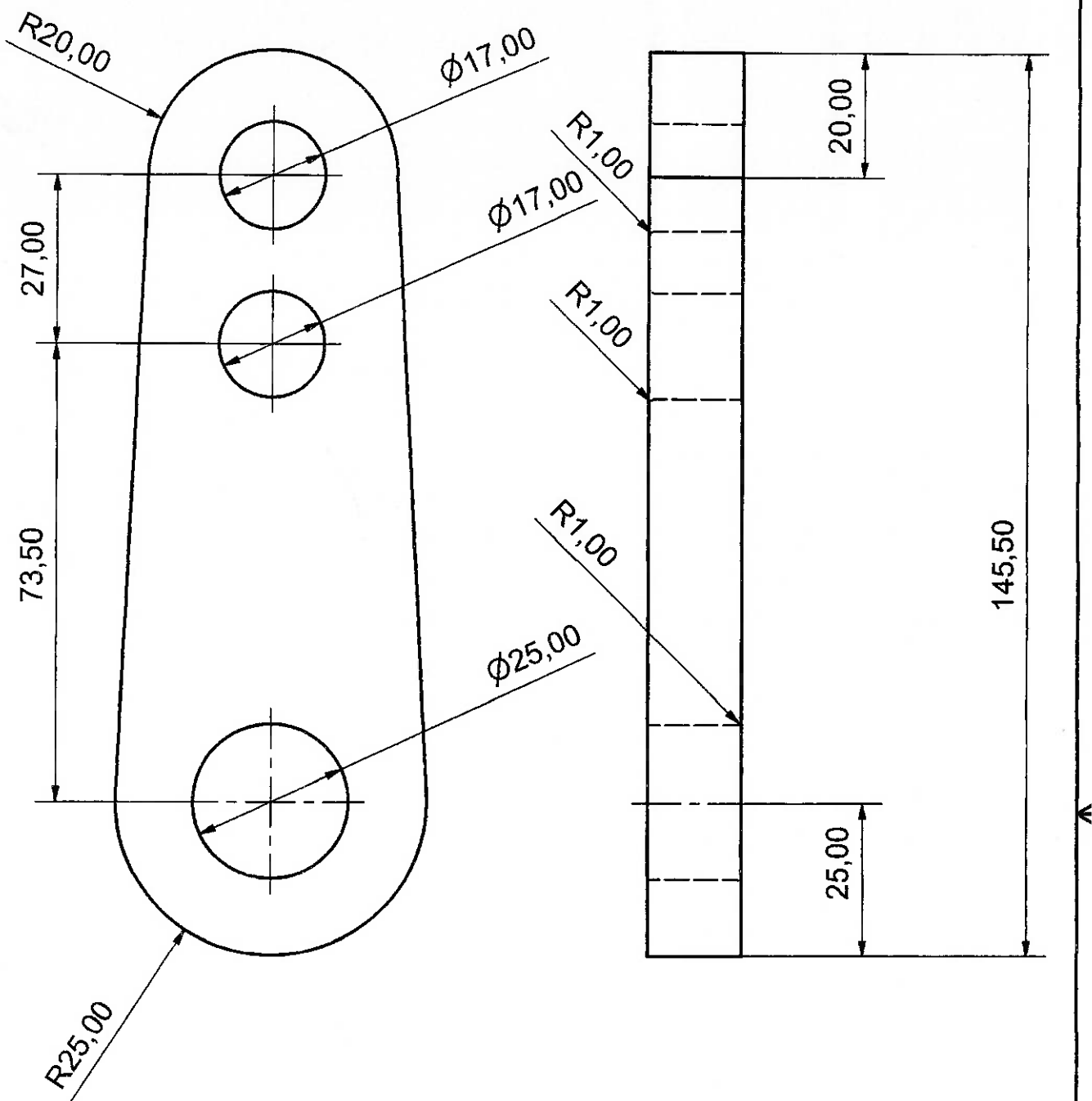
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003
		Eixo Central	
		Edition	Sheet 1 / 1



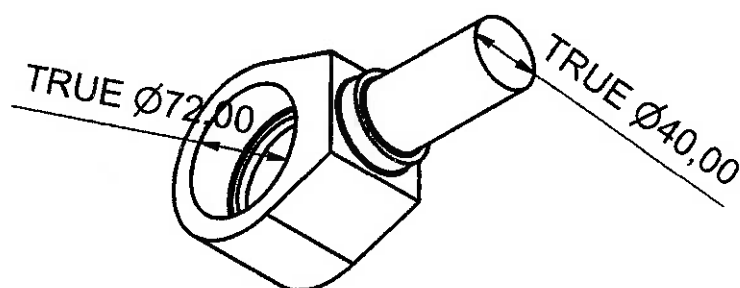
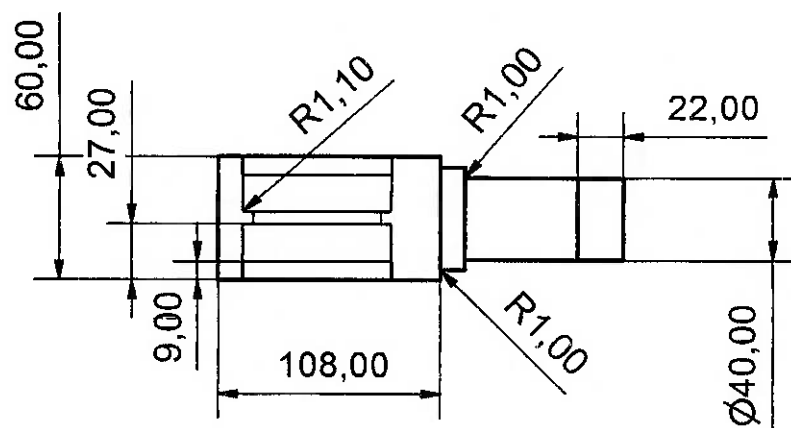
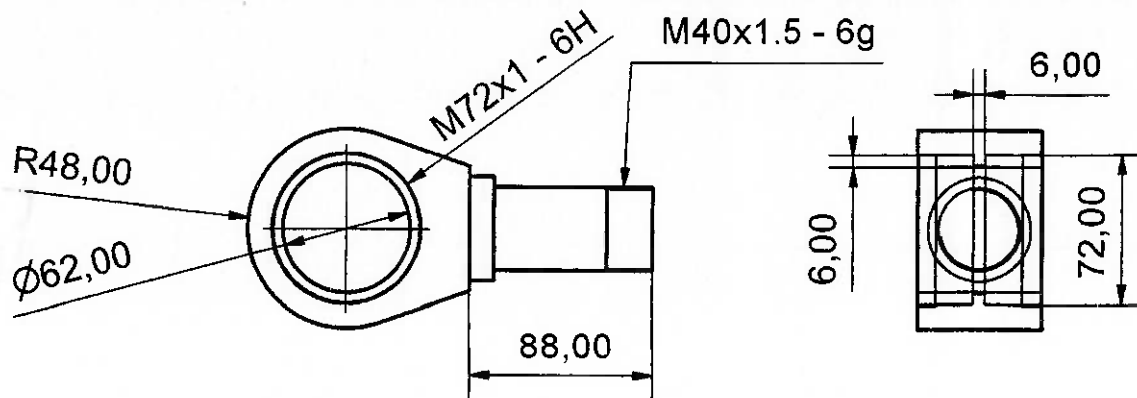
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003
		Eixo da conexão para a haste	Edition Sheet 1 / 1



