

VITOR NEVES HARTMANN

**DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO DE UM ROBÔ DE
CINEMÁTICA PARALELA PARA USINAGEM 2D COM UMA BARRA DE
ANCORAGEM**

São Paulo
2007

VITOR NEVES HARTMANN

**DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO DE UM ROBÔ DE
CINEMÁTICA PARALELA PARA USINAGEM 2D COM UMA BARRA DE
ANCORAGEM**

Área de concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador: Prof. Dr. Tarcisio Antonio
Hess Coelho

São Paulo
2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Hartmann, Vitor Neves

Desenvolvimento do protótipo de um robô de cinemática paralela para usinagem 2D com uma barra de ancoragem / V.N. Hartmann. -- São Paulo, 2007.

95 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Robos 2.Usinagem 3.Desenvolvimento de tecnologia (Aplicações industriais I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

VITOR NEVES HARTMANN

**DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO DE UM ROBÔ DE
CINEMÁTICA PARALELA PARA USINAGEM 2D COM UMA BARRA DE
ANCORAGEM**

São Paulo
2007

RESUMO

Tradicionalmente, em aplicações industriais predominam robôs cujas arquiteturas correspondem a estruturas cinemáticas seriais, ou seja, seus atuadores e peças movidas são dispostos em série, um após o outro, formando uma única cadeia cinemática aberta, de modo a posicionar o órgão terminal, a parte do robô que comumente contém uma garra ou um eletrodo de solda. Entretanto, estes robôs apresentam desempenho insatisfatório em aplicações que demandem precisão, rigidez, alta frequência natural e baixo tempo de ciclo. Devido a estes fatores, tanto a comunidade acadêmica como industrial têm manifestado um interesse crescente pela utilização de um outro tipo de estrutura cinemática, denominada paralela, que se caracteriza pela presença de várias cadeias cinemáticas independentes, atuando de forma paralela e simultânea sobre o órgão terminal. Esta arquitetura não-convencional apresenta, potencialmente, uma série de vantagens, como: alta rigidez, leveza, rapidez, precisão e alta capacidade de carga. No entanto, existe uma série de problemas abertos que necessitam de uma investigação mais profunda, de modo a garantir que essa mudança de tendência venha a ser implementada com eficácia. O objetivo desta pesquisa é desenvolver um protótipo de arquitetura paralela que apresente maior rigidez se comparado com os robôs paralelos tradicionais. Esse aumento na rigidez se daria pela introdução de uma barra de ancoragem ativa, de forma que a estrutura final apresente 3 (três) atuadores operando em conjunto. Sendo assim, serão empregados três membros, todos ativos, formando uma estrutura cinemática redundante com mobilidade igual a 2. O desempenho operacional do protótipo será avaliado mediante a realização de ensaios experimentais que permitam a identificação da sua precisão de posicionamento nos seus eixos de movimentação, bem como a caracterização da qualidade da peça usinada.

Palavras-chave: Robô. Cinemática paralela. Precisão. Barra de ancoragem. Posicionamento. Usinagem.

ABSTRACT

Traditionally, in industrial applications robots whose architectures are serial prevail, meaning that its actuators and moving parts are serial connected, one after the other, building a unique open chain that can control the terminal organ, the part of the robot that usually contains a manipulator. However, those robots are not indicated to applications that requires precision, rigidity, high frequency and low cycle time. Due to these factors, either academic and industrial communities have shown growing interest on using another kind of structure, the parallel, which has various independent cinematic chains, acting simultaneously over the terminal organ. This non-conventional architecture shows, potentially, many vantages, such as: high rigidity, slighness, rapidity, precision and high load capacity. However, there are a number of problems that need to be further examined, to guarantee that this change is correctly implemented. The object of this work is to develop a prototype of a parallel architecture that has better rigidity, if compared to traditionally parallel robots. This increase in rigidity is made by the introduction of an active anchorage bar, in a way that the final structure has 3 (three) actuators working together. So being, it will be used three limbs, all active, forming a redundant structure with mobility equal to 2. The operational performance of the prototype will be evaluated by making experimental tests which allows us to identify its positioning precision on its moving axis, as well as the characterization of the quality of the product.

Keywords: Robot. Parallel kinematics. Precision. Anchorage bar. Positioning. Manufacturing.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Diagrama cinemático de um mecanismo paralelo e suas partes.....	13
Figura 1.2 – Cadeias cinemáticas: aberta e fechada.....	13
Figura 1.3 – Mecanismos: paralelo e serial.....	14
Figura 1.4 – Máquinas-ferramenta: "Variax" e "Hexapod".....	15
Figura 1.5 – Esquema do protótipo com apenas dois atuadores.....	16
Figura 1.6 – Detalhe do fresamento.....	17
Figura 1.7 – Diagrama cinemático da MCP com a barra de ancoragem.....	18
Figura 3.2.1 – Exemplo de arquitetura com mesas deslizantes e braços retráteis.....	25
Figura 3.2.2 – Exemplo de união do anel central e conexão de potência por juntas universais.....	26
Figura 3.3.1 – Área de trabalho projetada e área real.....	27
Figura 3.3.2 – Área projetada e área real para máquina com mesas deslizantes de construção tipo B.....	27
Figura 3.3.3 – Área projetada e área real para máquina com mesas deslizantes de construção tipo A.....	28
Figura 3.4.1 – União por segmentos circulares.....	29
Figura 3.4.2 – União por segmentos lineares nos centros.....	30
Figura 3.4.3 – Estrutura em duplo triângulo.....	30
Figura 3.4.4 – Triângulo com "Y" interno.....	31
Figura 3.4.5 – Estrutura de montagem triplo "T".....	32
Figura 3.4.6 – Penúltima estrutura de suporte da máquina.....	32
Figura 3.4.7 – Estrutura final de suporte da máquina.....	33
Figura 3.5.1 – Visão geral da máquina.....	34
Figura 3.5.2 – Tubos de suporte.....	35
Figura 3.5.3 – Guia linear.....	36
Figura 3.5.4 – Motor e suporte.....	36
Figura 3.5.5 – Bloco e bucha.....	37
Figura 3.5.6 – Obtenção de c.....	38
Figura 3.5.7 – Obtenção da rugosidade.....	38

Figura 3.5.8 – Relação entre h_0 e h_1	39
Figura 3.5.9 – Eixo de rotação do braço de acionamento.....	40
Figura 3.5.10 – Braço de acionamento.....	41
Figura 3.5.11 – Garra do braço de acionamento.....	41
Figura 3.5.12 – Garra da ferramenta.....	42
Figura 3.5.13 – Geometria padrão do fresamento facial.....	43
Figura 3.5.14 – Operações no fresamento.....	44
Figura 3.5.15 – Discos de fixação do motor.....	45
Figura 3.5.16 – Disco de fixação da peça.....	45
Figura 3.6.1 – Convenções para as fórmulas.....	46
Figura 3.8.1 – Conexões do controle.....	50
Figura 3.9.1 – Separação de viga em duas partes.....	51
Figura 3.9.2 – Equivalência da garra.....	52
Figura 3.9.3 – Diagrama de esforços da garra.....	53
Figura 3.9.4 – Equivalência do braço.....	54
Figura 3.9.5 – Diagrama de esforços do braço.....	55
Figura 3.9.6 – Sistema equivalente da sustentação.....	56
Figura 3.9.7 – Diagrama de esforços da sustentação.....	57
Figura 3.10.1 – Esforços nas barras.....	58
Figura 3.10.2 – Relação geométrica.....	59
Figura 3.10.3 – Representação de L_m e A_m	59
Figura 3.10.4 – Modelo para dinâmica de flexão da sustentação do motor.....	60
Figura 3.11.1 – Tensões de Von Mises (a) e deslocamentos (b) na garra.....	63
Figura 3.11.2 – Tensões de Von Mises (a) e deslocamentos (b) no braço.....	64
Figura 3.11.3 – Tensões de Von Mises (a) e deslocamentos (b) no tubo de sustentação do motor.....	65
Figura 3.12.1 – Posição dos braços na usinagem.....	66

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	11
1 REVISÃO DA LITERATURA.....	12
2 MATERIAIS E MÉTODOS.....	21
2.1 Encadeamento.....	21
2.2 Recursos.....	22
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	24
3.1 Familiarização com os softwares.....	24
3.2 Avaliação da máquina.....	24
3.3 Avaliação do espaço de trabalho.....	26
3.4 Construção da base.....	29
3.5 Montagem dos componentes.....	33
3.5.1 A base.....	34
3.5.2 As guias.....	35
3.5.3 O motor CC e suporte.....	36
3.5.4 Bloco de fixação da bucha e a bucha.....	37
3.5.5 Eixo de rotação do braço de acionamento.....	39
3.5.6 Braço de acionamento.....	40
3.5.7 Bucha da ferramenta e cilindro de fixação.....	41
3.5.8 Discos de fixação do motor AC e da peça.....	45
3.6 Cinemática direta e inversa.....	45
3.6.1 Cinemática direta.....	46
3.6.2 Cinemática inversa.....	48
3.7 Software de controle.....	49
3.8 Programa de controle.....	50
3.9 Análise estática.....	50
3.9.1 Análise estática do braço de acionamento.....	51
3.9.2 Análise estática do tubo de sustentação do motor AC.....	56
3.10 Análise harmônica do tubo de sustentação do motor AC.....	58
3.11 Análise estática pelo Solid Works.....	63
3.12 Análise das forças de usinagem.....	65
4 CONCLUSÕES.....	68
REFERÊNCIAS.....	69
APÊNDICE A – Análise bibliográfica do contato entre superfícies lisas	

APÊNDICE B – Influência do ângulo de hélice na força de corte na usinagem de madeira

ANEXO A – Manual da placa acionadora do motor de passo

INTRODUÇÃO

Em geral, nas aplicações industriais predominam robôs cujas arquiteturas correspondem a estruturas cinemáticas seriais, ou seja, seus atuadores e peças movidas são dispostos em série, um após o outro, formando um único “membro” móvel, de modo a posicionar o órgão terminal, a parte do robô que comumente contém uma garra ou um eletrodo de solda. Segundo Broghard (2002), há uma tendência mundial no sentido de expandir as aplicações atuais dos robôs industriais para tarefas envolvendo corte e solda a laser, montagem de alta precisão, retificação, fresamento, etc. Entretanto, estes robôs apresentam desempenho insatisfatório para tais tarefas porque demandam elevada precisão, rigidez, alta frequência natural e baixo tempo de ciclo.

Devido a estes fatores, tanto a comunidade acadêmica como industrial têm manifestado um interesse crescente pela utilização de um outro tipo de estrutura cinemática, denominada paralela, que se caracteriza pela presença de vários “membros” ou “pernas”, atuando de forma paralela ou simultânea sobre o órgão terminal. Esta arquitetura não-convencional apresenta, potencialmente, uma série de vantagens se comparada à tradicional serial. Dentre elas podem ser citadas: alta rigidez, leveza, rapidez, precisão e alta capacidade de carga. No entanto, apesar dos avanços conseguidos nesta direção, existem uma série de problemas abertos que necessitam de uma investigação mais profunda, de modo a garantir que esta mudança de tendência venha a ser implementada com eficácia. A seguir, apresenta-se uma breve revisão da literatura sobre estruturas cinemáticas paralelas.

1 REVISÃO DA LITERATURA

Uma *estrutura cinemática paralela* pode ser definida como um mecanismo de cadeia fechada em que o órgão terminal (plataforma móvel) esteja conectado a uma base fixa por meio de pelo menos duas cadeias cinemáticas independentes (Merlet, 2000). Alguns autores costumam atribuir a estas cadeias cinemáticas a denominação de membros (“limbs”) como Tsai (1999) ou pernas (“legs”) como Di Gregorio & Parenti-Castelli (2001).

Diante da definição anterior, fazem-se necessários alguns esclarecimentos quanto aos termos empregados. Entende-se por *cadeia cinemática* o sistema mecânico composto de *peças* ou *segmentos* (“links”) conectados por *juntas* ou *pares cinemáticos*. Uma junta é responsável pela definição do movimento relativo entre duas peças por ela vinculadas. Desta forma, a caracterização de um determinado tipo de junta está intimamente associada ao número de graus de liberdade que ela permite ou restringe. Uma cadeia é dita *fechada* se as suas duas extremidades encontram-se unidas. Quando as duas extremidades da cadeia estão separadas, a cadeia é denominada *aberta*. Duas cadeias são *dependentes* quando o movimento de uma cadeia é determinado pelo da outra. Por outro lado, consideram-se duas cadeias como *independentes*, no caso em que o movimento de uma cadeia não é afetado pelo movimento da outra.

O adjetivo *paralelo* refere-se à forma de atuação ou acionamento do mecanismo. Tal qualificativo existe em contraposição ao termo *serial*, que corresponde à arquitetura predominante de robôs e máquinas-ferramenta industriais.

Tradicionalmente, os mecanismos ditos paralelos são empregados como simuladores de vôo para treinamento de pilotos ou entretenimento em centros de lazer. Recentemente, estes sistemas mecânicos têm despertado um grande interesse das comunidades acadêmica e industrial devido às suas potenciais aplicações como manipuladores robóticos e máquinas-ferramenta.

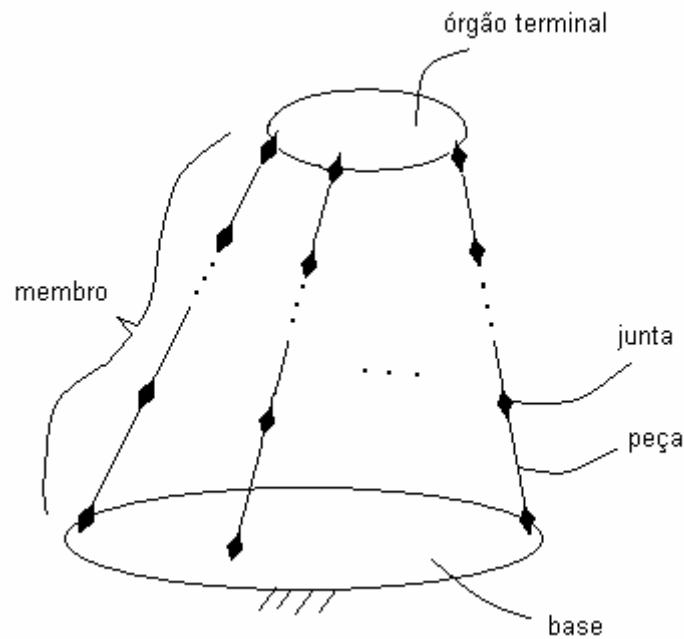


Figura 1.1 – Diagrama cinemático de um mecanismo paralelo e suas partes.

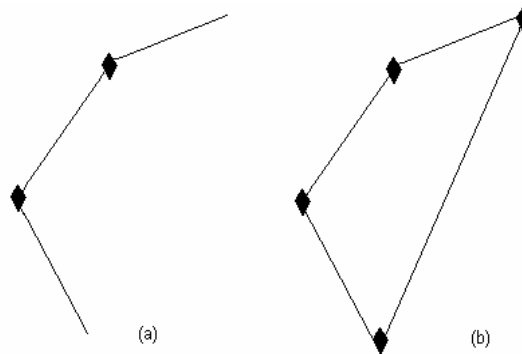


Figura 1.2 – Cadeias cinemáticas: (a) aberta; (b) fechada.

O manipulador *Delta* (Clavel, 1990), comercializado pela ABB com o nome de “flex picker” (ABB, 2003) e apresentado na fig. 3a, possui quatro graus de liberdade, sendo três de translação e um de rotação. Enquanto os movimentos de translação são obtidos através da movimentação de três cadeias ativas periféricas, orientadas a 120° uma da outra, a rotação do órgão terminal é obtida através de uma cadeia cinemática central. É empregado na seleção e manipulação de pequenos objetos com massa de até 1 kg, podendo executar até 150 operações por minuto.



Figura 1.3 – Mecanismos: (a) paralelo; (b) serial.

Com clara inspiração no robô *Delta*, Company & Pierrot (1999) propuseram uma família de estruturas cinemáticas alternativas, denominadas *H4*, em que os três graus de liberdade de translação e um de rotação fossem alcançados pela movimentação simultânea de quatro cadeias ativas periféricas. Com relação à aplicação de mecanismos paralelos como máquinas-ferramenta, dois importantes exemplos são a *Variax* e a *Hexapod*.

A máquina *Variax* (Khol, 1994), fabricada pela *Giddings & Lewis*, consiste de uma plataforma sustentada por 6 (seis) membros de comprimento variável que, por sua vez estão conectados a uma base fixa. A plataforma contém a ferramenta de corte acoplada ao seu próprio conjunto moto-redutor. Construtivamente, os seis membros são fusos de esferas recirculantes que se movimentam pela ação de seis atuadores independentes. A peça a ser usinada encontra-se fixa à base. A sua configuração geométrica não necessita de uma estrutura adicional que sustente e guie suas partes móveis como ocorre em máquinas convencionais.

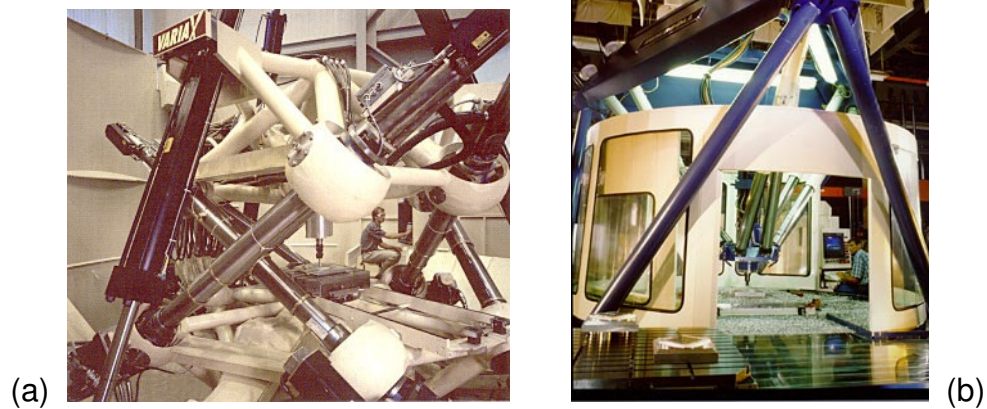


Figura 1.4 – Máquinas-ferramenta: (a) "Variax"; (b) "Hexapod".

Diferentemente da *Variax*, a *Hexapod* da Ingersoll (Weck; Schumacher, 1998) apresenta uma estrutura invertida se comparada à sua antecessora. De fato, as extremidades inferiores de seus membros são conectadas à sua plataforma, enquanto as extremidades superiores vinculam-se à sua base. Devido a esta característica, a base necessita ser sustentada por uma estrutura adicional. Em ambas arquiteturas, disponibilizam-se seis graus de liberdade para o órgão terminal - três translações e três rotações – onde se pode observar também a complexidade desta solução, caracterizada pelo alto acoplamento existente entre as coordenadas de posição e orientação do órgão terminal.