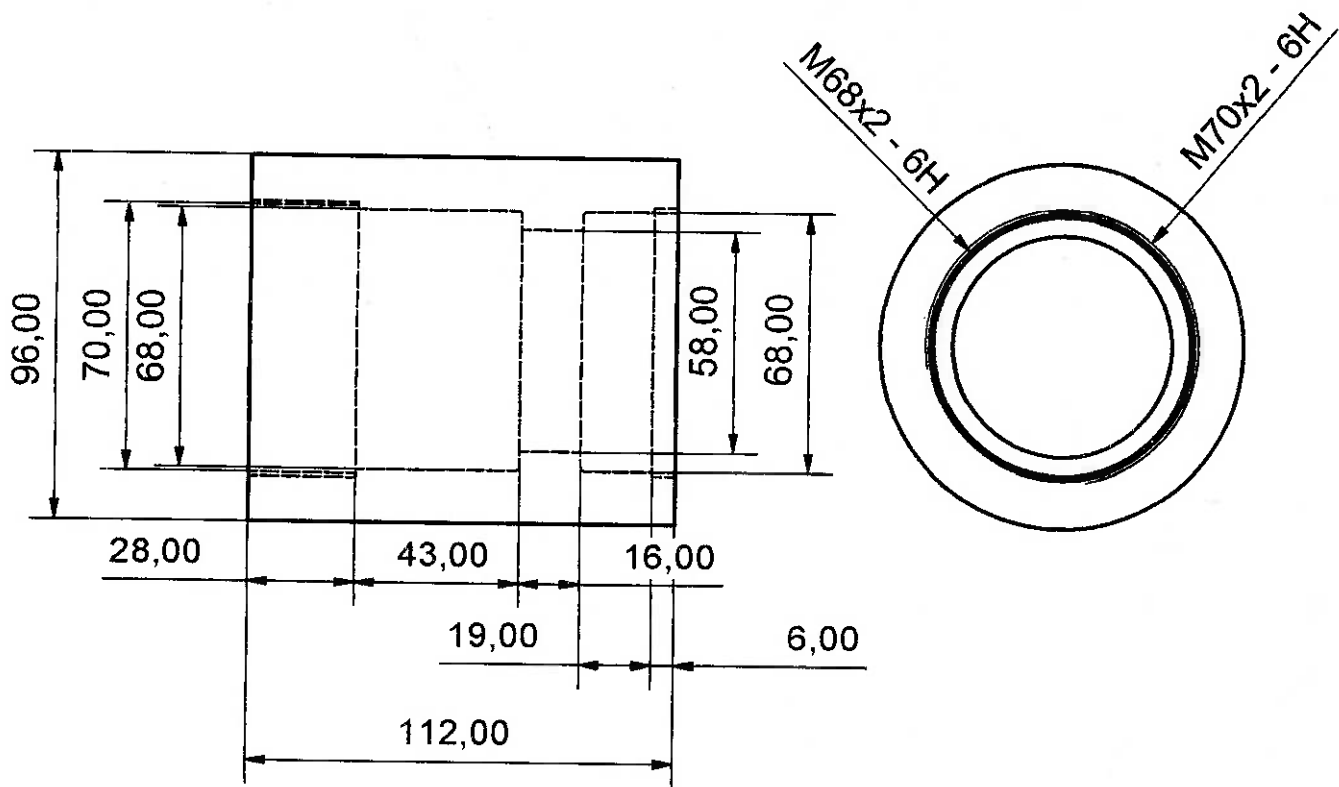
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003	
		Eixo de fixação da conecção para a haste		
		Edition	Sheet 1 / 1	



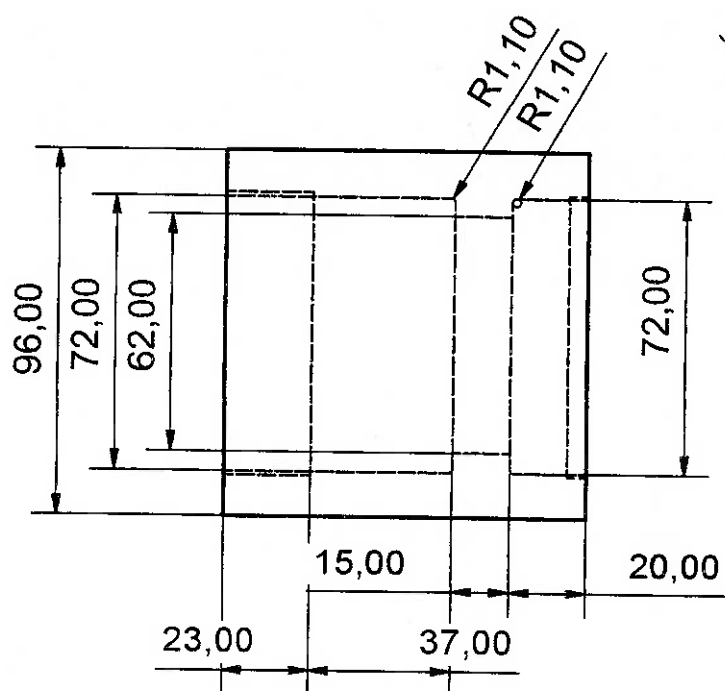
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003	
		Suporte lateral da conecção para a haste		
		Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003
		Camisa central	Edition Sheet 1 / 1

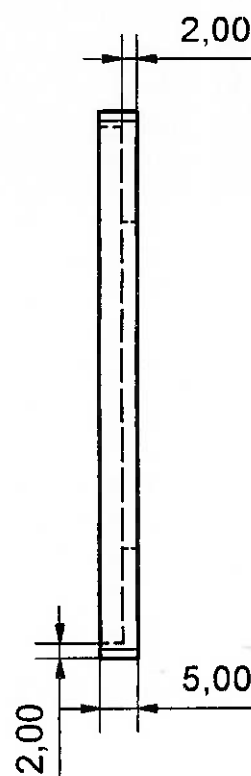
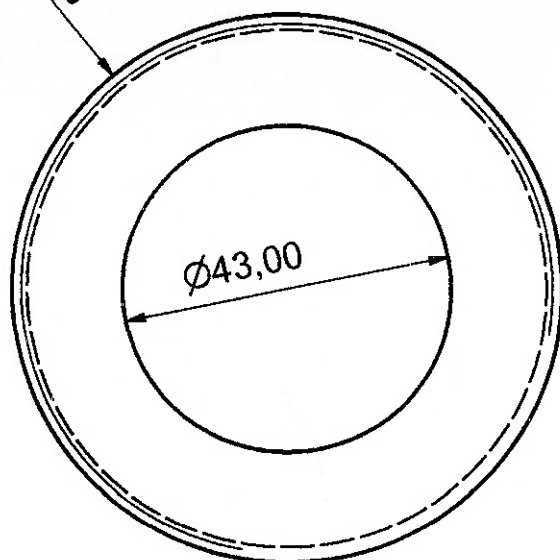


Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003
		Camisa para a plataforma	
		Edition	Sheet 1 / 1

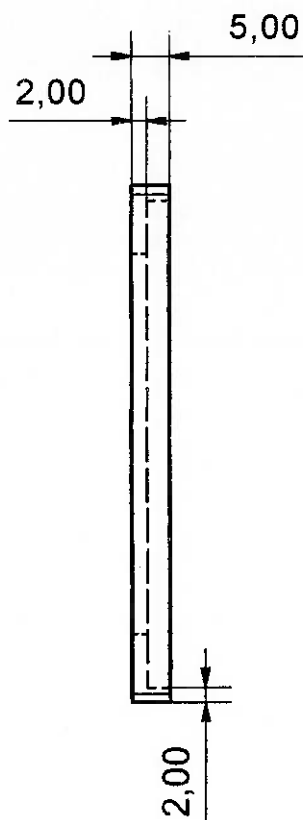
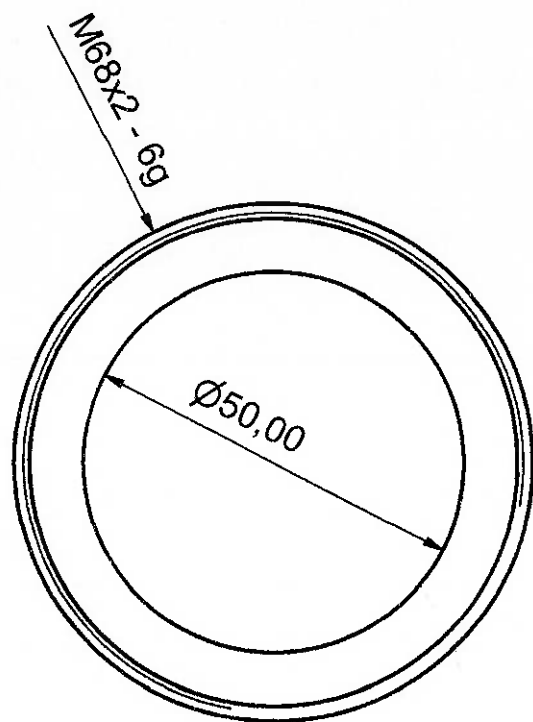


Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 14/11/2003	
		Camisa para uma haste		
		Edition	Sheet 1 / 1	

M72x2 - 6g

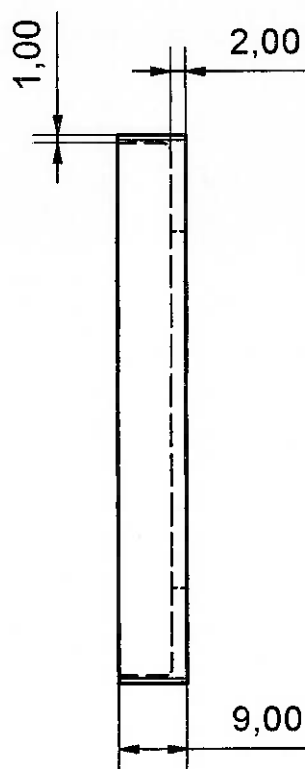
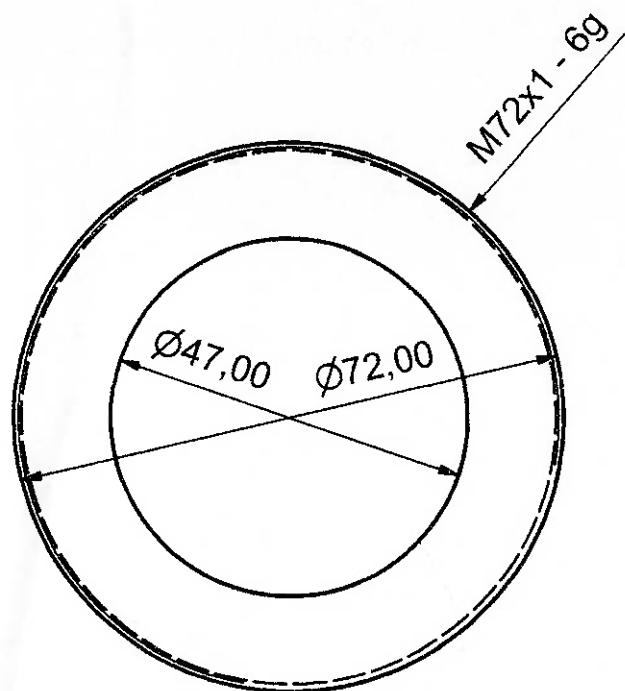


Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003	
		Tampinha da camisa para ligar a uma haste		
		Edition	Sheet 1 / 1	

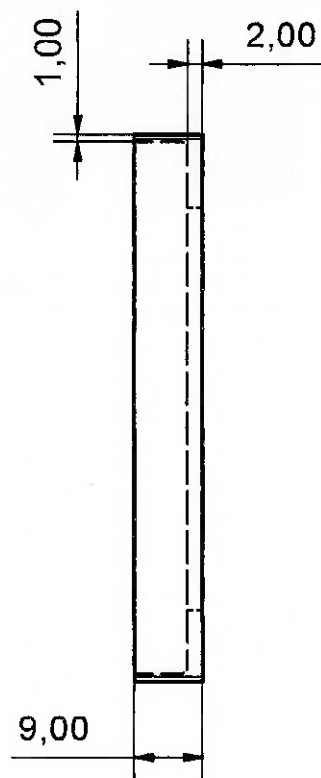
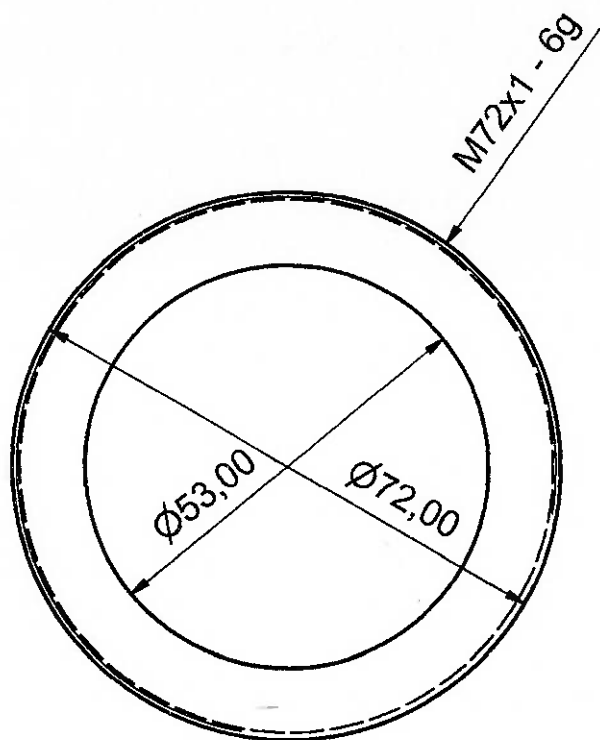


Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003
		Tampinha da camisa para ligar à plataforma	
		Edition	Sheet 1 / 1