Os mecanismos paralelos demonstram um desempenho superior aos seriais em uma comparação envolvendo vários requisitos importantes. Diferentemente dos mecanismos seriais em que suas partes móveis apóiam-se umas sobre as outras, os mecanismos paralelos são constituídos por membros que atuam sobre a plataforma móvel simultaneamente, proporcionando-lhes uma alta relação carga / peso (Merlet, 2000). Como seus atuadores localizam-se na base ou junto a esta, são muito mais leves, demonstrando também um melhor desempenho dinâmico. Além disto, os seus atuadores podem ser idênticos (Weck, Schumacher, 1998), o que resulta numa repetição de peças e também na diminuição de seu custo total. Devido à sua topologia típica, minimiza-se o acúmulo de erros dos atuadores, fator que contribui para sua alta precisão de posicionamento / orientação (Souza, 1997). Contudo, os mecanismos paralelos apresentam algumas desvantagens. Necessita-se de um

controle complexo envolvendo até seis atuadores (no caso mais geral) mesmo para realizar uma simples trajetória retilínea. Existe ainda a possibilidade de colisão entre suas cadeias ativas. Além disto, apresentam uma relação desfavorável entre o seu espaço de trabalho e o volume ocupado pelo sistema.

Outra desvantagem é a variação da rigidez do sistema conforme se afasta da base onde estão alojados os atuadores. Devido ao aumento do braço de atuação, a rigidez tende a diminuir, assim como a frequência natural. Assim sendo, a introdução de um outro atuador de ancoragem visa reduzir essa variação, restringindo-a ao centro do sistema. Além disso, pode-se evitar que o sistema entre em posições de singularidades, já que o terceiro atuador pode mover o sistema mesmo que os outros dois estejam travados.

De maneira geral, o estudo de um mecanismo paralelo inicia-se com a definição de sua estrutura cinemática, ou seja, quantas peças e juntas a compõem e a seqüência que estes elementos se apresentam na sua arquitetura. Assim, pode-se imaginar a infinidade de estruturas cinemáticas possíveis resultantes da combinação de diferentes cadeias cinemáticas. De modo a se realizar a síntese topológica de uma dada arquitetura tendo em vista uma determinada aplicação, comumente emprega-se o critério de *Kutzbach-Gruebler* (Tsai, 1999). Hunt (1983) propôs um método para enumeração de arquiteturas possíveis frente ao um número de graus de liberdade especificado para o órgão terminal. Hervé (1999) empregou a teoria dos grupos de Lie para descrever conjuntos de deslocamentos de corpos rígidos e suas conexões, sendo que Karouia; Hervé (2002) aplicaram este método para sintetizar arquiteturas paralelas. Um outro método alternativo baseia-se na teoria das helicóides (Kong; Gosselin, 2004). Uma outra abordagem para a síntese consiste na adição de uma cadeia cinemática passiva (Zhang; Gosselin, 2001). Tal cadeia impõe uma restrição ao movimento do órgão terminal, permitindo que este execute apenas os movimentos independentes especificados.

Uma vez que o mecanismo esteja definido, procede-se à avaliação de seu espaço de trabalho, que é um indicador fundamental de desempenho do mecanismo e que corresponde à capacidade de movimentação do seu órgão terminal. De modo a avaliar este espaço, deve-se elaborar o modelo cinemático de posição, onde são relacionadas as coordenadas do órgão terminal com as coordenadas das juntas, em função dos parâmetros do mecanismo. A seguir, procede-se ao levantamento das possíveis configurações singulares presentes no tipo de arquitetura considerada.

Nos parágrafos a seguir, serão caracterizados em maior detalhe os tipos de cinemática de posição, as singularidades, além do próprio espaço de trabalho.

Costuma-se subdividir a cinemática de posição em dois tipos: inversa e direta. A cinemática inversa tem como objetivo encontrar os deslocamentos a serem impostos pelos atuadores, sejam eles lineares ou angulares, para uma dada posição / orientação (postura) da plataforma. A cinemática direta (Sreenivasan et al., 1994) tem por finalidade o problema contrário da cinemática inversa, ou seja, determinar qual a postura real da plataforma num dado momento, sendo conhecidos os deslocamentos dos atuadores. A dificuldade desta análise está em selecionar, dentre as inúmeras soluções matematicamente possíveis de posturas da plataforma, uma particular (real) obtida sem ambigüidade. Além disto, o processo de seleção desta solução deve ocorrer num tempo relativamente curto (Parenti-Castelli; Gregorio, 1999), de modo a facilitar a sua implementação em tempo real, tendo em vista o controle da máquina durante a sua operação ("on-line control"). De fato, quando os deslocamentos dos atuadores são conhecidos e invariáveis, o mecanismo torna-se uma estrutura que pode ser montada em diferentes configurações. Uma boa motivação para a determinação da configuração real do mecanismo, dentre todas as configurações possíveis, é a necessidade de se conhecer a localização real da plataforma tanto ao se ligar a máquina como durante a execução de um determinado movimento. Resolver a cinemática direta de posição para um mecanismo paralelo permite ainda avaliar os efeitos dos erros dos atuadores sobre a localização da plataforma.

Singularidades são configurações geométricas em que um mecanismo paralelo se encontra nas quais este perde completamente a sua inerente rigidez, e o órgão terminal passa a apresentar graus de liberdade adicionais, tornando-se incontrolável (Merlet, 2000). Por outro lado, quando o órgão terminal se aproxima dos limites de seu espaço de trabalho, o mecanismo pode perder um ou mais graus de liberdade, ocupando também uma configuração singular, porém de natureza distinta (Tsai, 1999).

Devido às conseqüências mencionadas, tornam-se evidentemente necessários tanto o levantamento das singularidades de um mecanismo paralelo, dentro e na fronteira de seu espaço de trabalho, como a definição de estratégias para evitar que o mecanismo ocupe estas configurações. Para determinação das condições de ocorrência de singularidades, emprega-se um procedimento análogo

ao adotado para os mecanismos seriais, ou seja, o cálculo do determinante da matriz jacobiana ou simplesmente jacobiano.

Com relação às estratégias para evitar que o mecanismo ocupe tais configurações, podem ser mencionadas: emprego de mecanismos redundantes (Kurtz; Rayward, 1992), aqueles que possuem um número maior de graus de liberdade em relação ao necessário para posicionamento e orientação do órgão terminal; diminuição do espaço de trabalho, ou seja, a movimentação do órgão terminal estará restrita a um espaço de trabalho inferior ao possível, porém isento de singularidades; seleção de trajetórias alternativas para o órgão terminal dentro do espaço de trabalho possível (Bhattacharya et al., 1998).

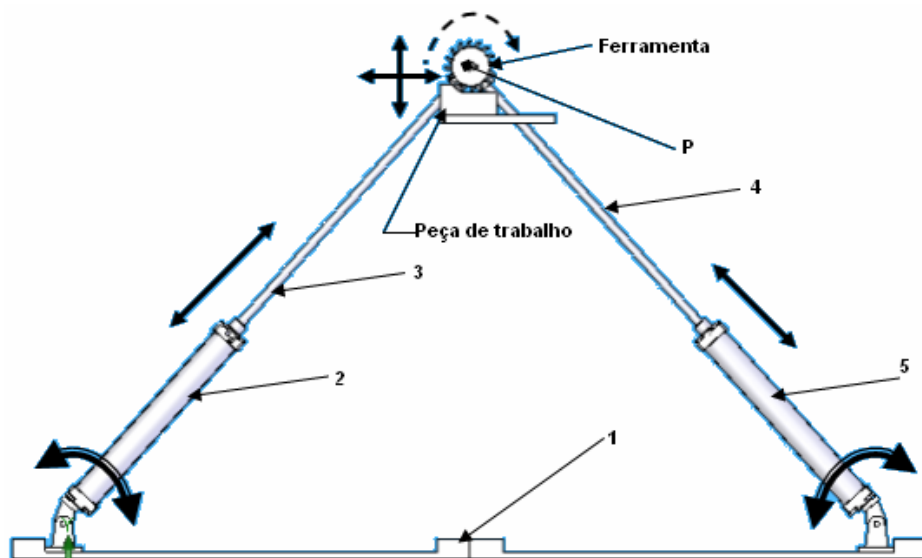


Figura 1.5 – Esquema do protótipo com apenas dois atuadores.

O espaço de trabalho *de orientação constante* ou *de translação* refere-se ao conjunto de posições que o órgão terminal pode ocupar quando sua orientação for fixa. Define-se o espaço de trabalho *de orientação* (Bonev; Ryu, 2001b) como o conjunto de possíveis rotações do órgão terminal em torno de um ponto de referência fixo pertencente a este órgão.

Sob um ponto de vista prático, a avaliação do espaço de trabalho de um mecanismo paralelo deve considerar que os seus movimentos estão sujeitos a restrições devidas basicamente a três fatores: limites mecânicos em suas juntas passivas, interferência entre seus membros e limitações de curso inerentes aos atuadores (Merlet, 2000).

Há três tipos de abordagens seguidas para avaliação do espaço de trabalho: a geométrica, a baseada na discretização, e a baseada na otimização. A abordagem geométrica (Bonev; Ryu, 2001a), normalmente empregada em estruturas cinemáticas planas ou tridimensionais simples, consiste no emprego de operações booleanas sobre volumes de entidades primitivas (cilindros, esferas, etc). Por outro lado, o método de discretização considera que o espaço de trabalho seja determinado a partir de um reticulado (“grid”) regular, seja cartesiano ou polar, de nós. Verifica-se para cada um dos nós do reticulado a sua relação de pertinência ao espaço de trabalho. A fronteira do espaço de trabalho é constituída por um conjunto de nós que tenham pelo menos um vizinho que não pertença a este espaço. A abordagem baseada no emprego de métodos de otimização compreende a definição de funções que devam ser maximizadas ou minimizadas, além da satisfação de restrições de igualdade e / ou desigualdade. Ainda dentro desta abordagem, pode-se mencionar o procedimento sugerido por Boudreau; Gosselin (2001) que se baseia na seleção dos parâmetros de um mecanismo paralelo de modo a este se movimentar dentro de um espaço de trabalho especificado, utilizando algoritmo genético.

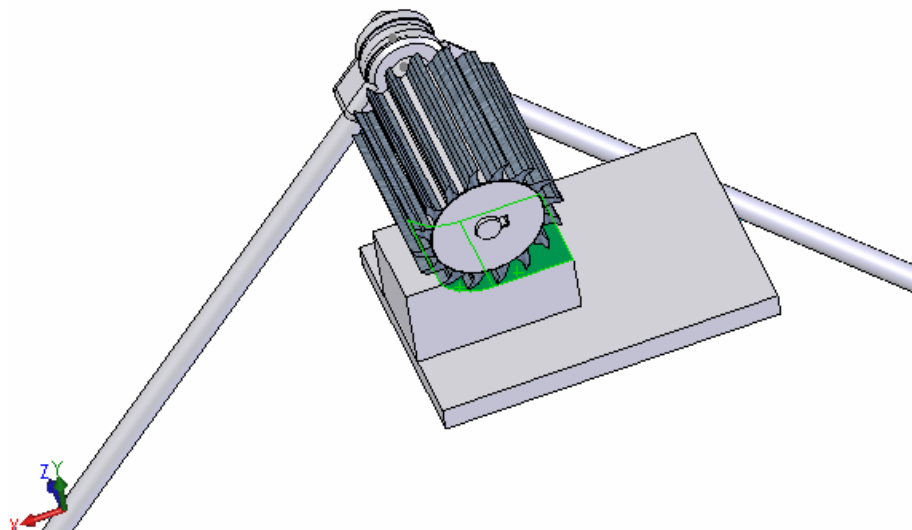


Figura 1.6 – Detalhe do fresamento.

O conceito da **barra de ancoragem** nasce com uma modificação estrutural do protótipo com dois atuadores; ou seja, a introdução da barra de comprimento variável que se opõe ao movimento acompanhando a ferramenta sem alterar a trajetória desejada do mecanismo. A **barra de ancoragem** de comprimento variável

tem dupla função passiva intencional alterando a característica de rigidez local para complementar uma rigidez global desejada do sistema, de modo a assegurar melhoria na qualidade dimensional e de acabamento superficial quando da fabricação de um produto (figura 7).

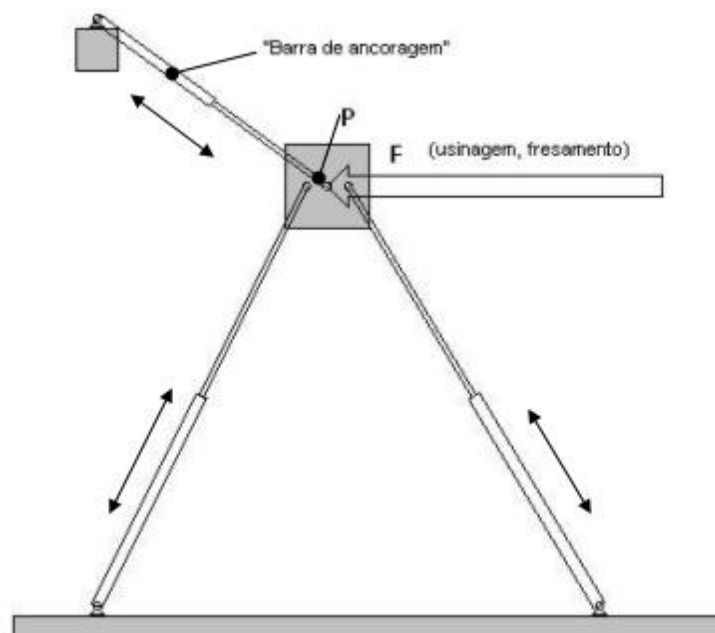


Figura 1.7 – Diagrama cinemático da MCP com a barra de ancoragem.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Encadeamento

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Definir as especificações técnicas da máquina para operações de fresamento de precisão;
- Propor a introdução de um membro de ancoragem no sistema de dois atuadores tendo em vista a melhoria de sua rigidez e eliminação das singularidades sem redução da área de trabalho;
- Mapeamento experimental da rigidez e da 1ª. frequência natural dentro do espaço de trabalho. As simulações servirão para modificação dos componentes e posterior verificação da consistência das grandezas medidas;
- Utilizar ferramentas computacionais como MatLab em auxílio à:
 - a) extração de informações relevantes referentes ao comportamento cinemático e dinâmico do robô;
 - b) análise de sensibilidade de seus parâmetros dimensionais tendo em vista a elevação do desempenho operacional do robô.
- Verificar em que grau o protótipo construído satisfaz as especificações técnicas desejadas, levando-se em conta a qualidade da peça usinada.

As especificações técnicas do protótipo são referentes à fresagem de materiais que ofereçam pouca resistência, tais como madeira e PVC, de reduzido tamanho, que abranjam uma área máxima de 30cm de raio. Os valores a serem definidos para o robô serão o resultado de um levantamento realizado a partir de uma série de obras de referência (artigos técnicos e científicos, livros, catálogos de fabricantes, etc).

Inicialmente, deve-se entender, não necessariamente a fundo, a ferramenta computacional matemática genérica disponível (MatLab). A seguir, será desenvolvido um modelo matemático do mecanismo redundante com mobilidade

igual a 2. Com esse modelo, aplicando-se o método geométrico de avaliação do espaço de trabalho, será possível estimar o primeiro índice de desempenho do comportamento cinemático do robô: a região de alcance da ferramenta. Da mesma forma, será possível executar diversas simulações de modo a se prever, para diferentes trajetórias da garra, a sua velocidade e aceleração máximas. Além dessas análises, será também possível estimar o erro de posicionamento da ferramenta considerando a flexibilidade das peças móveis.

Com relação à análise de sensibilidade, inicialmente, serão adotados alguns parâmetros associados ao robô que sofrerão variação dentro de um intervalo possível. Durante a análise, cada parâmetro será alterado isoladamente, sendo que os demais permanecerão constantes. Desta forma, pretende-se levantar a combinação de parâmetros tais que produzam o efeito mais benéfico em termos do aumento do tamanho do espaço de trabalho e capacidade de carga, elevação dos valores da velocidade e aceleração máximas, diminuição dos torques dos motores.

Deve-se compreender o funcionamento do sistema operacional Linux RT (“real-time”) e do software EMC2. Estes dois recursos serão fundamentais para o desenvolvimento do sistema de controle do mecanismo. Nesta fase, cada eixo da máquina funcionará de forma independente, sendo que os atuadores são três motores de passo.

Ocorrerá a integração de todos os subsistemas mecânico, elétrico e de controle. A ferramenta deverá executar as trajetórias especificadas dentro do espaço de trabalho com a precisão, velocidade e aceleração desejadas. Também se prevê a realização de ensaios experimentais que permitam a identificação da sua precisão de posicionamento nos seus eixos de movimentação, bem como a caracterização da qualidade da peça usinada. As tolerâncias dimensionais da peça usinada e seu acabamento superficial serão avaliados utilizando-se uma máquina de medição de coordenadas e um rugosímetro.

2.2 Recursos

O material necessário para a condução do projeto de pesquisa proposto compreende uma série de recursos que são apresentados na tabela 1.

Tabela 1 – Recursos a serem utilizados na pesquisa

Recurso	Qtd	Descrição	Empresa ou fornecedor
Barra AISI1020 Ø95mm	1m	Sustentação da parte giratória do braço de acionamento.	---
Barra Cu Ø20mm	1m	Bucha para rotação da garra da broca.	---
Barra Cu Ø80mm	1m	Bucha para rotação do braço de acionamento.	---
Chapa AISI1020 10mm	1m ²	Discos de sustentação.	---
Chapa AISI1020 3mm	1m ²	Suporte dos motores de passo.	---
Chapa AISI1020 50mm	1m ²	Bloco de fixação na mesa deslizante.	---
Chapa Al liga 6061 25mm	1m ²	Garras de fixação na fresa.	---
Chapa Al liga 6061 40mm	1m ²	Ajuste de altura dos motores de passo.	---
Mesa deslizante 450mm	3	Mesa deslizante com guias de esferas recirculantes.	NSK
Tubo AISI1020 Ø10mm x 2mm	1m	Garra de fixação da fresa.	---
Tubo quadrado AISI1020 100mm x 3mm	10m	Tubos de sustentação para a máquina. Servem de esqueleto base.	---
Tubo retangular Al liga 6061 80mm x 40mm x 1,5mm	2m	Tubo de sustentação dos braços de acionamento.	---
Junta universal retrátil 20cm	1	Para transmissão do torque de usinagem.	---
MatLab r13	1	Ferramenta computacional matemática, para análise, visualização e desenvolvimento de algoritmos.	MathWorks
Microcomputador	1	Pentium IV, 2.66 GHz, 512 RAM, HD 40 GB, portas serial, paralela, USB.	LPM
HP 5650	1	Impressora a jato de tinta colorida.	Hewlett-Packard
Elementos de fixação	---	Parafusos, porcas, arruelas metálicas e de borracha e chapas adicionais a serem adquiridos quando preciso.	---

As palavras “tubo” e “barra” são diferenciadas da seguinte maneira: barra é todo o material maciço, enquanto que tubo é o material que possui espessura, ou seja, tem furo no meio.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Familiarização com os softwares

A versão do Linux utilizada foi a Ubuntu 6.06 Drapper Drake. Foi baixada a imagem e gerado o CD de instalação para essa versão. Testes foram realizados no modo "virtual" (o Linux não é propriamente instalado) e, logo após verificação da compatibilidade, foi instalado. Houve atualização completa das informações disponíveis no servidor e a posterior instalação do EMC2.