Desenhos da junta universal

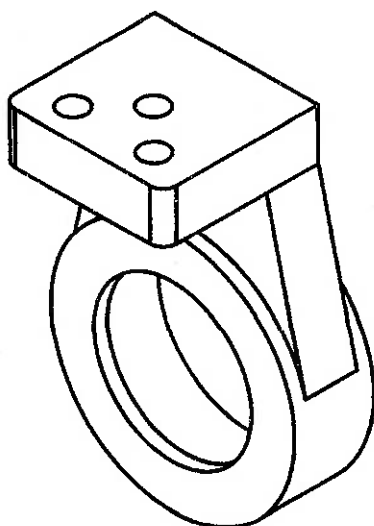
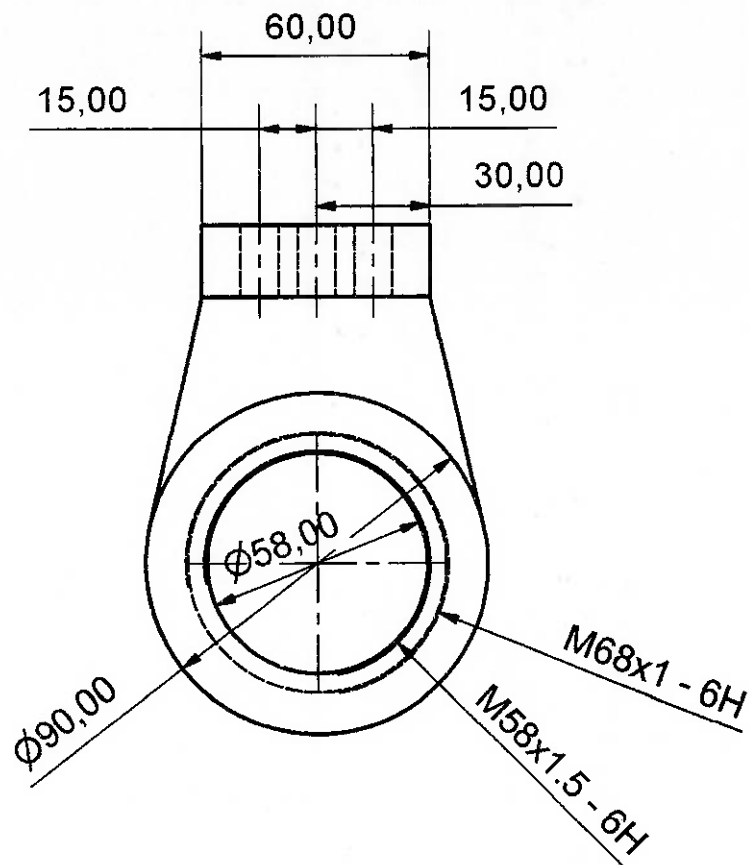
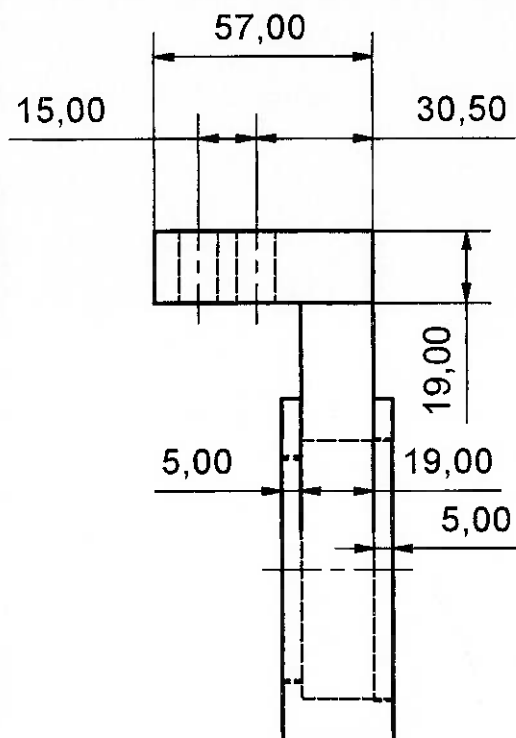


Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003	
		Tampinha da camisa central - n1		
		Edition	Sheet 1 / 1	

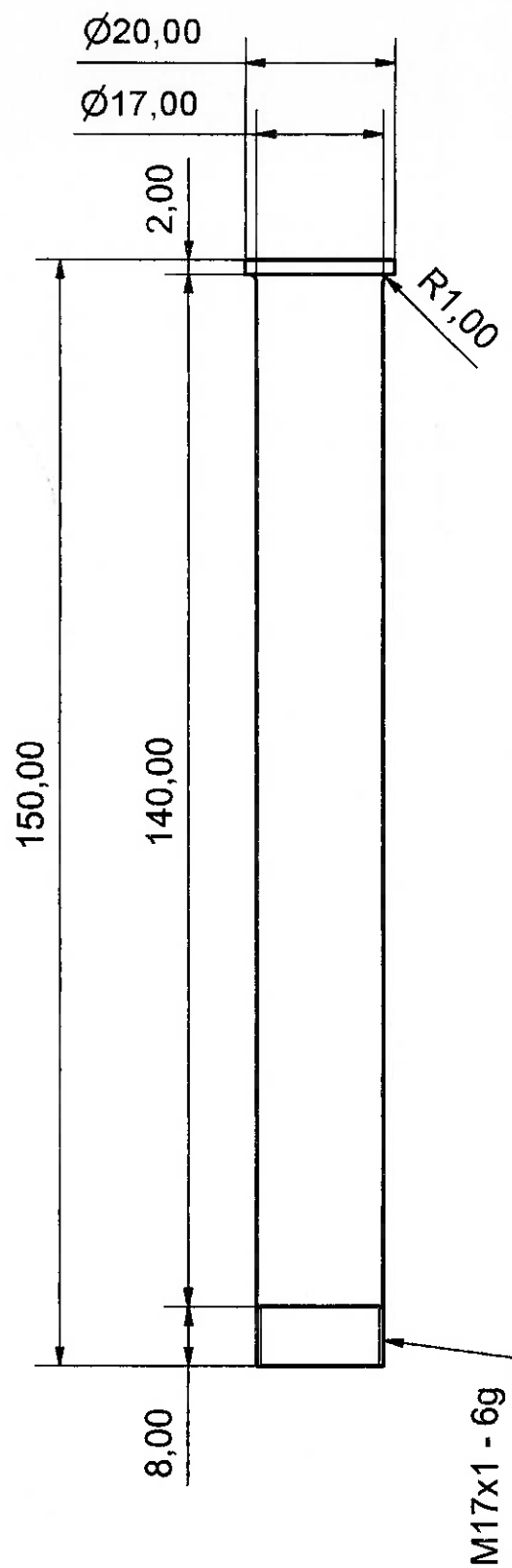


Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003	
		Tampinha da camisa central - n2		
		Edition	Sheet 1 / 1	

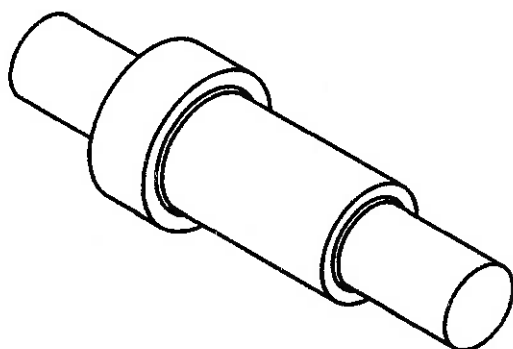
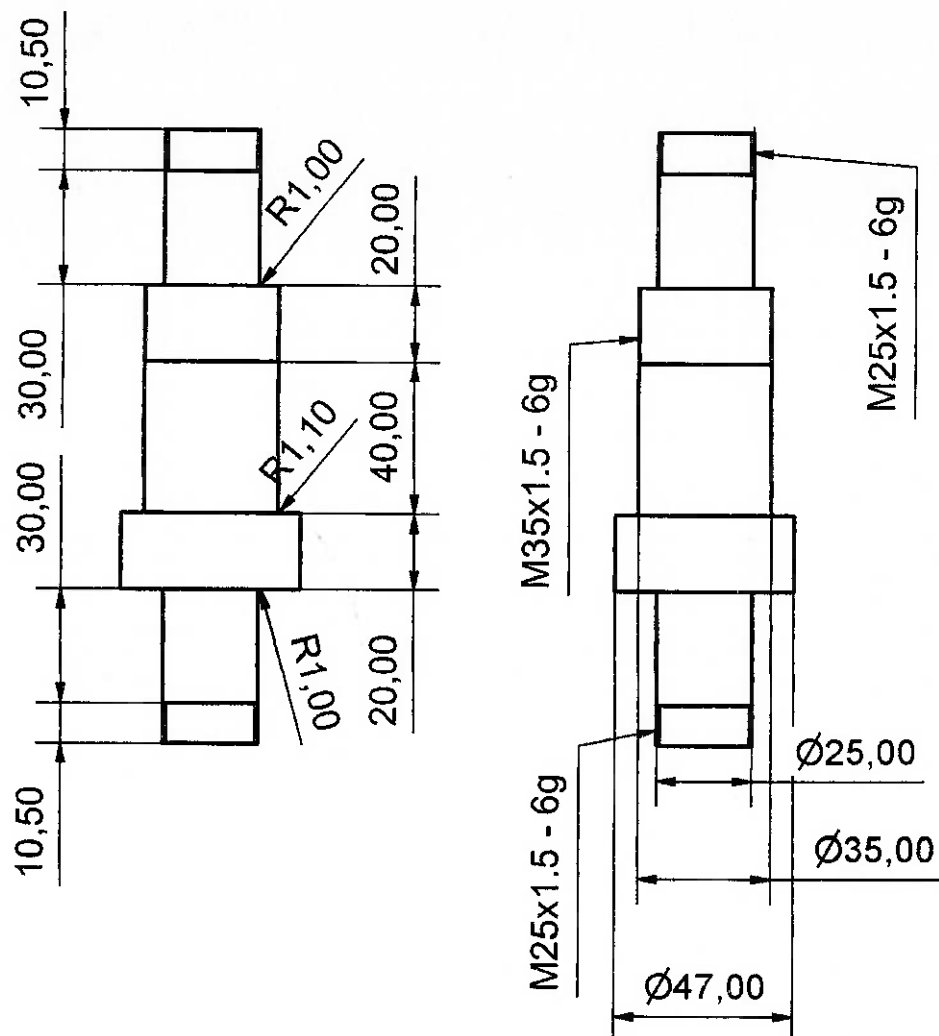




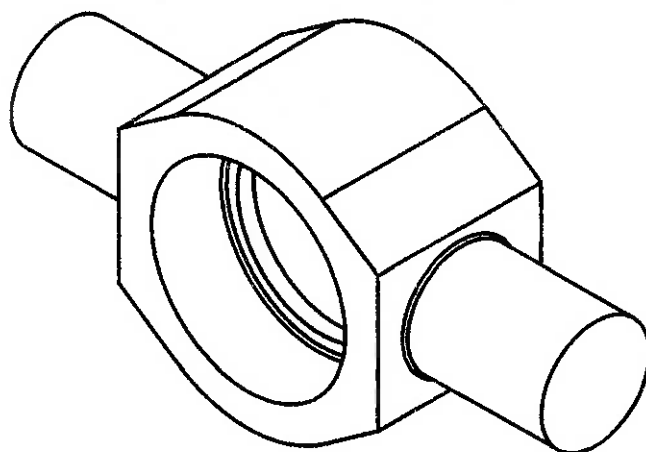
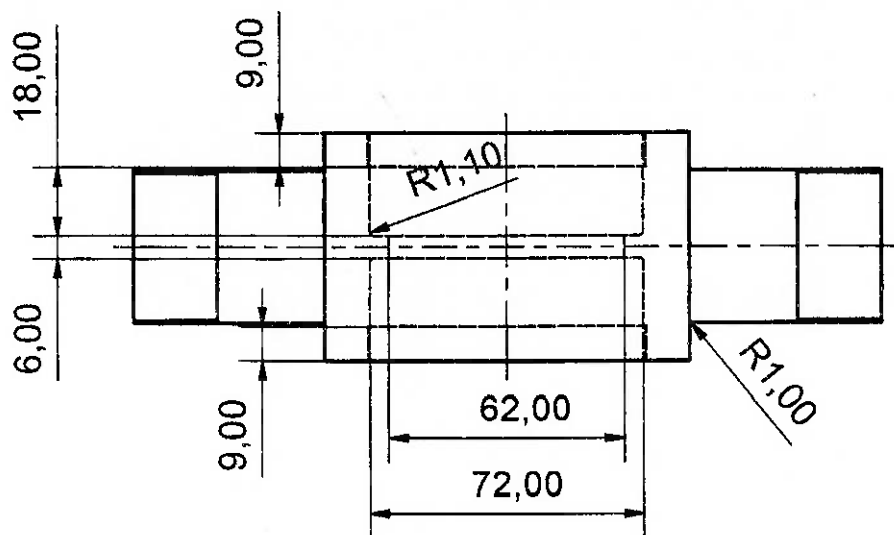
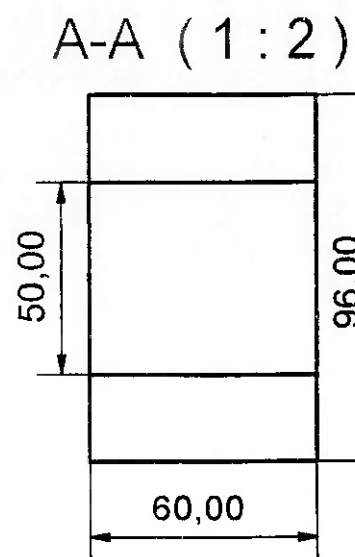
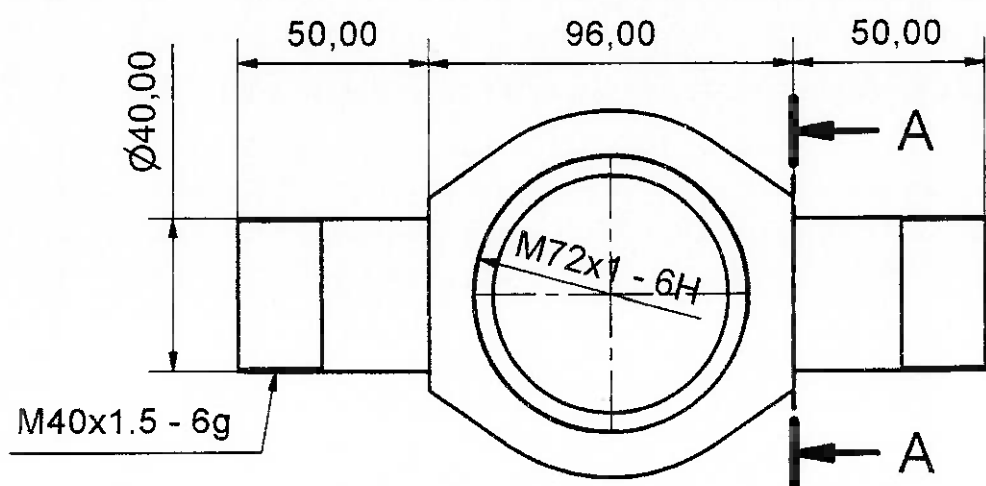
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003
		Suporte dos rolamentos de roletes	
		Edition	Sheet 1 / 1



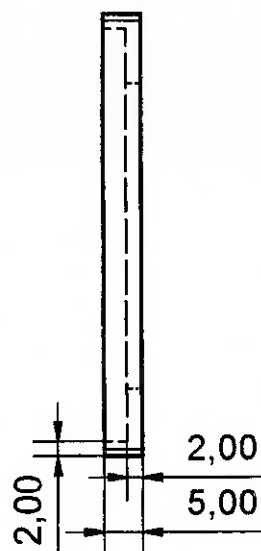
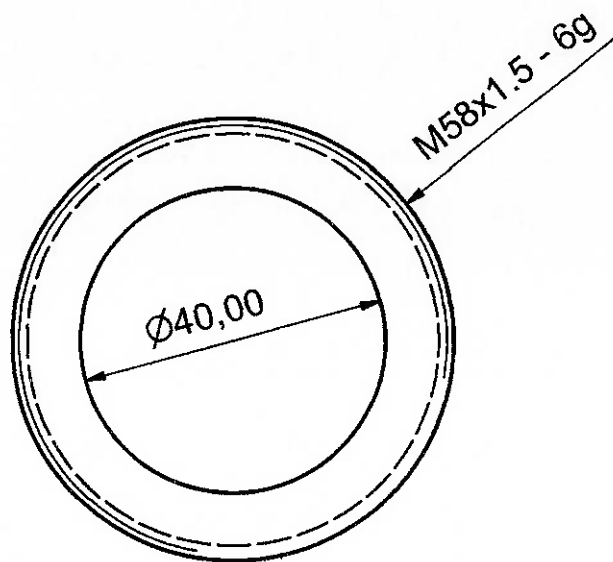
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003
		Eixo de fixação da conecção para a haste	Sheet 1 / 1
		Edition	