A versão do EMC2 utilizada foi a 2.0.5. Após a instalação, foram encontrados problemas para a configuração da porta paralela. No site, puderam ser encontradas informações que esclarecessem essas dúvidas, sendo a instalação completada corretamente. Para a verificação do funcionamento do EMC2, foram realizados os testes especificados no próprio manual do EMC2.

Para o teste dos sinais de saída da porta paralela, foi utilizada uma placa de testes com 8 LEDS que acendem com a identificação do sinal na saída dos 8 pinos do cabo. O cabo utilizado não apresentava defeito algum nas conexões e na placa havia um mal contato que foi re-soldado. Os demais LEDS não apresentaram problema algum.

3.2 Avaliação da máquina

Utilizando o método da enumeração de arquiteturas da máquina a ser desenvolvida, podemos relacionar a seguinte equação com os dados especificados do projeto:

$$(\lambda + 1) \cdot M - \lambda = C_T$$

onde $M = m$, em que m corresponde ao número de pernas da máquina, C_T é o grau de mobilidade de todas as pernas somadas e λ é uma constante que depende do tipo de simplificação considerado; para 1D, $\lambda = 1$, para 2D, $\lambda = 3$ e para 3D, $\lambda = 6$.

Para esse estudo, como a usinagem de peças, em um primeiro momento, se dará apenas em dois eixos, fazemos $\lambda = 3$. Sabemos que iremos utilizar 3 pernas na máquina, pois é um requisito do projeto. Sendo assim, $M = m = 3$. Substituindo:

$$(3 + 1) \cdot 3 - 3 = C_T$$

$$C_T = 9$$

Isso nos indica que, somando-se todos os graus de liberdade de todos os braços obtemos um total de 9. Como estamos interessados apenas na verificação da melhoria do desempenho de uma máquina com atuador redundante, escolhemos a máquina mais simples possível, em que cada braço seu possua 3 graus de liberdade.

Dada a facilidade de se encontrar no mercado atuadores lineares de vários tipos, foram escolhidas 2 possíveis soluções para essa máquina em particular: mesas deslizantes e braços retráteis. As mesas deslizantes compõem uma estrutura 3PRR e os braços deslizantes uma 3RPRR.

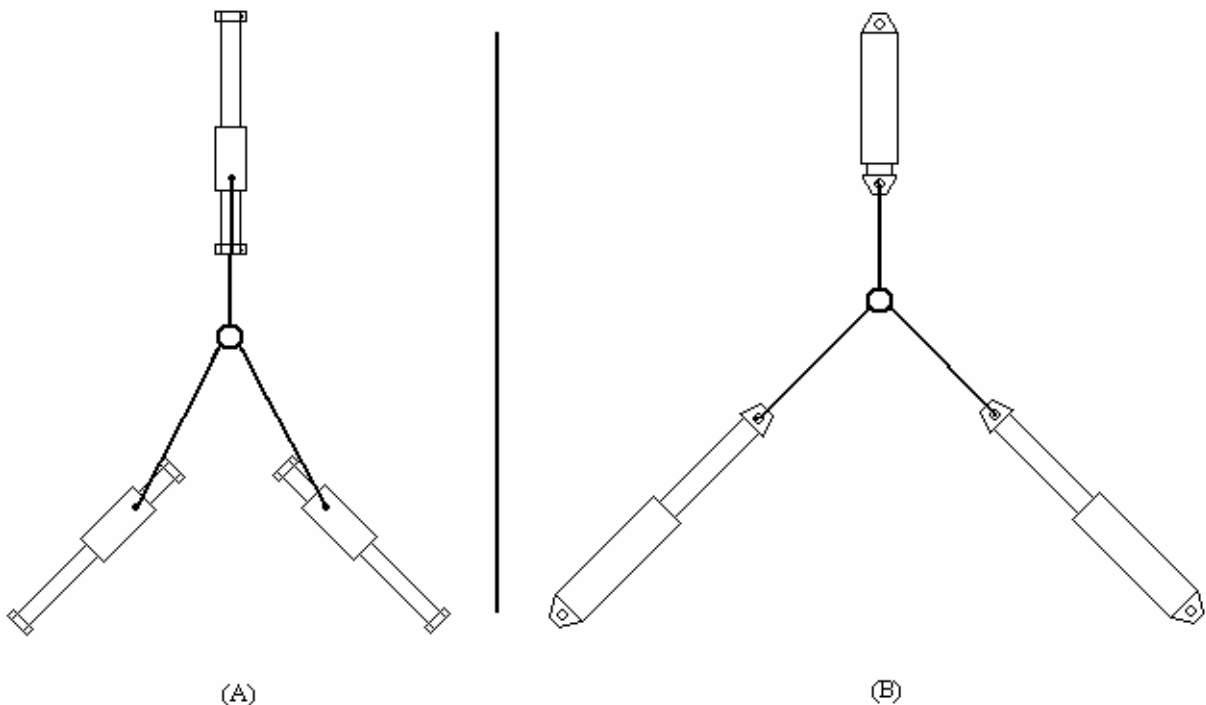


Figura 3.2.1 – Exemplo de arquitetura com mesas deslizantes (A) e braços retráteis (B).

Aqui se deve fazer uma observação sobre o anel central. Para que a estrutura ainda apresente os graus de liberdade calculados, não podem haver conexões entre os braços e uma plataforma central, ou seja, as conexões dos braços devem ser feitas diretamente na ferramenta, como exemplifica a figura abaixo:

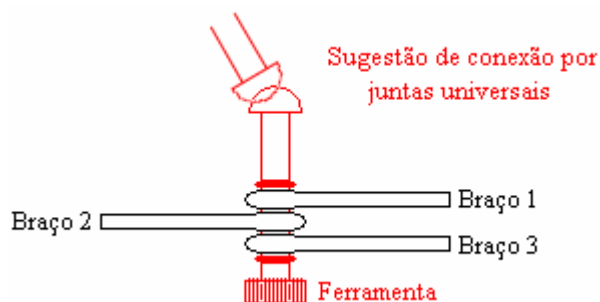


Figura 3.2.2 – Exemplo de união do anel central e conexão de potência por juntas universais.

3.3 Avaliação do espaço de trabalho

Inicialmente optou-se por uma área de trabalho de 30cm x 30cm. No entanto, esse tipo de área (quadrada) mostrou-se complicado no sentido de dimensionamento das peças. O comprimento do atuador de braços retráteis, para se ter uma idéia, deve ter o curso da diagonal do quadrado, ou seja, $30 \cdot \sqrt{2} \text{ cm} = 42,12 \text{ cm}$. Isso é necessário para que a máquina possa ser montada em qualquer posição de seus atuadores.

Sendo assim, foi proposta a utilização de uma área circular equivalente:

$$A = 900 \text{ cm}^2 = \pi \cdot r^2$$

$$r = \frac{30}{\sqrt{\pi}} = 16,93 \text{ cm}$$

Os atuadores nesse caso podem ser idênticos com um comprimento útil de $m = 2r = 33,85 \text{ cm}$. Como no mercado esses atuadores têm dimensões fixas, e a construção de um especialmente com essa medida é inviável, optou-se por atuadores de braços retráteis de 30cm de comprimento. A área assim fica reduzida a:

$$A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 15^2 = 706,86 \text{ cm}^2$$

Apesar da área útil ter sido diminuída em relação ao pensado, sua construção e avaliação tornaram-se mais práticas e baratas. Observe que a área calculada é diferente da área real. Isso ocorre pois, por simplificação, optou-se pela área circular. No entanto, a área real é maior, como demonstra a figura:

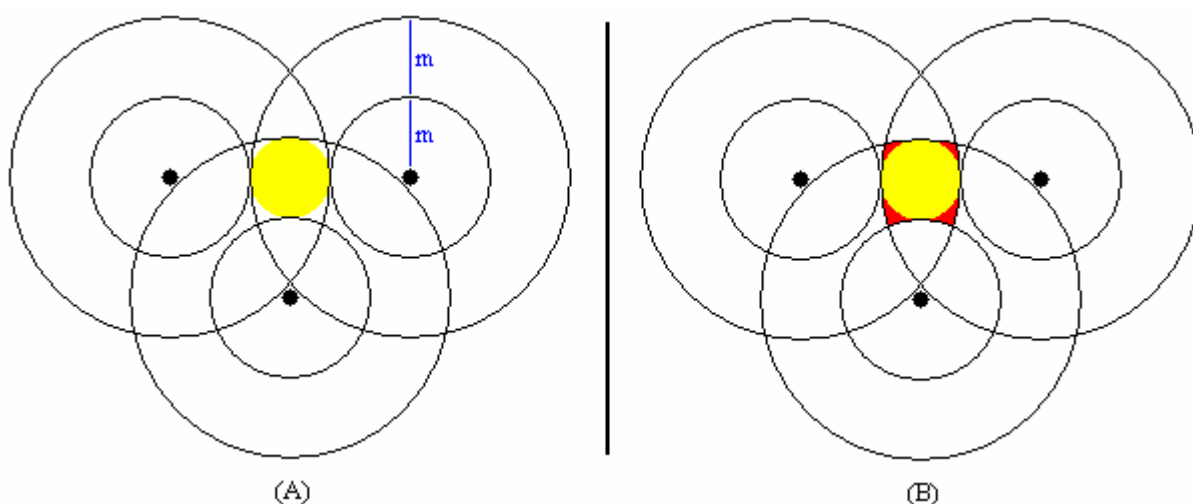


Figura 3.3.1 – Área de trabalho projetada (A) e área real (B).

Analogamente, para as mesas deslizantes, podemos estabelecer, para uma das sugestões construtivas, duas áreas de atuação:

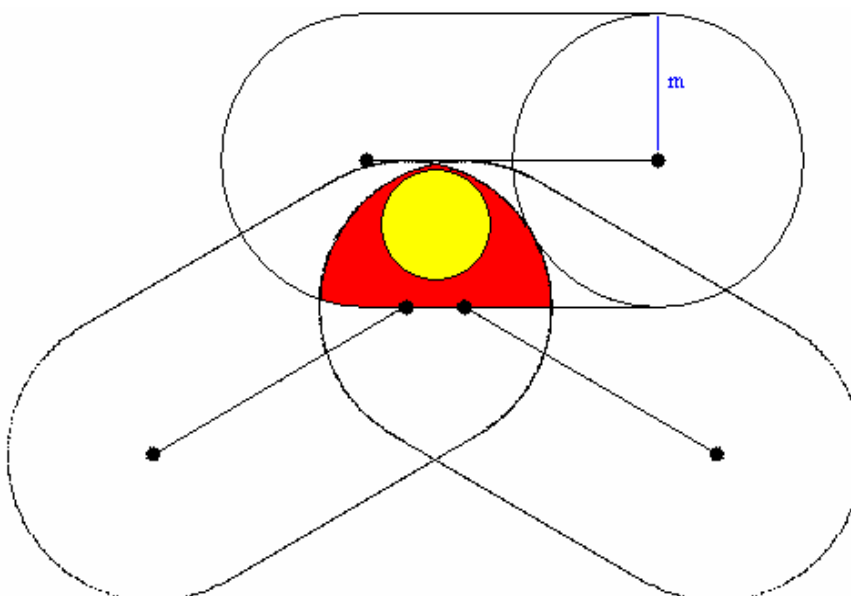


Figura 3.3.2 – Área projetada (amarelo) e área real (vermelho) para máquina com mesas deslizantes de construção tipo B.

Observe agora que a área real é visivelmente maior que a projetada. Isso ocorre pois a medida m agora é de 40cm, e não mais 30cm. No entanto, devido aos pontos de fixação que devem existir nas extremidades das guias, essa área será reduzida perto das extremidades das guias lineares inferiores.

A medida $m = 40\text{cm}$ foi alterada para que pudessem ficar embutidas essas medidas de componentes de fixação. O desenho acima é apenas ilustrativo, sendo que o desenho com as corretas medidas vai depender das guias utilizadas.

No entanto, por se tratar de uma construção não simétrica, a utilização do tipo B geraria espaços de trabalho com propriedades assimétricas, que são de mais complicada análise. Como o intuito é observar apenas o comportamento de uma construção redundante, optou-se pela utilização do tipo A, abaixo, que conta com construção e propriedades simétricas:

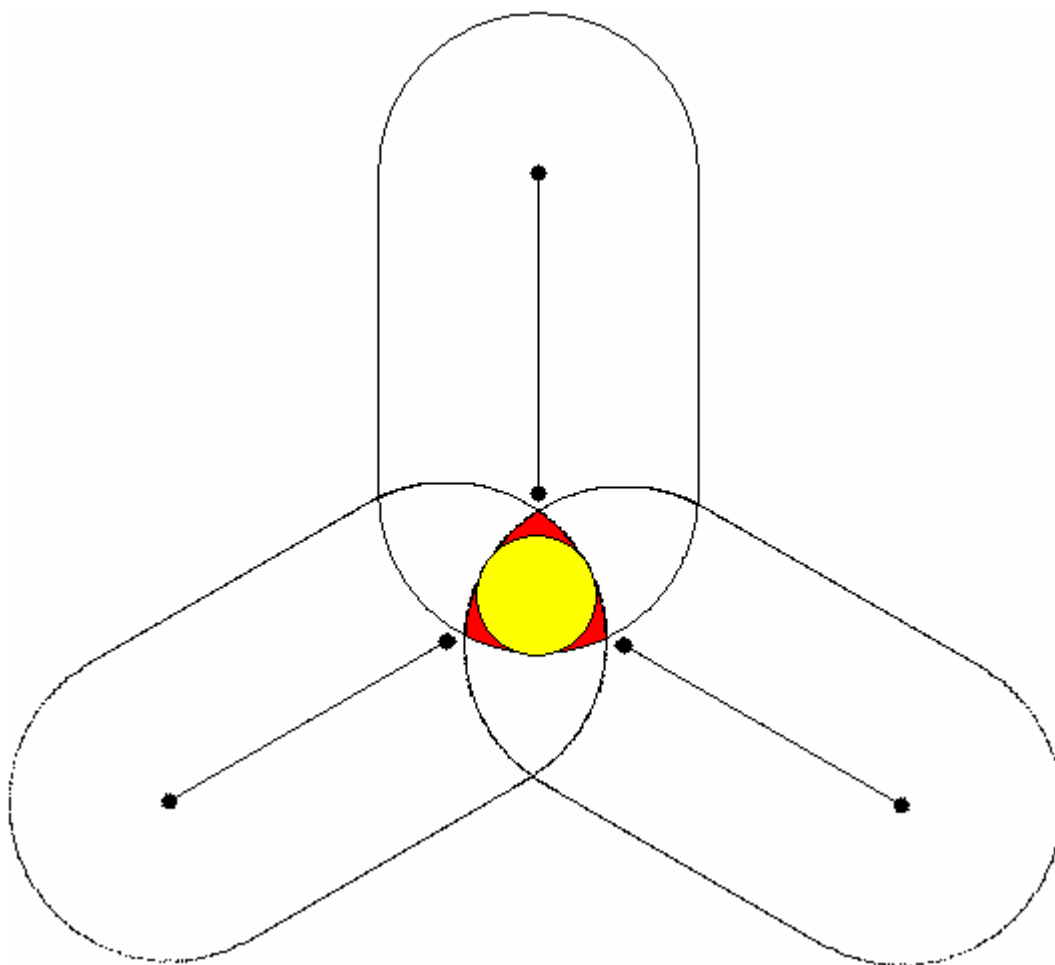


Figura 3.3.3 – Área projetada (amarelo) e área real (vermelho) para máquina com mesas deslizantes de construção tipo A.

Devido à relativa facilidade com que se podem ser encontrados os componentes necessários à construção da máquina com mesas deslizantes, e devido ao comportamento simétrico de suas propriedades, o tipo A foi escolhido para ser construído e analisado.

3.4 Construção da base

Definido o posicionamento dos atuadores, seguimos na determinação da base de sustentação que definirá o corpo principal da máquina. A seguir são mostrados os principais esquemas de construção considerados, seguidos de uma breve descrição de suas características.

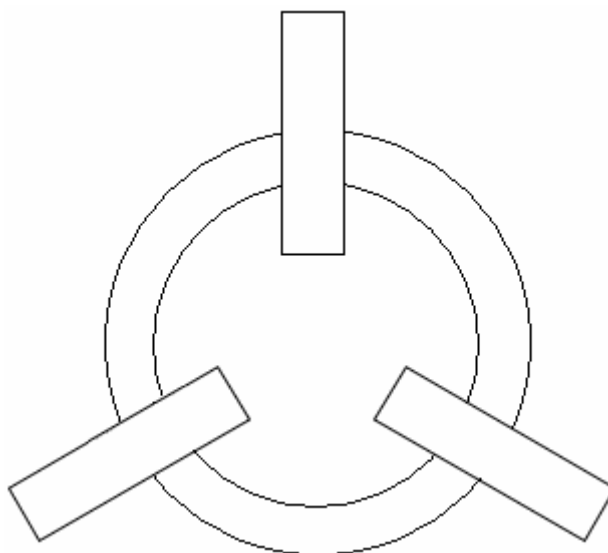


Figura 3.4.1 – União por segmentos circulares.

A primeira idéia baseou-se numa união ideal e serviu apenas de ponto de partida para as escolhas. Segmentos circulares são difíceis de se fazer, mesmo com baixa precisão. Além disso, posicionar corretamente o ângulo entre as guias seria complicado, pois não existem segmentos lineares de referência. Sendo assim, passamos a uma simplificação linear da construção acima.

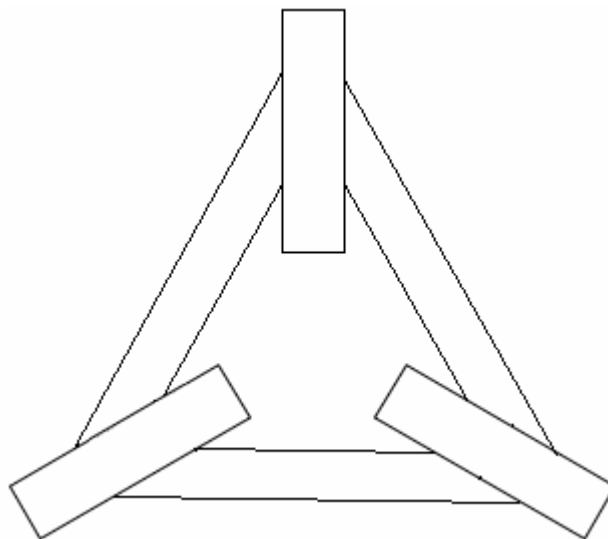


Figura 3.4.2 – União por segmentos lineares nos centros.

A idéia principal de conexão aqui continua a mesma, porém muito mais fácil de ser fabricada. A razão pela qual não foi escolhida foi a possibilidade de que houvesse torção devido aos esforços de usinagem. Os pontos de apoio, nesse caso os extremos dos tubos onde serão presos os atuadores, estão livres, tendo a estrutura maior liberdade para a torção.