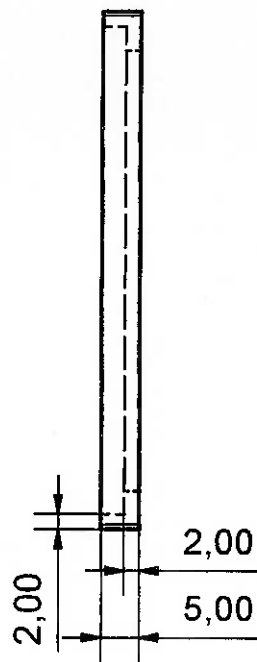
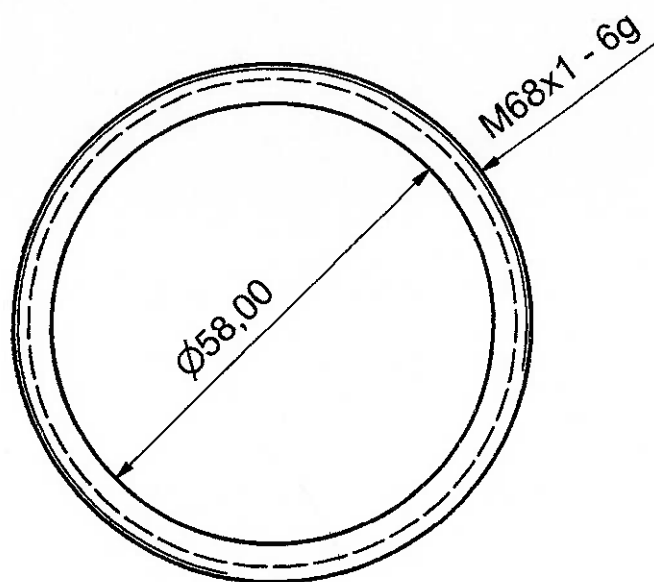
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003	
		Eixo Central-1		
		Edition	Sheet 1 / 1	



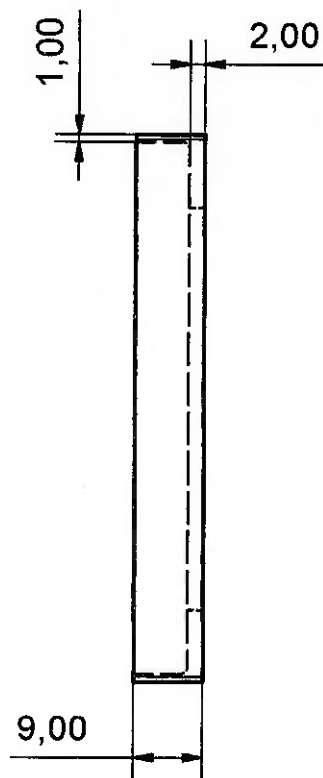
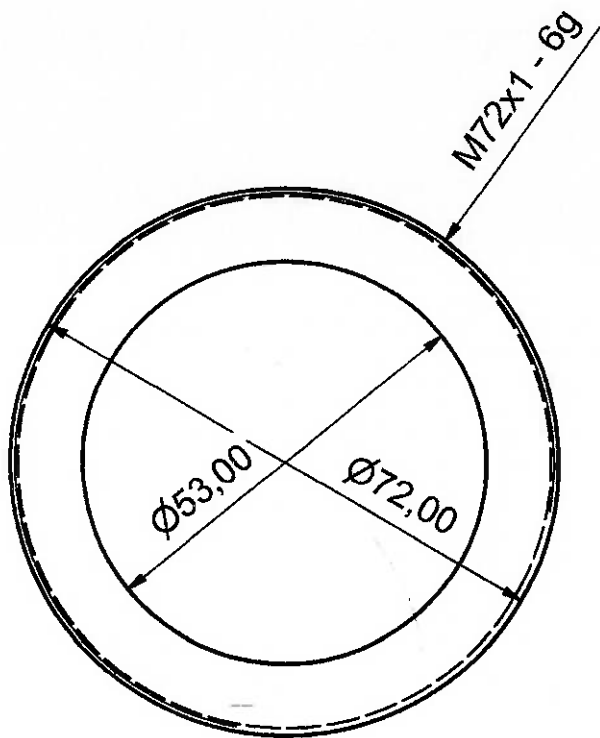
Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003
		Camisa que abriga rolamentos radiais	Edition Sheet 1 / 1



Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003	
			Edition	Sheet 1 / 1



Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003	
		Tampinha da junta universal n1		
		Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003
		Tampinha da camisa central - n2	
		Edition	Sheet 1 / 1

Holgura interna, precarga

La holgura interna o la precarga de los rodillos de una hilera de rodillos cónicos solamente se consiguen cuando los rodillos están montados; ello depende del ajuste del rodamiento contra un segundo rodamiento que proporciona una fijación axial en el sentido opuesto.

Para conseguir una elevada rigidez del sistema, así como una gran exactitud de giro, los rodillos de una hilera de rodillos cónicos deben tener una holgura muy pequeña o una precarga ligera una vez montados. La magnitud de la holgura o precarga depende de las condiciones de funcionamiento y de la precisión de forma de los componentes adyacentes, como ya se explicó en la sección "Rodamientos de rodillos cilíndricos" de la página 89. La precarga máxima admisible para los rodamientos de rodillos cónicos se encuentra entre 5 y 20 μm , dependiendo del tamaño del rodamiento.

Jaulas

Todos los rodamientos de rodillos cónicos relacionados en las tablas llevan una jaula estampada de chapa de acero.

Carga dinámica equivalente

Para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

$$P = F_r \quad \text{cuando } F_a/F_r \leq e$$

$$P = 0,4 F_r + Y F_a \quad \text{cuando } F_a/F_r > e$$

En las tablas de rodamientos se dan los valores de los factores Y y e para cada rodamiento individual.

Dado que los caminos de rodadura forman un cierto ángulo con el eje del rodamiento, al aplicar una carga radial se induce una fuerza axial dentro del mismo, que se debe tener en cuenta al calcular la carga dinámica equivalente del rodamiento. En la página siguiente se dan todas las ecuaciones necesarias para los diversos casos de carga y disposiciones de rodamientos; éstas ecuaciones sólo son válidas si se ajustan los rodamientos uno contra otro hasta conseguir una holgura cero en funcionamiento. En las disposiciones de rodamientos mostradas, el

rodamiento A está siempre sometido a una carga radial F_{rA} y el rodamiento B a una carga radial F_{rB} . F_{rA} y F_{rB} se consideran siempre positivas, incluso en los casos en que ambas actúan en el sentido opuesto al mostrado en las figuras. Las cargas radiales actúan en los centros de "a" en las tablas de rodamientos). Además, actúa una fuerza axial exterior K_a sobre el eje (o sobre el soporte). Los casos 1c y 2c también son válidos para $K_a = 0$.

Carga estática equivalente

Para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

$$P_0 = 0,5 F_r + Y_0 F_a$$

Cuando $P_0 < F_r$, se toma $P_0 = F_r$.

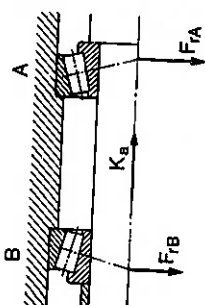
En las tablas de rodamientos se puede encontrar el valor de Y_0 para cada rodamiento individual.