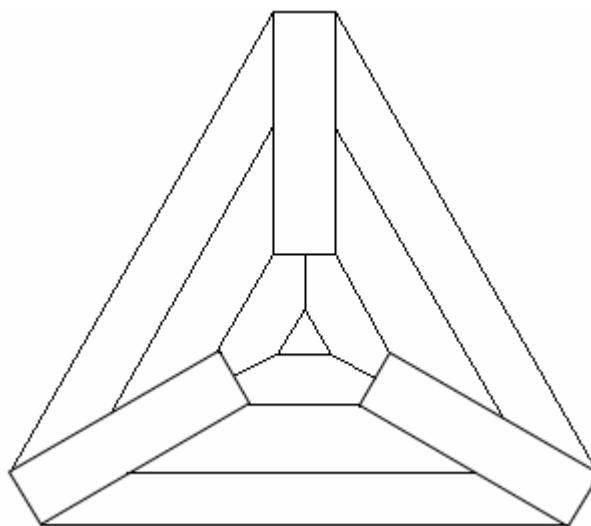


Figura 3.4.3 – Estrutura em duplo triângulo.

A estrutura em duplo triângulo mostrou-se vantajosa nesse aspecto, já que todas as extremidades dos tubos estão conectadas. O limitador aqui foi a quantidade de material que deveria ser utilizada para que as distâncias fossem respeitadas. O

fato de haver dois triângulos concêntricos aumenta consideravelmente o peso e o tamanho da estrutura. Substituindo-se o triângulo interno por um “Y”, pôde-se obter uma estrutura mais leve e firme de tal maneira que possibilitasse a inclusão do suporte da ferramenta em um de seus lados.

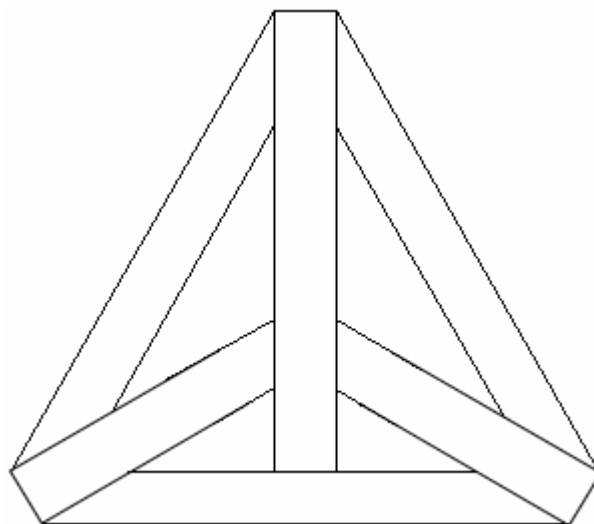


Figura 3.4.4 – Triângulo com “Y” interno.

Nesse caso aparece outro problema: a simetria da máquina só existe lateralmente, e em apenas uma linha de centro. Como as propriedades e a maioria dos comportamentos que ela pode apresentar serão determinados experimentalmente, é desejável que a estrutura seja integralmente simétrica, para evitar que, para um mesmo modo, diferentes frequências de ressonância ocorram em lugares diferentes da máquina.

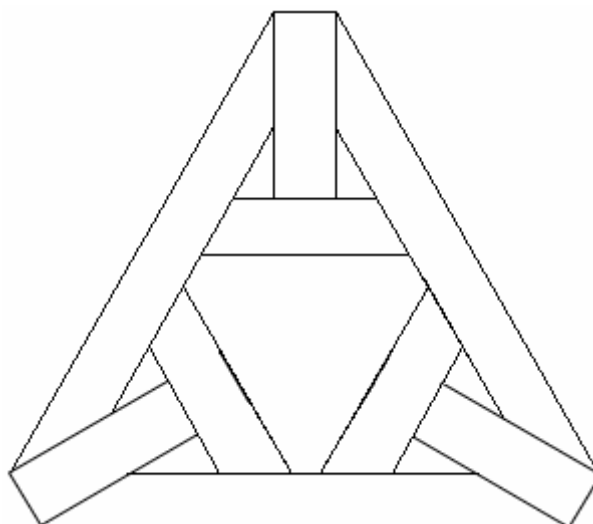


Figura 3.4.5 – Estrutura de montagem triplo “T”.

Analizando as opções anteriores, e considerando que, para uma fixação dos atuadores diretamente nos tubos seria necessária a fabricação de um adaptador da largura, chegamos à penúltima estrutura, que é uma modificação para redução de material da estrutura triplo “T” acima:

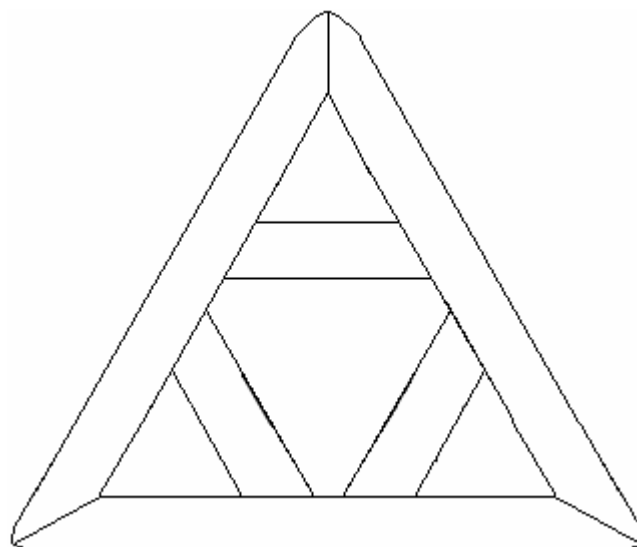


Figura 3.4.6 – Penúltima estrutura de suporte da máquina.

O problema dessa estrutura é a colocação das guias na união entre os tubos. Como a soldagem é manual e sem precisão, a guia pode não se apoiar corretamente nesses extremos. Optou-se então por tubos colocados nas extremidades, como mostra a figura seguinte:

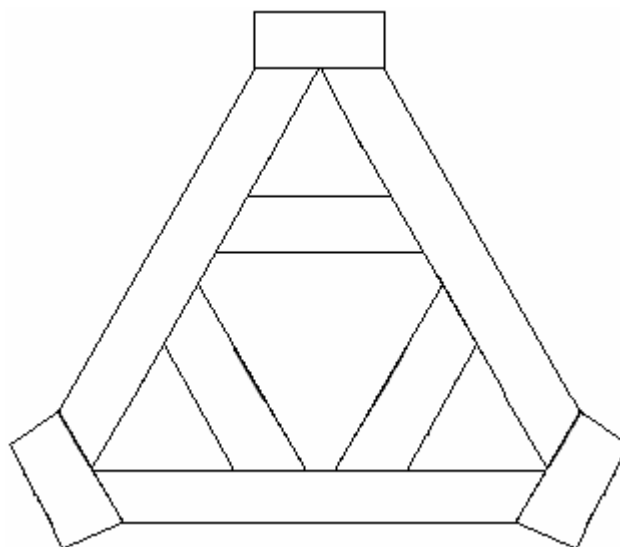


Figura 3.4.7 – Estrutura final de suporte da máquina.

3.5 Montagem dos componentes

Na figura abaixo, encontra-se a disposição de todos os componentes da máquina. Nos itens a seguir serão discutidos o método de fabricação de cada um deles e a forma de conexão com o todo. Para dimensões dos componentes e detalhes mais específicos, consulte o apêndice A.

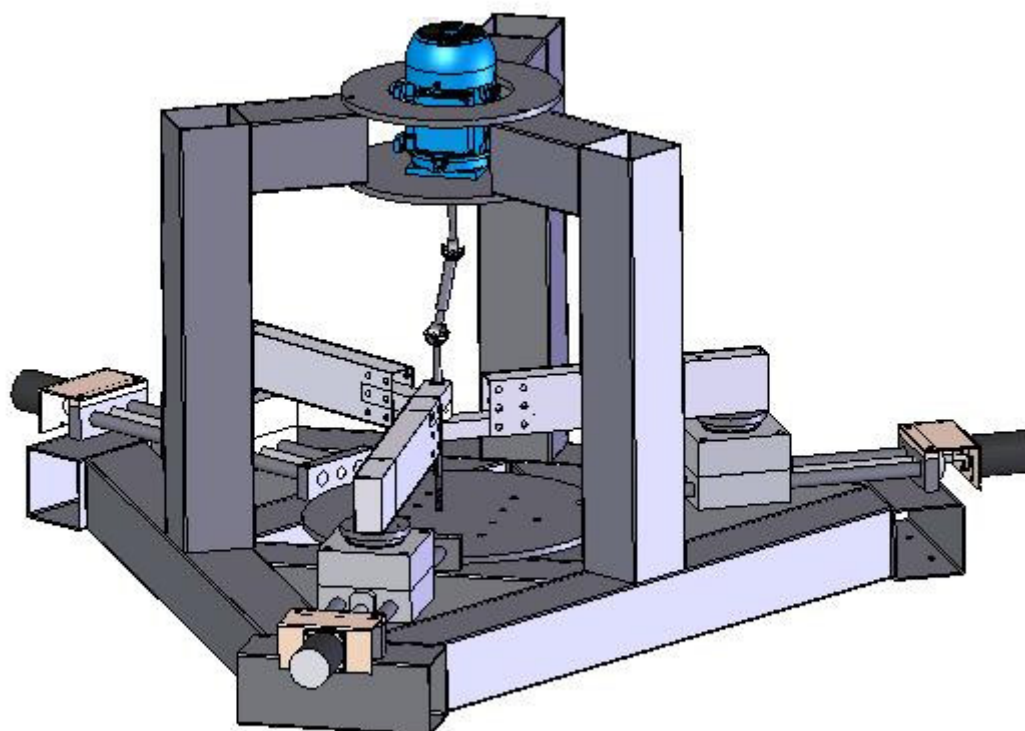
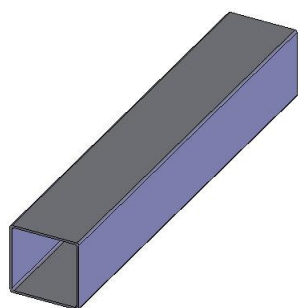


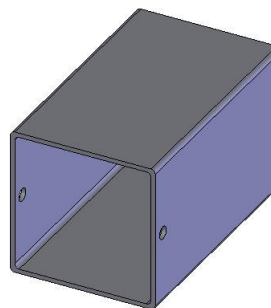
Figura 3.5.1 – Visão geral da máquina.

3.5.1 A base

A base é composta por tubos de aço de seção quadrada com lado 100mm. Os tubos foram separados e classificados de acordo com sua forma e função exercida, existindo cinco tipos diferentes, listados abaixo.



(a)



(b)

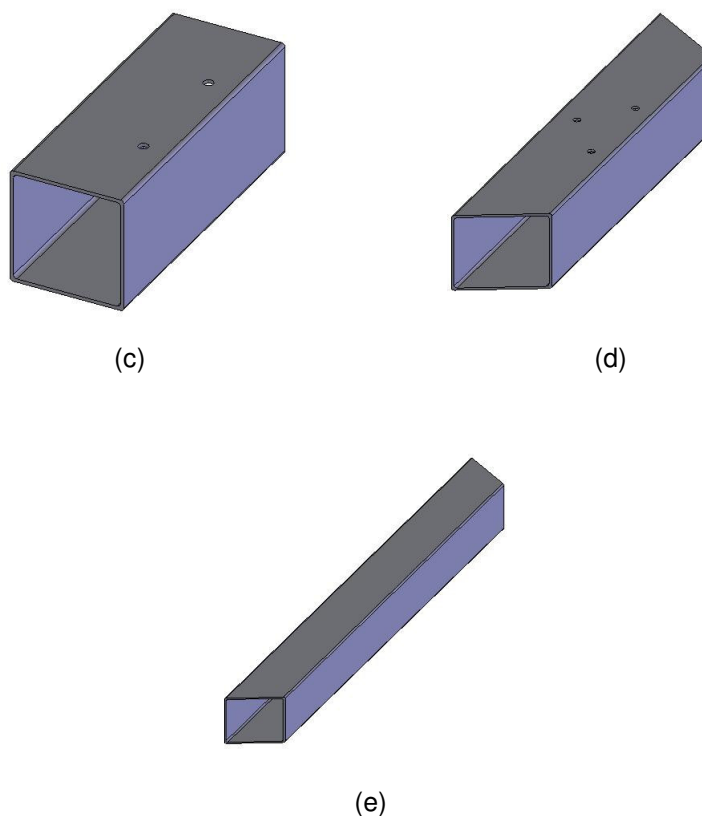


Figura 3.5.2 – tubos de suporte: (a) tubo vertical para sustentação do motor; (b) tubo para fixação do motor; (c) tubo para fixação externa das guias; (d) tubo para fixação interna das guias; (e) tubo de interconexão lateral.

Todos os tubos serão soldados entre si e não haverá tratamento especial de quaisquer superfícies. Os furos também estão isentos de tratamento, salvo remoção de rebarbas.

3.5.2 As guias

Serão utilizadas três guias de 450mm de comprimento. Nenhuma de suas partes será alterada, sendo aplicadas em seu estado de aquisição. Para este trabalho ela foi dividida em duas partes principais.

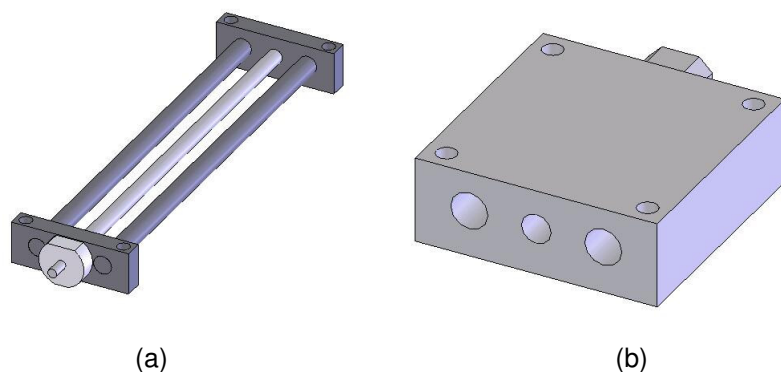


Figura 3.5.3 – guia linear: (a) guia e fuso de acionamento; (b) mesa deslizante.

3.5.3 O motor CC e suporte

Os motores utilizados serão de passo, sem alteração em sua estrutura. Para fixação nas guias, deverão ser confeccionados suportes, como mostrados abaixo.

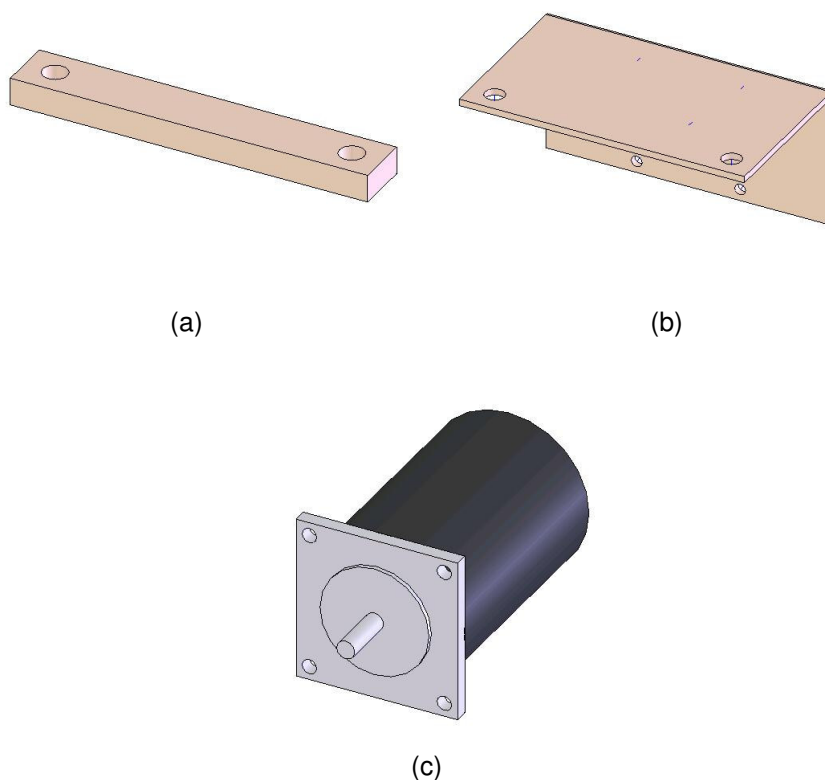


Figura 3.5.4 – motor e suporte: (a) apoio para ajuste de altura com eixo da guia; (b) suporte de sustentação do motor; (c) motor de passo.

Os suportes são de aço e não terão nenhum tratamento de sua superfície, salvo novamente remoção de rebarbas.

3.5.4 Bloco de fixação da bucha e a bucha

O bloco de fixação da bucha possui as mesmas dimensões laterais da mesa deslizante, alterando somente sua altura, 50mm. A união da bucha com o bloco será feita no diâmetro de 59mm, e será por interferência. Os materiais utilizados serão aço para o bloco e cobre para a bucha.

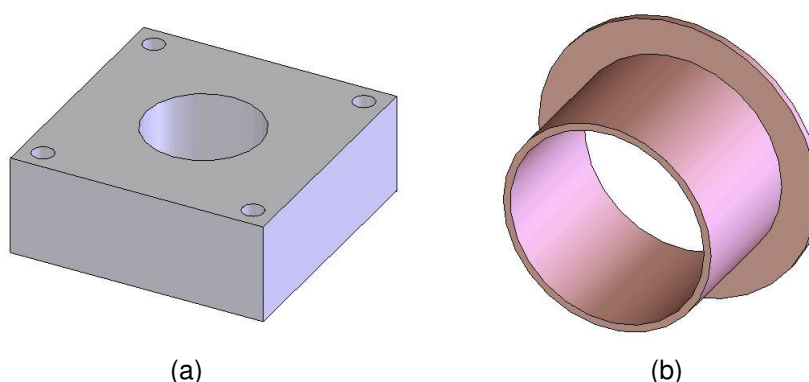


Figura 3.5.5 – bloco e bucha: (a) bloco de alumínio; (b) bucha de cobre.

A fabricação da parte externa da bucha deverá ser com tolerância n8, assim como a parte interna do bloco com N8. Isso garante ajuste com interferência e a fixação da bucha no bloco. Sua parte interna, de qualidade H8, terá rugosidade calculada por: $\frac{c}{R} = 0,001$, onde c é a máxima distância entre o eixo e a bucha, e R é o raio nominal. O valor da rugosidade é obtido dividindo-se o número c por 4, pois é referente à centralização do eixo na bucha. Dessa forma:

$$\frac{c}{R} = \frac{8 \cdot Rug}{D} = 0,001 \Rightarrow Rug = \frac{0,001 \cdot D}{8} = 6,875 \mu m$$

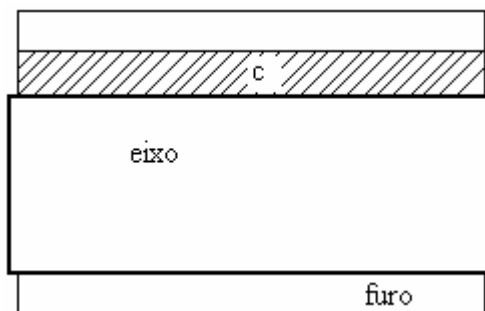


Figura 3.5.6 – obtenção de c.

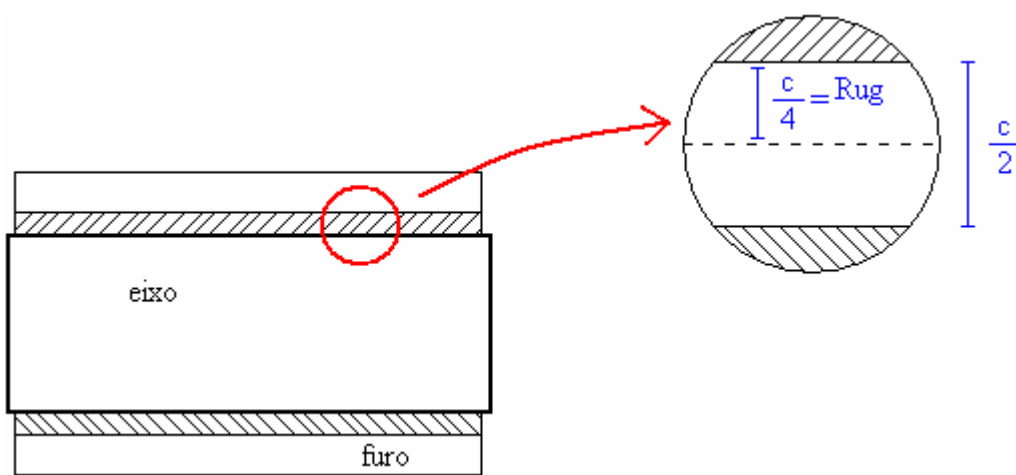


Figura 3.5.7 – obtenção da rugosidade.

Para um rolamento hidrodinâmico bem desenhado, o coeficiente de atrito pode ser bem baixo, da ordem de 0,001, para uma relação entre eixo e folga de $\frac{c}{R} = 0,001$. Essa afirmativa pode ser feita com base na observação das equações a seguir. O filme fluido no rolamento tem condições de suportar as cargas requeridas e fornecer espaçamento necessário para que as rugosidades não entrem em contato. A força normal que pode ser suportada pelo rolamento pode ser definida como:

$$W = S \cdot \eta \cdot U \cdot \left(\frac{R^2}{h^2} \right),$$

onde U é a velocidade tangencial, R é o raio do rolamento, η é a viscosidade e h é a média da espessura do filme fluido. O termo S é o número de Sommerfeld, que pode ser obtido por tabelas, determinadas numericamente a partir do número de Reynolds. Para rolamentos com diâmetro aproximadamente de

mesmo valor que sua largura, $S = 2$; para infinitamente largos, S fica entre 6 e 7.

Esses valores são referentes a uma relação $\frac{h_1}{h_0} = 4$.

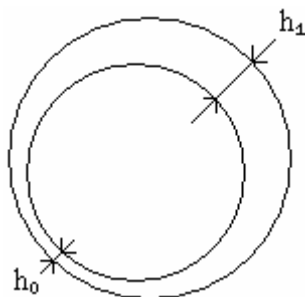


Figura 3.5.8 – Relação entre h_0 e h_1 .

A força de atrito também pode ser determinada analiticamente através da equação $F = \frac{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot U \cdot R}{h}$. Sendo assim, o atrito médio pode ser determinado pela

relação entre a força normal e a força de atrito médio: $\mu = \frac{F}{W} = \left(\frac{2 \cdot \pi}{S} \right) \left(\frac{h}{R} \right)$; daí, considerando-se eixo longo, $S \cong 2 \cdot \pi$, temos baixo atrito para a relação 0,001 indicada anteriormente.

Apesar das condições em que essas equações foram determinadas não se aplicarem à proposta de trabalho da máquina, são um importante ponto de partida, já que a relação oferece alta precisão e rigidez, no rolamento, e baixo atrito.

3.5.5 Eixo de rotação do braço de acionamento

O eixo de rotação de acionamento, feito de aço, possui três cilindros de dimensões crescentes, cada qual com sua finalidade. Veja a figura.

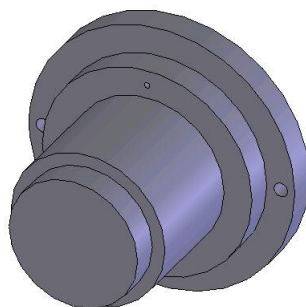


Figura 3.5.9 – eixo de rotação do braço de acionamento.

Denotamos de 1 a 4 as superfícies cilíndricas, da menor para a maior. A superfície 1 deve passar por filetagem para a criação da rosca para a fixação da porca que irá servir impedir o braço de subir. Isso aumenta a rigidez do sistema na medida em que elimina mais um grau de liberdade do eixo.

A superfície 2, seguida do anel que contem o furo de lubrificação, é para a rotação, devendo ter qualidade h8; H8 na bucha (tratada no item anterior). Como foi mencionado anteriormente, a rugosidade no eixo também deverá ser $6,875\mu\text{m}$. De uma forma geral, a rugosidade das superfícies do cilindro e da bucha podem ser alteradas de acordo com a facilidade de fabricação, desde que respeitado o valor da soma igual a $2 \cdot \text{Rug} = 13,75\mu\text{m}$.

Os demais furos e superfícies, incluindo o furo de lubrificação, não terão nenhum tratamento especial, salvo a tradicional eliminação de rebarbas.

3.5.6 Braço de acionamento

O braço de acionamento possui três componentes principais: um tubo de seção retangular, um prisma retangular sólido e uma garra sólida na extremidade. Todos eles são feitos de alumínio e, com exceção da garra, nenhum recebe tratamento especial de suas superfícies.

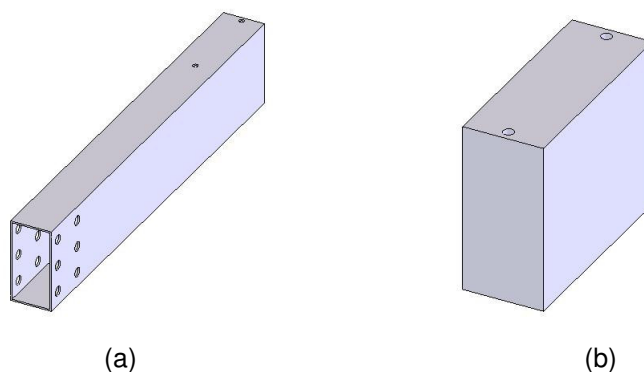


Figura 3.5.10 – braço de acionamento: (a) tubo retangular; (b) prisma sólido.

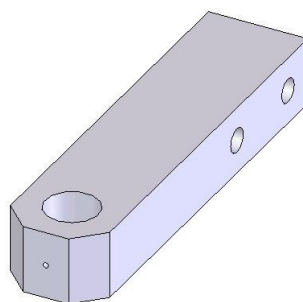


Figura 3.5.11 – garra do braço de acionamento.

A garra possui, em uma de suas extremidades, um furo de lubrificação. Esse furo serve para facilitar o escorregamento existente entre a garra e a bucha da ferramenta. A superfície interna que contém a bucha deve ser fabricada com qualidade H8, e, da mesma maneira que anteriormente, a rugosidade calculada é $Rug = 2,5\mu m$.

3.5.7 Bucha da ferramenta e cilindro de fixação

A bucha da ferramenta é feita de cobre, inteiriça, com qualidade externa h8 e rugosidade calculada no item anterior $Rug = 2,5\mu m$. Sua parte interna também possui rotação e, portanto, fabricação H8. Analogamente, $Rug = 1,25\mu m$.

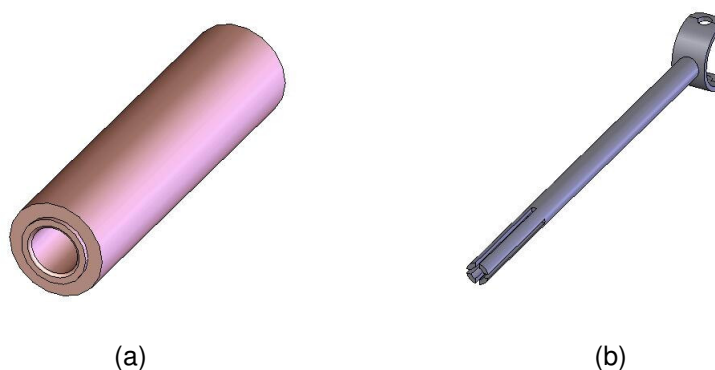


Figura 3.5.12 – garra da ferramenta: (a) bucha; (b) cilindro de fixação.

O cilindro de aço de fixação, em sua parte externa, tem fabricação análoga à bucha, h8, e rugosidade $Rug = 1,25\mu m$. No entanto, a parte para fixação da ferramenta deve ter maior flexibilidade, dado que não se sabe ao certo como está a ferramenta e, além disso, a própria fixação será com braçadeiras. Portanto, foi considerado F8, sem controle da rugosidade.

A geometria de fresamento pode ser negativa ou positiva, como mostra a figura X1. Ferramentas com inclinação dupla negativa são bem resistentes ao choque em operações pesadas de fresamento facial. Já as com inclinação dupla positiva devem ser utilizadas em operações leves e que exijam grande acurácia.

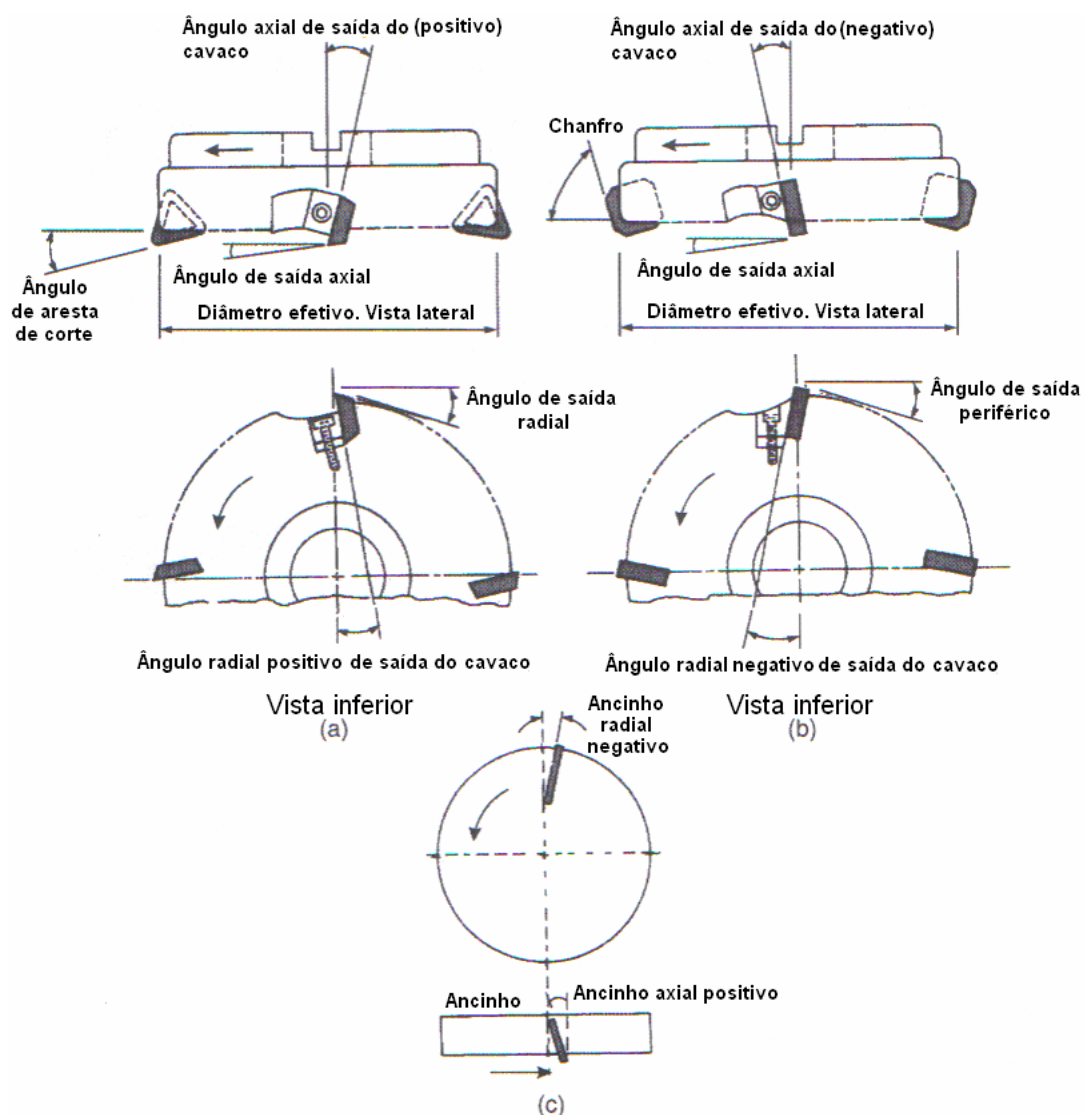


Figura 3.5.13 – Geometria padrão do fresamento facial.

Ferramentas que são utilizadas com ângulos negativo-positivo oferecem um bom acabamento superficial, justamente por removerem com maior eficiência os cavacos gerados. Na figura abaixo estão descritas as operações de fresamento mais utilizadas:

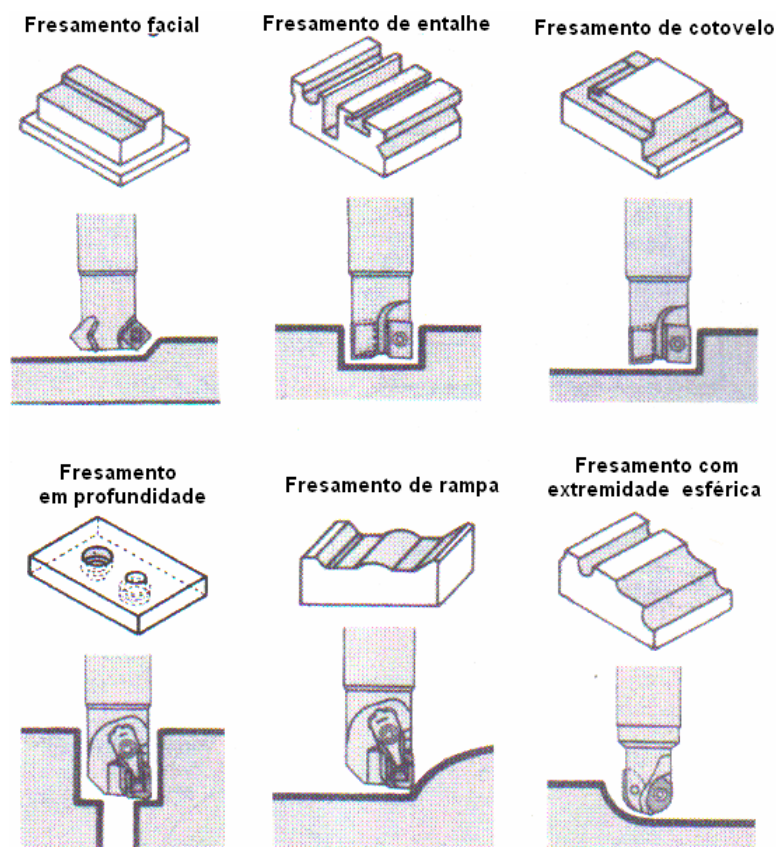


Figura 3.5.14 – Operações no fresamento.

Nas operações de fresamento facial os ângulos de entrada e saída da fresa em relação à peça são diferentes de zero. Já no fresamento *up-milling* o ângulo de entrada é zero, mas o ângulo de saída é diferente de zero. Para grandes taxas de remoção de material é a operação mais recomendada, pois reduz as cargas de choque. O inverso ocorre no fresamento *down-milling*: na entrada, é diferente de zero, mas na saída é zero. Essa configuração permite um acabamento superficial mais suave, e, por isso, é a mais indicada para cortes de acabamento.

O fresamento de centro gera cargas pulsantes na ferramenta que podem entrar em ressonância com os vários modos de vibração estrutural, assim como causar vibrações transientes nas regiões de entrada e saída da ferramenta. Por isso esse tipo de fresamento não é recomendado para máquinas leves ou que utilizem ângulos positivos de inclinação.

Tendo isso em mente, e considerando que a máquina a ser construída é de pequeno porte, fresas helicoidais podem ser utilizadas para reduzir as variações das componentes oscilatórias das forças de fresamento, e são mais utilizadas quando a profundidade de corte é grande e a largura de corte pequena.

3.5.8 Discos de fixação do motor AC e da peça

Os discos de fixação e usinagem, feitos de aço, não necessitam de maiores cuidados com suas superfícies. Salvo, novamente, a remoção de quaisquer resíduos que possam interferir na usinagem.

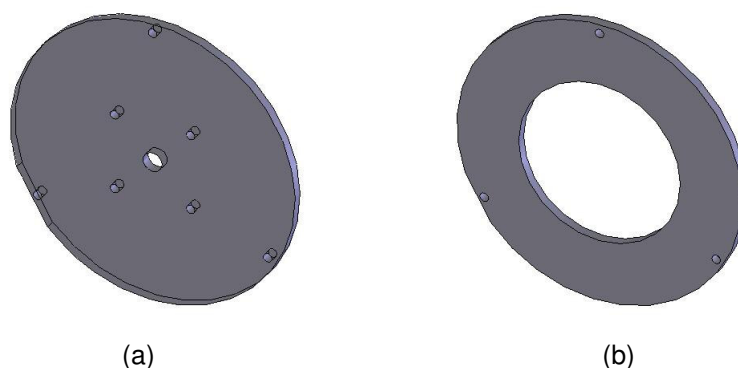


Figura 3.5.15 – discos de fixação do motor: (a) fixação; (b) suporte.

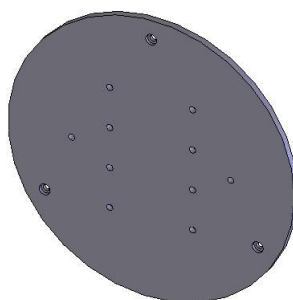


Figura 3.5.16 – disco de fixação da peça.

3.6 Cinemática direta e inversa

Para o controle dos motores deve ser encontrada a relação existente entre os três motores e o plano de trabalho. Essa relação é determinada através da cinemática direta ou inversa. A diferença entre elas é que, na cinemática direta, impomos como variáveis independentes as dimensões geradas pelos atuadores e, como dependentes, a posição no espaço x , y e z . Nesse caso, o comprimento nos atuadores é a variável independente, l_1 , l_2 e l_3 , e as dimensões do plano dependentes desses valores: $x = f(l_1, l_2, l_3)$ e $y = f(l_1, l_2, l_3)$.

Na cinemática inversa ocorre o contrário: adota-se como variáveis independentes os deslocamentos em x e y , e as dependentes são os motores. Desse modo: $l_1 = f(x, y)$, $l_2 = f(x, y)$ e $l_3 = f(x, y)$.