Cargas axiales sobre rodamientos de rodillos cónicos

Disposición

Condiciones

Espalda contra espaldas



$$1a) \quad \frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a \geq 0$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a$$

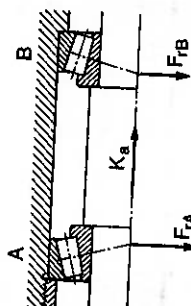
$$1b) \quad \frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a$$

Cara a cara



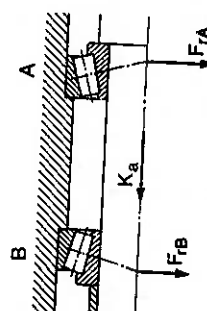
$$1c) \quad \frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$$

$$F_{aA} = F_{aB} - K_a$$

$$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$$

Espalda contra espalda



$$2a) \quad \frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a \geq 0$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a$$

$$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$$

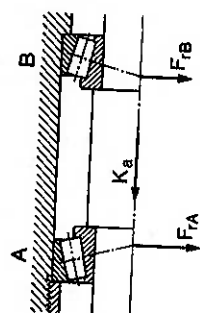
$$2b) \quad \frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a$$

$$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$$

Cara a cara



$$2c) \quad \frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$$

$$F_{aB} = F_{aA} - K_a$$

Capacidad de carga de los conjuntos de rodamientos

Los valores dados en las tablas para las capacidades de carga dinámica y estática se aplican a los rodamientos individuales. La capacidad de carga dinámica para los conjuntos de rodamientos dispuestos espaldada contra espaldada, cara a cara, o en tándem, se logra multiplicando el valor C de un rodamiento individual, por

- 1,62 para conjuntos formados por dos rodamientos
- 2,16 para conjuntos formados por tres rodamientos
- 2,64 para conjuntos formados por cuatro rodamientos
- 3,08 para conjuntos formados por cinco rodamientos

Por lo que se refiere a la capacidad de carga estática, se debe multiplicar su valor en la tabla correspondiente a un rodamiento individual C_0 por el número de rodamientos del conjunto (2, 3, 4 ó 5 rodamientos).

Cargas equivalentes

Generalmente, los rodamientos de bolas con contacto angular están sometidos a cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales que actúan simultáneamente. En la carga axial se incluyen las fuerzas de precarga (ver más adelante la sección "Cálculo de rodamientos precargados"). En tales casos, es necesario calcular una carga equivalente, que tendría la misma influencia sobre la duración, o produciría la misma deformación permanente en el rodamiento, que la carga que actúa realmente. Las cargas equivalentes se pueden obtener a partir de las ecuaciones generales:

$$P = XF_r + YF_a$$

y

$$P_0 = X_0F_r + Y_0F_a$$

en las que

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, N

$$P_0 = 0.5 F_r + Y_0 F_a$$

- P_0 = carga estática equivalente del rodamiento, N
- F_r = carga radial sobre el rodamiento, N
- F_a = carga axial sobre el rodamiento, N
- X, X_0 = factores de carga radial
- Y, Y_0 = factores de carga axial

A continuación se da toda la información necesaria para calcular las cargas equivalentes sobre rodamientos individuales y conjuntos de dos rodamientos. Esta información no se aplica a conjuntos de tres, cuatro o cinco rodamientos, ya que no se puede suponer que la carga se distribuya uniformemente sobre ellos, además de que no se pueden despreciar las fuerzas de reacción originadas por la flexión del husillo. Se pueden emplear los programas especiales de SKF para calcular por ordenador las cargas equivalentes de tales disposiciones de rodamientos, así como otros parámetros, p.e. la flexión del husillo. A petición se facilitará más información.

Carga dinámica equivalente

Para rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, solos o apareados en tándem

$$P = F_r \quad \text{cuando } F_a/F_r \leq e$$

$$P = XF_r + YF_a \quad \text{cuando } F_a/F_r > e$$

Para rodamientos apareados espaldada contra espaldada o cara a cara

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad \text{cuando } F_a/F_r \leq e$$

$$P = XF_r + Y_2 F_a \quad \text{cuando } F_a/F_r > e$$

Los valores de los factores dependen del ángulo de contacto del rodamiento, y se dan en la tabla adjunta. Cuando se calculan parejas de rodamientos, F_r y F_a representan las fuerzas que actúan sobre la pareja.

Carga estática equivalente

Para rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, solos o apareados en tándem

$$P_0 = 0.5 F_r + Y_0 F_a$$

Cuando $P_0 < F_r$, debe utilizarse $P_0 = F_r$.

Para rodamientos apareados espaldada contra espaldada o cara a cara

$$P_0 = F_r + Y_0 F_a$$

El valor del factor Y_0 depende del ángulo de contacto del rodamiento, y se da en la tabla adjunta. Cuando se calculan las parejas de rodamientos, F_r y F_a son las fuerzas que actúan sobre la pareja.

Cálculo de rodamientos precargados

Cuando se calcula la carga equivalente para rodamientos precargados, es necesario (como ya se mencionó anteriormente) tener en cuenta la precarga. Dependiendo de las condiciones de funcionamiento, se puede obtener la carga axial F_a necesaria para el cálculo de la carga equivalente, utilizando las ecuaciones siguientes (los valores resultantes serán aproximados):

Para parejas de rodamientos bajo carga radial y precargados con muelles

$$F_a = G_{A, B, C}$$

Para parejas de rodamientos bajo carga axial y montados con ajustes de interferencia

$$F_a = G_m + 0.67 K_a \quad \text{cuando } K_a \leq 3 G_m$$

$$F_a = K_a \quad \text{cuando } K_a > 3 G_m$$

Para parejas de rodamientos bajo carga axial y precargados con muelles

$$F_a = G_{A, B, C} + K_a$$

en la que

F_a = carga axial sobre el rodamiento, N

$G_{A, B, C}$ = precarga de la pareja de rodamientos, ver tablas en páginas 62 y 63, N

G_m = precarga en parejas de rodamientos montados de acuerdo con la página 60, N

K_a = fuerza axial exterior actuando sobre los rodamientos

Factores de cálculo para rodamientos individuales y rodamientos apareados en tándem

F_a/C_0	e	X	Y	Y_0
-----------	---	---	---	-------

Angulo de contacto 12° (sufljo CC)

≤ 0.014	0.33	0.45	1.72	0.50
0.029	0.35	0.45	1.59	0.50
0.057	0.39	0.45	1.43	0.50
0.086	0.41	0.45	1.34	0.50
0.11	0.43	0.45	1.28	0.50
0.17	0.46	0.45	1.19	0.50

0.29	0.51	0.45	1.07	0.50
0.43	0.55	0.45	1.01	0.50
≥ 0.57	0.55	0.45	1.00	0.50

Angulo de contacto 15° (sufljo CD)

≤ 0.015	0.38	0.44	1.47	0.46
0.029	0.40	0.44	1.40	0.46
0.058	0.43	0.44	1.30	0.46
0.087	0.46	0.44	1.23	0.46
0.12	0.47	0.44	1.19	0.46
0.17	0.50	0.44	1.12	0.46
0.29	0.55	0.44	1.02	0.46
≥ 0.44	0.56	0.44	1	0.46

Angulo de contacto 25° (sufljo ACD)

0.68	0.41	0.87	0.38	
------	------	------	------	--

Factores de cálculo para rodamientos apareados espaldada contra espaldada o cara a cara

$2 F_a/C_0$	e	X	Y_1	Y_2	Y_0
-------------	---	---	-------	-------	-------

Angulo de contacto 15° (sufljo CD)

≤ 0.015	0.38	0.72	1.65	2.39	0.92
0.029	0.40	0.72	1.57	2.28	0.92
0.058	0.43	0.72	1.46	2.11	0.92
0.087	0.46	0.72	1.38	2.00	0.92
0.12	0.47	0.72	1.34	1.93	0.92
0.17	0.50	0.72	1.26	1.82	0.92
0.29	0.55	0.72	1.14	1.66	0.92
≥ 0.44	0.56	0.72	1.12	1.63	0.92

Angulo de contacto 25° (sufljo ACD)

Rodamientos axiales de bolas con contacto angular, de simple efecto

Carga dinámica equivalente

La carga dinámica equivalente, para rodamientos individuales y cualquier configuración de los mismos en un conjunto, se puede calcular (independientemente del sentido de la carga axial), a partir de

$$P = YF_a + XF_r \quad \text{para } F_a/F_r \leq 2,17$$

$$P = F_a + 0,92 F_r \quad \text{para } F_a/F_r > 2,17$$

donde

P = carga dinámica equivalente que actúa sobre el rodamiento o conjunto de rodamientos, N

F_a = componente axial de la carga real que actúa sobre el rodamiento o conjunto de rodamientos, N

F_r = componente radial de la carga real que actúa sobre el rodamiento o conjunto de rodamientos, N

X = factor de cálculo, ver la tabla en la página 139

Y = factor de cálculo, ver la tabla en la página 139

En el cálculo de F_a se debe tener en cuenta la precarga que actúa sobre el conjunto de rodamientos.