A cinemática direta é mais fácil de ser determinada, mas a inversa é a mais adequada para o controle dos atuadores. Neste trabalho, optou-se por utilizar a cinemática direta e, através de manipulação adequada, encontrar a relação inversa. Assim, o que se chama aqui de cinemática inversa não faz parte de sua resolução, mas sim de uma manipulação de variáveis.

3.6.1 Cinemática direta

A máquina é composta de três atuadores, mas seriam suficientes dois apenas para controlá-la. Sendo assim, devem-se apenas resolver as equações para dois atuadores e colocar o terceiro em função deles. Abaixo está a figura com a nomenclatura considerada.

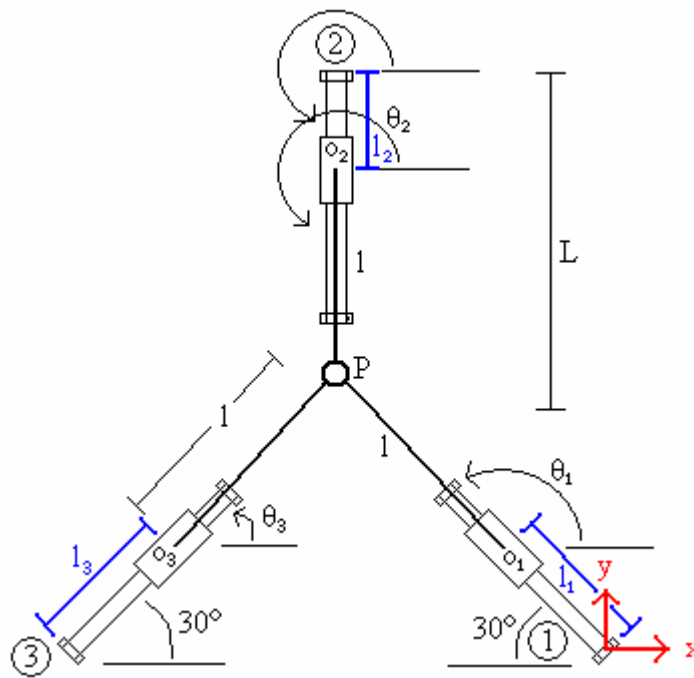


Figura 3.6.1 – convenções para as fórmulas.

As variáveis independentes aqui são l_1 e l_3 . As demais, l_2 , P , θ_1 , θ_2 e θ_3 são as dependentes. Precisamos então definir $\theta_1 = f(l_1, l_3)$, $\theta_2 = f(l_1, l_3)$, $\theta_3 = f(l_1, l_3)$,

$l_2 = f(l_1, l_3)$ e $P = f(l_1, l_3)$. Começamos por ligar entre si os ângulos θ_1 e θ_3 . Assim:

$(P - O_1) + (O_3 - P) + (O_1 - O_3) = \vec{0}$. Da figura:

$$\begin{cases} (P - O_1) = l \cdot e^{j\theta_1} \\ (O_3 - P) = -(P - O_3) = -l \cdot e^{j\theta_3} \\ (O_1 - O_3) = l_1 \cdot e^{j150} - 2 \cdot L \cdot \cos(30) \cdot e^{j180} - l_3 \cdot e^{j30} \end{cases}$$

Substituindo essas equações na original, isolando θ_3 , e fazendo as devidas simplificações, podemos reduzi-la para: $A \cdot \cos(\theta_3) + B \cdot \sin(\theta_3) + G = 0$, onde as funções A, B e G são dadas por:

$$\begin{cases} A = l_3 \cdot \sin(30) - 2 \cdot L \cdot \cos(30) - l_1 \cdot \cos(150) \\ B = l_3 \cdot \cos(30) - l_1 \cdot \sin(150) \\ G = \frac{(A^2 + B^2)}{2 \cdot l} \end{cases}$$

Podemos escrever que $u = tg\left(\frac{\theta_3}{2}\right)$, o que nos indica $\cos(\theta_3) = \frac{1-u^2}{1+u^2}$ e

$\sin(\theta_3) = \frac{2 \cdot u}{1+u^2}$. Resolvendo a equação e substituindo todos os valores para se achar θ_3 , encontramos o seguinte:

$$\theta_3 = \arccos\left(\frac{1-u^2}{1+u^2}\right) = \arcsen\left(\frac{2 \cdot u}{1+u^2}\right)$$

Usando o mesmo raciocínio, podemos identificar θ_1 , como se segue:

$$\theta_1 = \arccos\left(\frac{1-v^2}{1+v^2}\right) = \arcsen\left(\frac{2 \cdot v}{1+v^2}\right)$$

Onde $\nu = tg\left(\frac{\theta_1}{2}\right)$. Assim, já definimos duas das cinco funções desejadas. Para determinar P, devemos resolver o seguinte: $(P - \langle 1 \rangle) = (O_1 - \langle 1 \rangle) + (P - O_1)$. Como o primeiro termo é exatamente as coordenadas do ponto, temos:

$$\begin{cases} x = l_1 \cdot \cos(150) + l \cdot \cos(\theta_1) \\ y = l_1 \cdot \sin(150) + l \cdot \sin(\theta_1) \end{cases}$$

Analogamente, para l_2 e θ_2 , omitindo já os cálculos, podemos escrever:

$$l_2 = \frac{2 \cdot S \cdot \sin(270) \pm \sqrt{4 \cdot (l^2 - R^2)}}{2}$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{R - l_2 \cdot \cos(270)}{l}\right) = \arcsen\left(\frac{S - l_2 \cdot \sin(270)}{l}\right)$$

$$\text{Onde } \begin{cases} R = l \cdot \cos(\theta_1) + l_1 \cdot \cos(150) - 2 \cdot L \cdot \cos(30) \cdot \cos(120) \\ S = l \cdot \sin(\theta_1) + l_1 \cdot \sin(150) - 2 \cdot L \cdot \cos(30) \cdot \sin(120) \end{cases}$$

3.6.2 Cinemática inversa

Lembrando que o que acontece aqui é puramente uma substituição de variáveis, e não o método de resolução pela cinemática inversa, e, pulando toda a parte matemática, parte dada acima, parte de conhecimento geral, podemos escrever as equações necessárias para o controle dos motores como:

$$l_1(x, y) = \frac{y - x\sqrt{3} \pm \sqrt{(y - x\sqrt{3})^2 - 4(x^2 + y^2 - l^2)}}{2}$$

$$l_3(x, y) = \frac{y + x\sqrt{3} + 3 \cdot L \pm \sqrt{4 \cdot l^2 - x^2 + 2 \cdot x\sqrt{3}(y - L) - (L\sqrt{3} - y\sqrt{3})^2}}{2}$$

O cálculo direto de l_2 é muito complicado, pois envolve senos, cossenos e valores duplos de solução. Por isso, não foi possível escrevê-lo como os anteriores. Para ser determinado, é mais fácil trabalhar com a solução das equações anteriores substituídas nas seguintes equações, seguindo essa mesma ordem:

$$\begin{cases} A = \frac{l_3}{2} + \frac{l_1\sqrt{3}}{2} - L\sqrt{3} \\ B = \frac{l_3 - l_1}{2} \\ G = \frac{(A^2 + B^2)}{2 \cdot l} \end{cases} \Rightarrow v = \frac{B \pm \sqrt{B^2 - G^2 + A^2}}{G + A} \Rightarrow \begin{cases} \cos(\theta_1) = \frac{(1 - v^2)}{(1 + v^2)} \\ \text{sen}(\theta_1) = \frac{2 \cdot v}{(1 + v^2)} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R = l \cdot \cos(\theta_1) + \frac{\sqrt{3}}{2}(L - l_1) \\ S = l \cdot \text{sen}(\theta_1) + \frac{(l_1 - 3 \cdot L)}{2} \end{cases} \Rightarrow \boxed{l_2(x, y) = -S \pm \sqrt{l^2 - R^2}}$$

Observe que l_2 é dependente dos valores de l_1 e de l_3 , como mencionado anteriormente.

3.7 O Software de controle

Como mencionado anteriormente, o software de controle é o EMC2. Inicialmente ele deve ser configurado para referenciar o sistema de coordenadas utilizado na máquina. Optou-se por utilizar a configuração presente do software e apenas fazer matematicamente a conversão dos valores.

Cada coordenada do software controla um dos motores de passo, e cada placa de driver pode controlar dois motores. Assim, foram utilizadas duas placas, conectadas na porta paralela do computador, para o acionamento dos três motores. Para maiores informações sobre as placas de acionamento, referencie o anexo A ao final do trabalho.

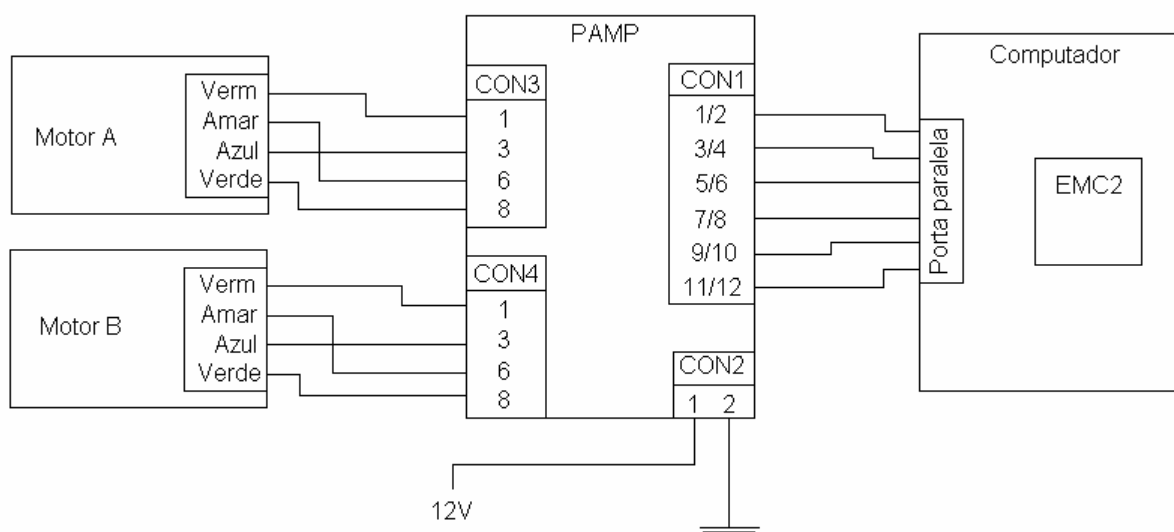


Figura 3.8.1 – Conexões do controle.

3.8 O Programa de controle

Devido a problemas com a velocidade de transmissão, o controle teve de ser feito com envio de segmentos de retas, ao invés de simplesmente indicar o ponto final. Isso ocorreu pois a velocidade de transmissão da porta paralela é maior que a velocidade de recepção do driver, o que gera um certo atraso e, ao final, a sobreposição de pontos e erro no programa.

Observe que não ocorre perda de passo, mas sim perda de sincronismo com o computador. Devido às baixas velocidades de usinagem, isso não será um problema; e mesmo que representasse, pode-se enviar uma instrução de segmento de reta de cada vez, com uma pausa entre elas, fazendo com que dê tempo do driver executar as tarefas atrasadas.

3.9 Análise estática

Podemos determinar os deslocamentos estáticos do sistema separando em duas frentes de análise: a primeira com relação aos braços e a segunda em relação ao peso do motor.

A seguir faz-se a análise literal de ambas, com respectiva substituição dos valores nas fórmulas.

3.9.1 Análise estática do braço de acionamento

O braço de acionamento pode ser dividido em duas partes: a garra e o tubo retangular. Dessa forma, podemos separar o problema do deslocamento também em duas partes, fazendo a respectiva compensação:

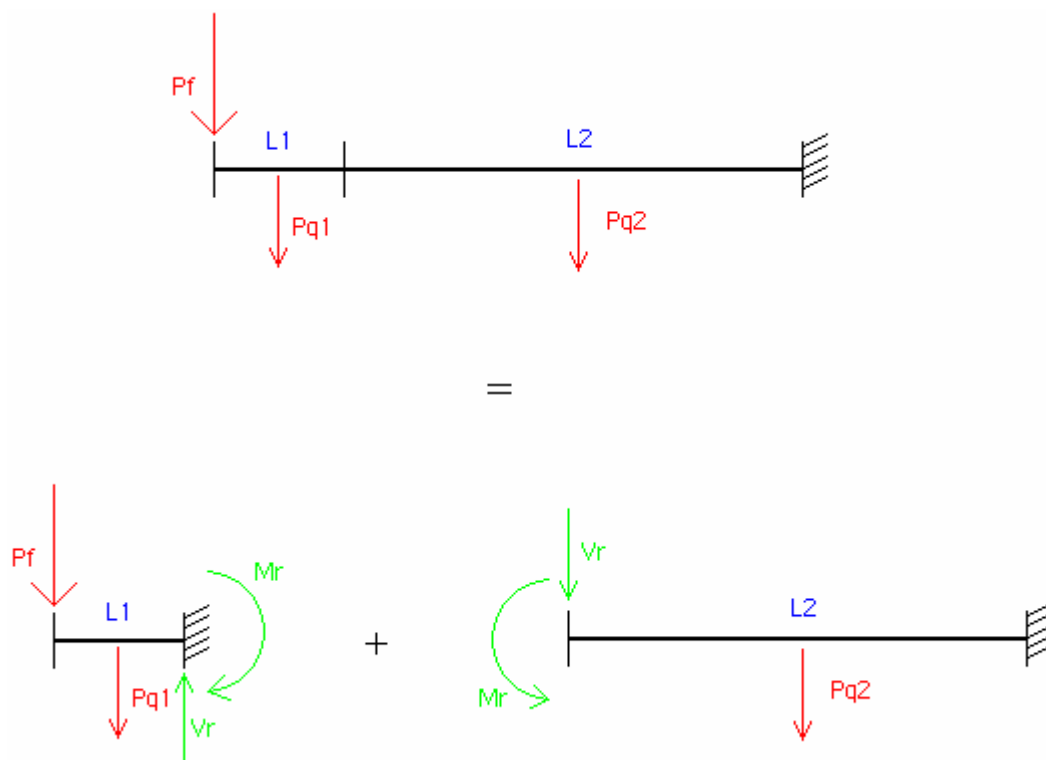


Figura 3.9.1 – Separação de viga em duas partes.

Assim, pode-se analisar primeiro a garra e, depois, o tubo retangular. A geometria real pode ser simplificada por:

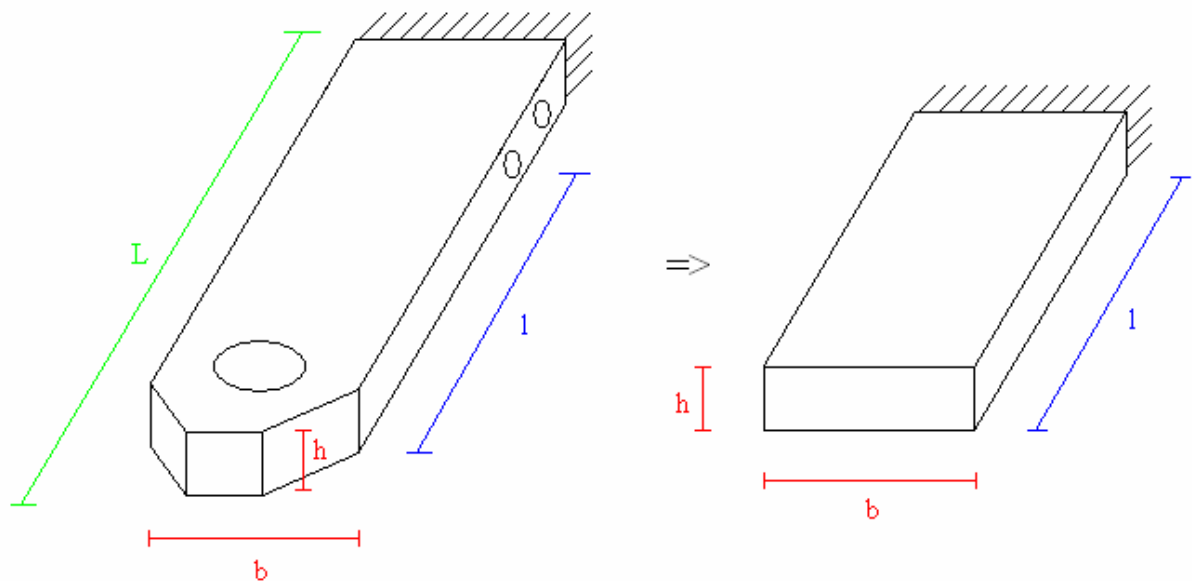


Figura 3.9.2 – Equivalência da garra.

Observe que o comprimento da viga modelada é menor. Isso pois a fixação dá-se no furo da garra, e as maiores deformações estão dali para frente. O furo do eixo também foi desconsiderado nos cálculos, mas espera-se compensação desse valor, pois a carga real está aplicada no furo, não na extremidade, e existe adicional de material no modelo na extremidade.

Admite-se que a massa da ferramenta mais o conjunto do eixo cardã sejam dados por P_f . Como existem três garras, podemos separar para cada uma $\frac{P_f}{3}$. Admitindo ainda que a massa própria seja dada por $P_q = b \cdot h \cdot l \cdot \rho \cdot g$, aplicada no centro de gravidade, onde ρ é a densidade do material e g a aceleração da gravidade, podemos determinar a equação da deflexão.

Assim, determinando as reações no engaste, temos:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = F_y - P_q - \frac{P_f}{3} \Rightarrow F_y = P_q + \frac{P_f}{3}$$

$$\sum M = 0 = M - \frac{P_q \cdot l}{2} - \frac{P_f \cdot l}{3} \Rightarrow M = \frac{P_q \cdot l}{2} + \frac{P_f \cdot l}{3}$$

Podemos então escrever as funções das forças e do momento e fazer os diagramas de esforços, como segue:

$$V(x) = \frac{P_f}{3} + P_q \cdot H\left(x - \frac{l}{2}\right)$$

$$M(x) = -\frac{P_f}{3} \cdot x - P_q \cdot \left(x - \frac{l}{2}\right) \cdot H\left(x - \frac{l}{2}\right)$$

A função $H(j)$ é a função Heavyside, que tem valores $H(j < 0) = 0$ e $H(j \geq 0) = 1$. Os diagramas ficam então:

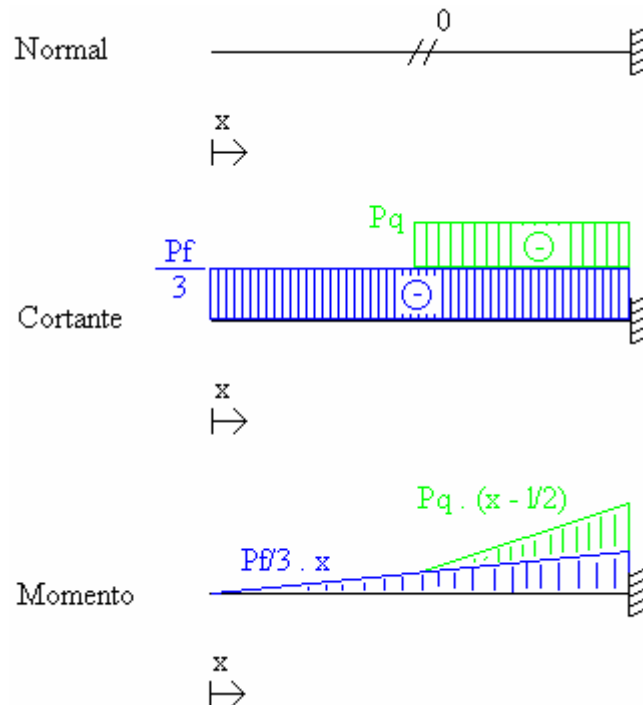


Figura 3.9.3 – Diagrama de esforços da garra.

Buscando a solução por Castigliano, temos:

$$U = \int_0^l \frac{M^2}{2EI} dx = \frac{1}{2EI} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{P_f}{3} x \right)^2 dx + \int_{\frac{l}{2}}^l \left(\frac{P_f}{3} + \frac{P_q}{2} \right)^2 x^2 dx \right]$$

$$U = \frac{l^3}{2EI} \left[\frac{P_f^2}{216} + \frac{7}{24} \left(\frac{P_f}{3} + \frac{P_q}{2} \right)^2 \right]$$

$$\delta_{yGarra} = \frac{\partial U}{\partial P_f} + \frac{\partial U}{\partial P_q} = \frac{l^3}{2EI} \left(\frac{2P_f}{57} + \frac{7P_q}{72} \right) + \frac{7l^3}{48EI} \left(\frac{P_f}{3} + \frac{P_q}{2} \right)$$

Sabendo que, para esse caso, $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$, pode-se determinar completamente δ_{yGarra} . Podemos passar então para o tubo retangular. Aqui a simplificação do modelo segue a mesma idéia da garra, assim como a aplicação de cargas. O momento de inércia é dado por $I_t = \frac{b_t \cdot h_t^3}{12} - \frac{(b_t - 2e)(h_t - 2e)^3}{12}$, e o modelo e os diagramas seguem abaixo.

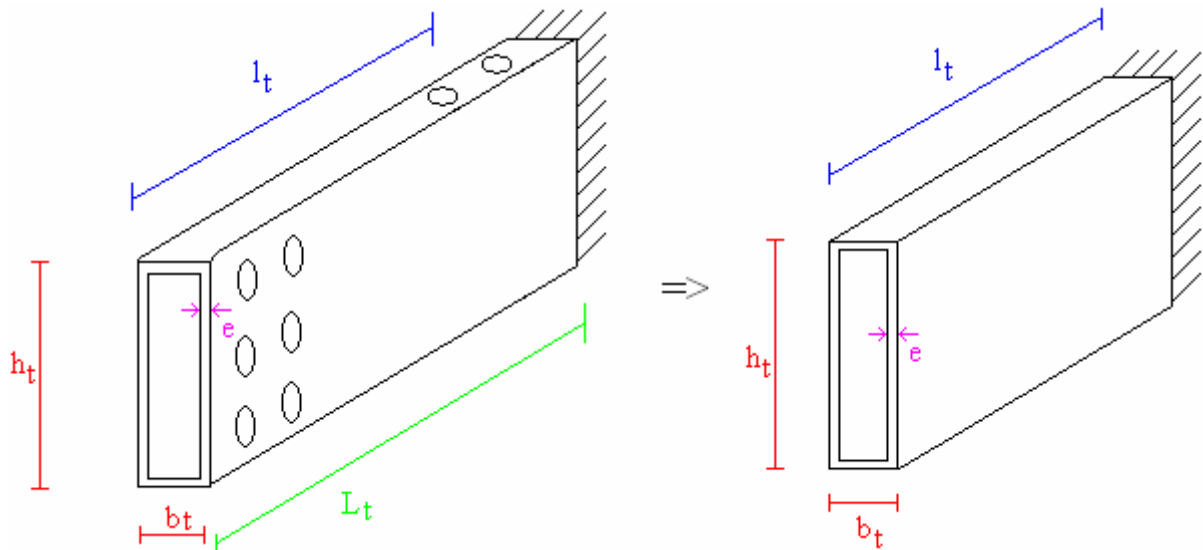


Figura 3.9.4 – Equivalência do braço.

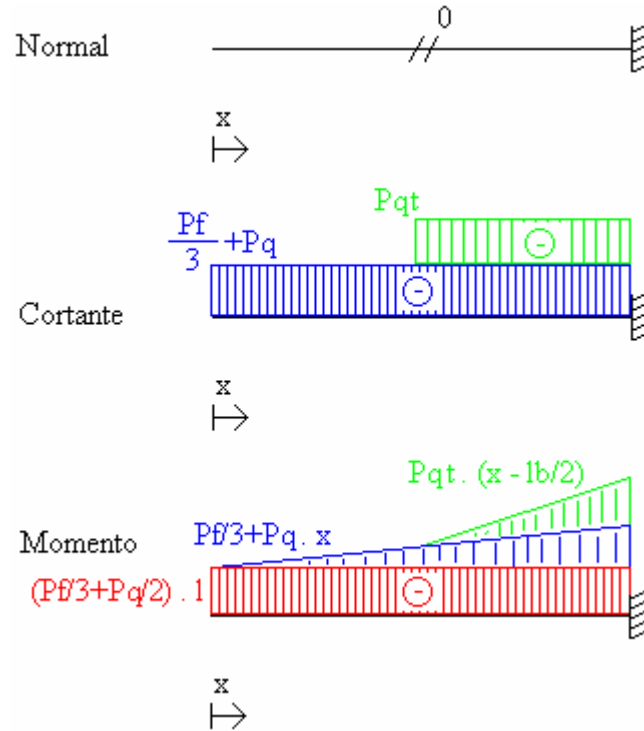


Figura 3.9.5 – Diagrama de esforços do braço.

Analogamente, resolvendo para determinar a deflexão, encontramos:

$$U_t = \frac{1}{2EI_t} \left[l_t \cdot l^2 \left(\frac{P_f}{3} + \frac{P_q}{2} \right)^2 + \frac{l_t^3}{24} \left(\frac{P_f}{3} + P_q \right)^2 + \frac{7l_t^3}{24} \left(\frac{P_f}{3} + P_q + \frac{P_{qt}}{2} \right)^2 \right]$$

$$\delta_{yBraço} = \frac{\partial U}{\partial \left(\frac{P_f}{3} + P_q \right)} + \frac{\partial U}{\partial P_{qt}} + \frac{\partial U}{\partial \left[l \cdot \left(\frac{P_f}{3} + \frac{P_q}{2} \right) \right]}$$

$$\delta_{yBraço} = \frac{l \cdot l_t}{EI_t} \left(\frac{P_f}{3} + \frac{P_q}{2} \right) + \frac{l_t^3}{2EI_t} \left(\frac{2}{19} \left(\frac{P_f}{3} + P_q \right) + \frac{7P_{qt}}{72} \right) + \frac{7l_t^3}{48EI_t} \left(\frac{P_f}{3} + P_q + \frac{P_{qt}}{2} \right)$$

Assim, podemos encontrar o valor da deflexão sofrida pela ferramenta através da soma das duas deflexões acima.

$$\delta_{yFerramenta} = \delta_{yBraço} + \delta_{yGarra}$$

Por fim, numericamente, dados os valores das constantes abaixo, temos:

Símbolo	Valor	Unidade
l	0,09	m
E	6,90E+10	Pa
I	4,82E-08	m ⁴
P_f	7,8	N

Símbolo	Valor	Unidade
P_q	3,339	N
l_t	3,05E-01	m
I_t	2,99E-07	m ⁴
P_{qt}	3,709	N

Como resultado obtemos $8,12 \times 10^{-6}$ m, ou seja, $8,12\mu\text{m}$.

3.9.2 Análise estática do tubo de sustentação do motor AC

A análise da sustentação segue a mesma idéia das duas análises anteriores. A massa sustentada por cada um é $P_m/3$, e a seguir são mostradas as considerações feitas para a análise, assim como os diagramas de esforços. O momento de inércia da viga considerada é $I_l = \frac{d_l^4}{12} - \frac{(d_l - 2e_l)^4}{12}$.

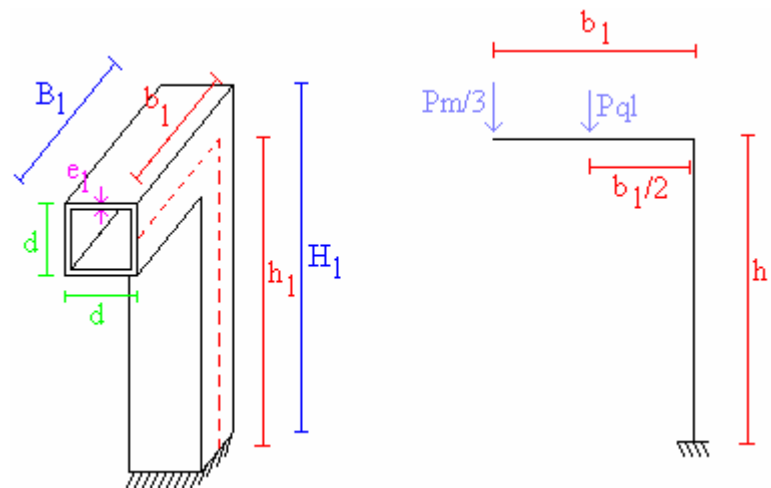


Figura 3.9.6 – Sistema equivalente da sustentação.

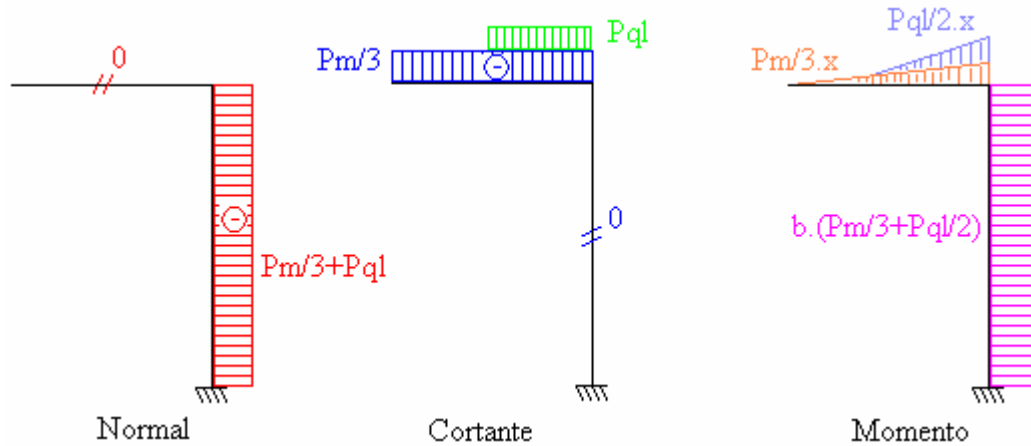


Figura 3.9.7 – Diagrama de esforços da sustentação.

Analogamente aos casos anteriores, podemos separar o problema em dois casos: a barra horizontal e a vertical. Dessa forma, podemos encontrar os seguintes valores da energia de deformação e da deflexão:

$$U = \frac{b_l^3}{2EI_l} \left[\frac{P_m^2}{216} + \frac{7}{24} \left(\frac{P_m}{3} + \frac{P_{ql}}{2} \right)^2 \right]$$

$$\delta_{y1} = \frac{\partial U}{\partial P_m} + \frac{\partial U}{\partial P_{ql}} = \frac{b_l^3}{2EI_l} \left(\frac{2P_m}{57} + \frac{7P_{ql}}{72} \right) + \frac{7b_l^3}{48EI_l} \left(\frac{P_m}{3} + \frac{P_{ql}}{2} \right)$$

A deformação por compressão se dá por:

$$\sigma = E\varepsilon \Rightarrow \frac{\left(\frac{P_m}{3} + P_{ql} \right)}{\left(d^2 - (d - 2e_l)^2 \right)} = \frac{E \cdot \delta_{y2}}{h_l}$$

Como existem três barras sustentando o motor, devido às forças de reação correspondentes à simetria do problema, não existe deslocamento em x. Assim:

$$\delta_{ySustent} = \delta_{y1} + \delta_{y2} = \frac{b_l^3}{2EI_l} \left(\frac{2P_m}{57} + \frac{7P_{ql}}{72} \right) + \frac{7b_l^3}{48EI_l} \left(\frac{P_m}{3} + \frac{P_{ql}}{2} \right) + \frac{h_l \cdot \left(\frac{P_m}{3} + P_{ql} \right)}{E \cdot \left(d^2 - (d - 2e_l)^2 \right)}$$

Em termos numéricos, podemos substituir os valores da tabela abaixo:

Símbolo	Valor	Unidade
bl	2,15E-01	m
E	2,00E+11	Pa
Il	1,83E-06	m ⁴
Pm	75	N

Símbolo	Valor	Unidade
Pql	15,143	N
hl	5,50E-01	m
d	1,00E-01	m
el	3,00E-03	m

Resultando em um deslocamento vertical de $2,8 \times 10^{-7}$ m, ou seja, 0,28 μ m.

3.10 Análise harmônica do tubo de sustentação do motor AC

O formato da estrutura de sustentação, em “L”, possui dois componentes. Considerou-se que o menor componente não será crítico nessa análise, pois o comprimento do maior fornece um limitante inferior muito mais importante, no que tange às frequências de oscilação. Devido ao funcionamento do motor AC no topo da estrutura, podemos observar a incidência de três tipos de esforços nas barras: dois planos de flexão e um plano de torção, como mostra a figura abaixo.

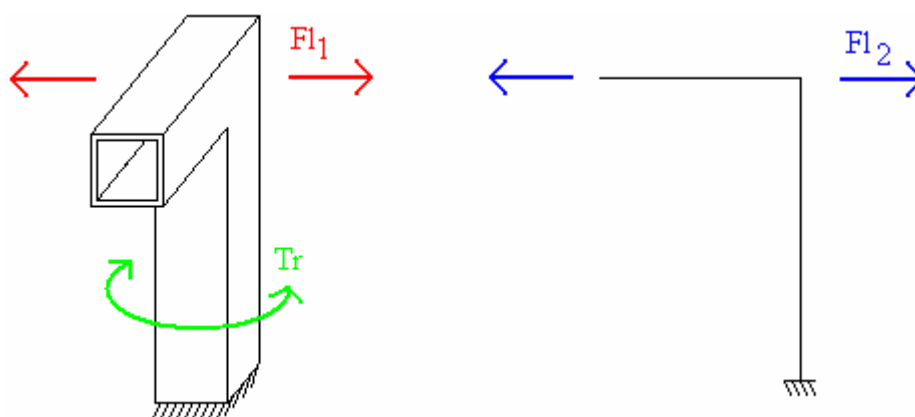


Figura 3.10.1 – Esforços nas barras.

Os esforços de flexão podem ser considerados similares, pois a frequência de excitação vem da mesma fonte e pode ser considerada constante. E o esforço de torção pode ser resolvido como se segue.

Considere a relação geométrica dada na figura 3.10.2 ao lado. Ela representa a relação entre um deslocamento angular θ , o respectivo comprimento gerado l e

um deslocamento linear δ . Para pequenos deslocamentos, podemos considerar que $\delta \cong l l = b_l \cdot \theta \Rightarrow \theta = \frac{\delta}{b_l}$.

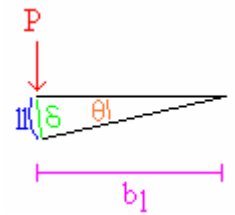


Figura 3.10.2

Por Castigliano podemos ainda determinar o valor de δ em função de um esforço qualquer P. Assim:

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\partial}{\partial P} \int_0^{b_l} \frac{(P \cdot x)^2}{2EI_l} dx = \frac{P \cdot b_l^3}{3EI_l}$$

Utilizando o equilíbrio de momentos, podemos escrever:

$$M = K_\theta \cdot \theta = P \cdot b_l$$

$$K_\theta = \frac{P \cdot b_l}{\theta} = \frac{P \cdot b_l^2}{\delta} = \frac{3EI_l}{b_l}$$

Pode-se determinar o momento de inércia J da seção delgada por:

$$J = \frac{4 \cdot e \cdot Am^2}{Lm}, \text{ onde } Am \text{ e } Lm \text{ são dados por: } Lm = 4 \cdot (d - e) \text{ e } Am = (d - e)^2.$$

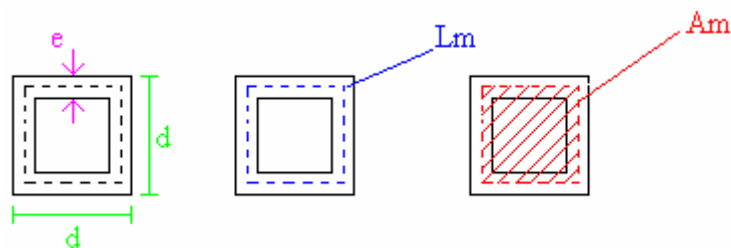


Figura 3.10.3 – Representação de Lm e Am.

Assim, o momento fica: $J = e_l \cdot (d - e_l)^3$. A frequência de ressonância da configuração pode então ser dada finalmente por:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\theta}}{J}}$$

O valor correspondente é de 217Khz. Note que esse valor pode ser admitido devido à alta rigidez do aço e também ao elevado momento de inércia, em comparação com a área real.

Para o esforço de flexão, considera-se que a influência da barra horizontal, de menor tamanho, não seja significativo na frequência natural. Isso pois seu tamanho reduzido eleva a frequência, sendo que a encontrada para a barra maior é mais crítica.

Assim, considera-se o modelo abaixo.

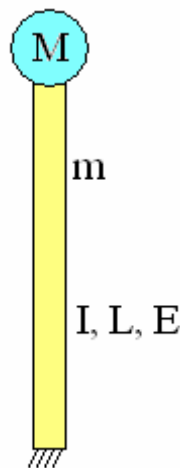


Figura 3.10.4 – Modelo para dinâmica de flexão da sustentação do motor.

Da resistência dos materiais, temos:

$$M \cdot \ddot{v}(x,t) + c \cdot \dot{v}(x,t) + E \cdot I \cdot v^{(4)}(x,t) = p(x,t)$$

Da esquerda para a direita, podemos definir os seguintes termos: o primeiro representa a força de inércia por unidade de massa; o segundo, a força de amortecimento por unidade de massa; então temos a força elástica e as forças externas, ambos por unidade de massa.

Como queremos a análise modal da estrutura, podemos eliminar a componente de forças externas. Foi desconsiderada também a influência do amortecimento nessa análise. Essas simplificações retornam:

$$\ddot{v}(x,t) + C_k^2 \cdot v^{(4)}(x,t) = 0$$

C_k é dado por $C_k = \sqrt{\frac{E \cdot I}{M}}$. Como existem duas variáveis, supõe-se que $v(x,t)$ é separável em duas expressões independentes. Assim: $v(x,t) = \phi(x) \cdot T(t)$. Podemos então escrever:

$$\begin{cases} \ddot{T}(t) + \omega^2 \cdot T(t) = 0 \\ \phi^{(4)}(x) - \left(\frac{\omega}{C_k}\right)^2 \phi(x) = 0 \end{cases}$$

A resolução das equações acima, omitida aqui, nos fornece os seguintes resultados:

$$\begin{cases} T(t) = A \cdot \sin(\omega \cdot t) + B \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ \phi(x) = C_1 \cdot \sin(\beta \cdot x) + C_2 \cdot \cos(\beta \cdot x) + C_3 \cdot \sinh(\beta \cdot x) + C_4 \cdot \cosh(\beta \cdot x) \end{cases}$$

As novas constantes são dadas por: $\beta = \sqrt{\frac{\omega}{C_k}}$, $\mu = \frac{M}{m \cdot L}$, $\xi = \frac{x}{L}$ e $\lambda = \beta \cdot L$.