Carga estática equivalente

Para conjuntos con rodamientos dispuestos espaldas contra espaldas o cara a cara, se puede determinar la carga estática equivalente (independientemente del sentido de la carga axial) a partir de:

$$P_0 = F_a + 4 F_r$$

donde

P_0 = carga estática equivalente que actúa sobre el rodamiento o conjunto de rodamientos, N

F_a = componente axial de la carga estática máxima que actúa sobre el rodamiento o conjunto de rodamientos, N

F_r = componente radial de la carga estática máxima que actúa sobre el rodamiento o conjunto de rodamientos, N

puestos en tándem, suponiendo que la relación F_r/F_a no excede de 0,25; también proporciona valores satisfactorios, pero menos exactos, cuando F_r/F_a es mayor de 0,25 pero menor de 0,4.

Lubricación

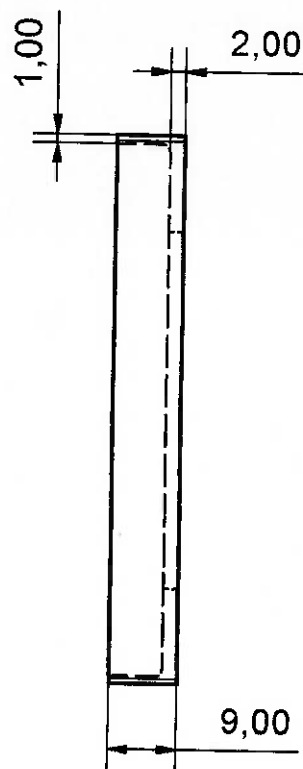
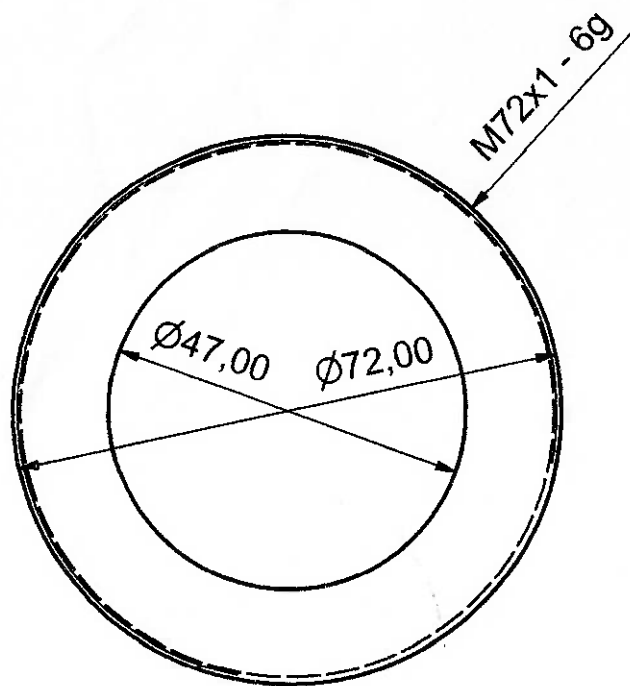
Los rodamientos axiales de bolas con contacto angular, de simple efecto, se pueden lubricar con grasa o con aceite. Generalmente se prefiere la lubricación con grasa ya que el diseño de la disposición puede ser simple, las obturaciones sencillas, y las necesidades de mantenimiento mínimas. Son adecuadas las grasas liticas de buena calidad, resistentes a la oxidación, de consistencia NLGI 2, y con un margen de temperaturas de funcionamiento de -30 a $+110^\circ\text{C}$. Como norma, se recomienda un grado de llenado "normal" (del 25 al 35 % del espacio libre del rodamiento); en la tabla adjunta se dan las cantidades.

Puesto que generalmente se prefiere la lubricación con grasa, los rodamientos SKF para apoyo de husillos se pueden suministrar ya engrasados. Al realizar el pedido de estos rodamientos, hay que indicar la grasa a utilizar y el grado de llenado.

Cantidades de grasa recomendadas

Designación del rodamiento	Cantidad de grasa correspondiente a porcentaje de espacio libre			
	10-15 % Grado A	25-35 % Normal	45-60 % Grado B	70-100 % Grado C
BSA 201	0,1-0,2	0,3-0,4	0,5-0,7	0,8-1,2
BSA 202	0,15-0,2	0,35-0,5	0,6-0,9	1,0-1,4
BSA 204	0,35-0,5	0,9-1,2	1,6-2,1	2,4-3,5
BSA 205	0,45-0,7	1,1-1,5	2,0-2,6	3,0-4,4
BSA 206	0,6-0,9	1,4-2,0	2,6-3,5	4,0-5,8
BSA 207	0,7-1,0	1,7-2,4	3,1-4,2	4,8-6,9
BSA 305	0,6-0,9	1,5-2,1	2,7-3,6	4,2-6,0
BSA 306	0,8-1,2	2,0-2,8	3,5-4,7	5,5-7,9
BSA 307	1,1-1,6	2,7-3,7	4,8-6,4	7,4-10,6
BSA 308	1,8-2,6	4,4-6,1	7,9-10,5	12,2-17,5
BSD 2047	0,4-0,6	1,0-1,3	1,7-2,3	2,7-3,8
BSD 2562	0,5-0,8	1,3-1,9	2,4-3,2	3,7-5,3
BSD 3062	0,5-0,8	1,3-1,9	2,4-3,2	3,7-5,3
BSD 3572	0,6-0,9	1,5-2,1	2,7-3,7	4,3-6,1
BSD 4072	0,8-0,9	1,5-2,1	2,7-3,7	4,3-6,1
BSD 4090	1,5-2,3	3,8-5,3	6,9-9,1	10,7-15,2
BSD 4575	0,7-1,0	1,7-2,3	3,0-4,0	4,7-6,7
BSD 45100	1,7-2,6	4,3-6,1	7,8-10,4	12,2-17,4
BDAB 634200	0,4-0,6	1,0-1,4	1,9-2,5	2,9-4,1
BDAB 634201	0,6-0,9	1,4-2,0	2,6-3,4	4,0-5,7
BDAB 634202	0,7-1,0	1,6-2,3	2,9-3,9	4,8-6,5
BDAB 634203	0,7-1,1	1,8-2,5	3,2-4,3	5,0-7,1
BDAB 634204	0,9-1,3	2,2-3,1	4,0-5,3	6,2-8,8
BDAB 634205	1,1-1,7	2,8-3,9	5,0-6,7	7,8-11,1
BDAB 634206	3,1-4,6	7,7-10,7	13,8-18,4	21,5-30,7

La ecuación es válida también para roda-



Designed by Sylvio CTF	Checked by	Approved by - date	Date 21/11/2003
		Tampinha da camisa central - n1	
		Edition	Sheet 1 / 1