Fazendo as devidas simplificações, podemos obter a seguinte expressão:

$$\phi(x) = C_1 \cdot \sin(\lambda \cdot \xi) + C_2 \cdot \cos(\lambda \cdot \xi) + C_3 \cdot \sinh(\lambda \cdot \xi) + C_4 \cdot \cosh(\lambda \cdot \xi)$$

Podemos então aplicar as condições de contorno para encontrarmos a matriz que representa os valores de x , multiplicada pelas constantes C_i . Assim temos:

- 1) $v(0,t)=0$; então $\Phi(0)=0$ e $C_2+C_4=0$;
- 2) $v'(0,t)=0$; então $\Phi'(0)=0$ e $C_1+C_3=0$;

$$3) v''(L,t)=0; \text{ então } \Phi''(L)=0 \text{ e}$$

$$-C_1 \cdot \sin(\lambda) - C_2 \cdot \cos(\lambda) + C_3 \cdot \sinh(\lambda) + C_4 \cdot \cosh(\lambda) = 0;$$

$$4) E \cdot I \cdot v^{(3)}(L,t) = M \cdot \ddot{v}(L,t).$$

Portanto, podemos escrever as relações acima matricialmente, e determinar os valores de λ através do determinante de A.

$$A(\lambda) \cdot [C_i] = [0]$$

$$A(\lambda) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots \\ 1 & 0 & 1 & \dots \\ -\sin(\lambda) & -\cos(\lambda) & \sinh(\lambda) & \dots \\ \mu \cdot \lambda \cdot \sin(\lambda) - \cos(\lambda) & \mu \cdot \lambda \cdot \cos(\lambda) + \sin(\lambda) & \mu \cdot \lambda \cdot \sinh(\lambda) + \cosh(\lambda) & \dots \\ \dots & 1 & & \\ \dots & 0 & & \\ \dots & \cosh(\lambda) & & \\ \dots & \mu \cdot \lambda \cdot \cosh(\lambda) + \sinh(\lambda) & & \end{bmatrix}$$

Através de $\det[A(\lambda)]=0$, podemos encontrar os valores de λ que satisfazem o problema. Porém, como se trata de frequência natural, deve-se pegar o menor desses valores. Assim, $\lambda=\lambda_{\text{menor}}$. Substituindo:

$$\lambda_{\text{menor}} = \beta_{\text{menor}} \cdot L = L \cdot \sqrt{\frac{\omega_{\text{menor}}}{C_k}} \Rightarrow \omega_{\text{menor}} = \frac{\lambda_{\text{menor}}^2}{L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{M}}$$

Portanto:

$$f_{\text{menor}} = \frac{\lambda_{\text{menor}}^2}{2 \cdot \pi \cdot L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{M}}$$

Substituindo por valores numéricos temos uma frequência natural de 94Hz, que deve ter atenção redobrada por ser a menor frequência do sistema.

3.11 Análise estática pelo Solid Works

Abaixo resultados obtidos com o uso do Solid Works para a análise estática. As constantes utilizadas foram 7,5Kg para a massa do motor e 780g para a massa da fresa mais o eixo carda. As configurações internas de malha e resolução foram as padrões.

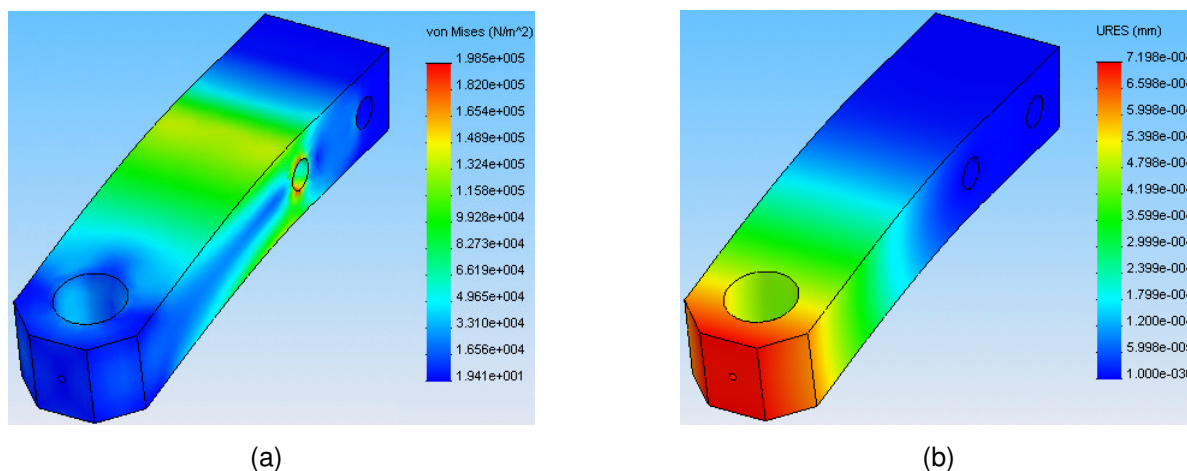


Figura 3.11.1 – Tensões de Von Mises (a) e deslocamentos (b) na garra.

Observe que a maior concentração de tensões dá-se próxima ao primeiro furo de fixação com o braço de sustentação da garra. No entanto, essa tensão, da ordem de $1,654 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, não representa problema no que diz respeito ao escoamento do material, que foi assumido com valor de $5,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. Esse valor é cerca de 300 vezes maior que a solicitação.

Com relação ao deslocamento gerado, existe o valor de $0,72 \mu\text{m}$. Para a máquina esse número não está ruim, pois queremos precisão de ordem maior que o indicado. No entanto, mesmo que fosse maior, não haveria problema, pois, como a carga é constante, esse erro pode ser incluído no software de controle e eliminado da peça.

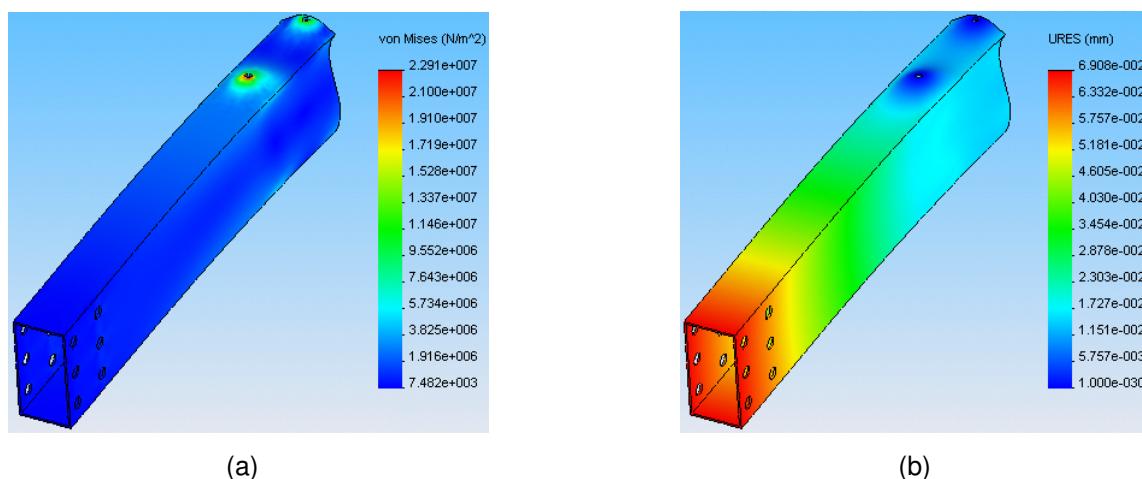


Figura 3.11.2 – Tensões de Von Mises (a) e deslocamentos (b) no braço.

Analogamente à análise feita para a garra, as tensões de Von Mises visualizadas para o braço são cerca de metade da tensão de escoamento do alumínio. O valor ainda é aceitável, mas não é representativo nesse caso: o problema é que, devido ao modelo considerado, as tensões concentraram-se nos furos de fixação com a base. Na realidade esse valor é inferior, pois existe apoio interno ao tubo, fazendo com que as tensões concentrem-se ao longo da seção transversal, e não nos furos.

O deslocamento no extremo da barra é de 69 μ m, fazendo com que o deslocamento total na ponta da ferramenta seja de 69,72 μ m. Novamente, esse é um valor extrapolado da realidade, pelo motivo explicado no braço acima. E, mesmo que fosse real, é um valor fixo, que pode ser corrigido por software ou através da regulação da ferramenta na própria máquina.

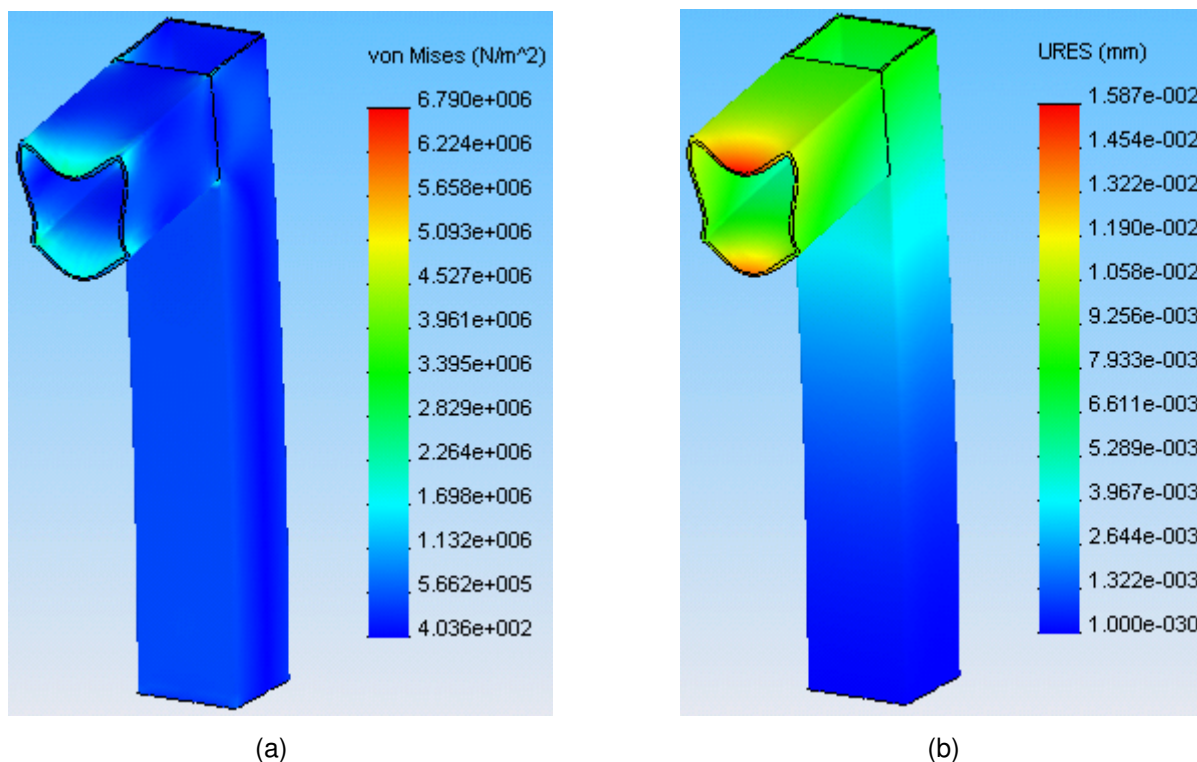


Figura 3.11.3 – Tensões de Von Mises (a) e deslocamentos (b) no tubo de sustentação do motor.

Por fim, para a sustentação do motor, pode ser observada a incidência de tensões da ordem de $2 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. Comparando com o valor do escoamento, de $3,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$, vê-se que a estrutura não está sujeita ao escoamento, e o deslocamento de $15,9 \mu\text{m}$ não influencia no resultado final, já que a ferramenta está ligada por um eixo cardã de comprimento variável.

No entanto, o resultado obtido não é representativo da realidade. Isso pois a distribuição de cargas escolhida atua na seção quadrada inteira, quando em verdade existe ali uma conexão feita por parafuso que sustenta as deformações abauladas na seção.

3.12 Análise das forças de usinagem

Durante a usinagem da madeira ou PVC ocorrem forças que podem resultar em deformações nos braços e na garra. Considerando que essas forças atuem de forma estática, podemos representá-las conforme o desenho abaixo.

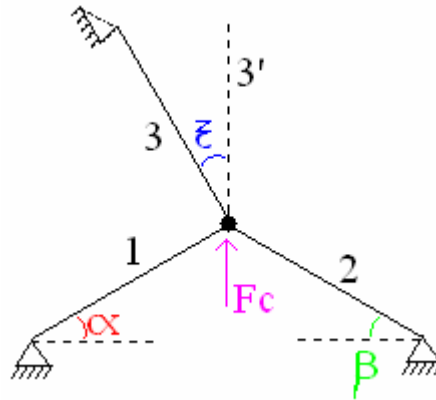


Figura 3.12.1 – Posição dos braços na usinagem.

Pelo Teorema de Castigliano para eixos axiais, podemos escrever a deformação na barra 3' como sendo $\delta'_3 = \frac{\partial U}{\partial F'_3} = \frac{\partial}{\partial F'_3} \int_0^L \frac{F_3'^2}{2EA} dx = \frac{F'_3 \cdot L}{EA}$. Seguindo o mesmo raciocínio, podemos escrever para os braços 1 e 2:

$$\delta_1 = \frac{F_1 \cdot L}{EA}$$

$$\delta_2 = \frac{F_2 \cdot L}{EA}$$

Da trigonometria, podemos relacionar: $\cos(\xi) = \frac{\delta_3}{\delta'_3} \Rightarrow \delta_3 = \delta'_3 \cdot \cos(\xi)$. Para os casos considerados, os ângulos devem se encontrar dentro dos seguintes intervalos: $\alpha, \beta \in [0; \pi/2]$ e $\xi \in [-\pi/2; \pi/2]$. Do equilíbrio das forças, vem:

$$F_1 \cdot \sin(\alpha) + F_2 \cdot \sin(\beta) + F_3 \cdot \cos(\xi) = F_c$$

Substituindo os valores anteriores na nova equação, podemos determinar a influência da força de usinagem na compressão na barra 3. Assim:

$$\frac{\delta_1 \cdot E \cdot A}{L} \cdot \sin(\alpha) + \frac{\delta_2 \cdot E \cdot A}{L} \cdot \sin(\beta) + \frac{\delta_3 \cdot E \cdot A}{L} \cdot \cos(\xi) = F_c$$

$$\frac{\delta_3 \cdot E \cdot A}{L} \cdot \frac{\sin^2(\alpha)}{\cos(\xi)} + \frac{\delta_3 \cdot E \cdot A}{L} \cdot \frac{\sin^2(\beta)}{\cos(\xi)} + \frac{\delta_3 \cdot E \cdot A}{L} \cdot \cos(\xi) = F_c$$

$$\delta_3 = \frac{F_C \cdot L}{E \cdot A} \cdot \left(\frac{\cos(\xi)}{\sin^2(\alpha) + \sin^2(\beta) + \cos^2(\xi)} \right)$$

Como $\xi = f(\alpha, \beta)$, podemos fixar o referencial em $\xi = 0$ e variar apenas α e β . Assim:

$$\delta_3 = \frac{F_C \cdot L}{E \cdot A} \cdot \left(\frac{1}{\sin^2(\alpha) + \sin^2(\beta) + 1} \right)$$

A maior deformação ocorre para $\alpha = \beta = 0$, porém esse valor não existe na realidade do projeto. Conforme o desenho, os menores valores que as variáveis podem assumir são $\alpha = \beta = 16^\circ$. Substituindo esses valores nas equações das deformações, podemos obter:

$$\delta_3 = \frac{0,87 \cdot F_C \cdot L}{E \cdot A}$$

$$\delta_1 = \delta_2 = \frac{0,24 \cdot F_C \cdot L}{E \cdot A}$$

Pode-se perceber que a situação mais crítica de deformação ocorre na barra coincidente à aplicação da força. No entanto, devido à construção redundante, mesmo nesse caso, seu valor seria 87% da aplicação direta na barra.

Numericamente, para uma força de corte de 300N, comprimento $L = 400\text{mm}$, que representa a diferença de áreas entre a garra e o braço, $E = 6,9\text{E}10\text{Pa}$ e área do braço de $3,51\text{E}-4\text{m}^2$, obtemos deformação por compressão de $4,31\mu\text{m}$. Esse é um valor alto para a proposta da máquina, mas pode ser controlado por software, o que não é a proposta deste trabalho.

4 CONCLUSÕES

Apesar de não ter sido possível construir a máquina prevista por falta de material, nesse caso, obtenção das guias de 450mm em tempo hábil, o modelo em madeira mostrou-se bastante útil na verificação de funcionamento e na retirada de dados comparativos.

O controle utilizado foi satisfatório, sendo possível movimentar com sucesso a ferramenta através dos três atuadores. Problemas como folga nas guias, que geraram o atrito por stick-slip, não foram considerados justamente por se tratar de um modelo. Aqui o intuito básico era saber se a arquitetura funcionava com o controle desejado.

Visto o sucesso, e com a proposta de continuidade na área através de uma possível entrada no mestrado, espera-se ansiosamente pela oportunidade de realizar a construção efetiva do protótipo, bem como a melhora do software de controle e da variedade de operações.

Os cálculos iniciais para o protótipo mostraram uma grande divergência de valores entre a análise analítica e a por software. Isso se deve a inúmeras simplificações e descon siderações, tanto de um lado quanto de outro. Na abordagem analítica, não foram consideradas deformações devidas às tensões localizadas. E ocorreu redução do comprimento útil para fins de simplificação.

Do outro lado, na abordagem de elementos finitos, para fins de simplificação da análise foram considerados engastes e pontos de aplicação de forças não muito representativos do processo. Outro ponto é que as tensões localizadas foram determinantes no aumento considerável das deformações presentes.

Optou-se, portanto, a se trabalhar inicialmente utilizando uma faixa de tensões correspondente ao terço mais próximo da análise analítica, que se mostrou mais condizente com a realidade que a modelagem por software. E dentro dessa faixa de tensões, pode-se observar que os valores obtidos são possíveis de utilização, apesar de não se conhecer corretamente qual o comportamento da curva de falha para esses componentes.

REFERÊNCIAS

- ABB (Asea Brown Boveri Ltd) In: Parallel arm robots: IRB 340, FlexPicker, 2003, disponível em <http://www.abb.com>.
- ALTINTAS, Yusuf. **Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design**. Ed. Cambridge – USA, 2000. 298 p.
- Antler, M. *Wear* **7**, 181. 1964.
- Archard, J. F. *Proceedings of the Royal Society, A* **243**, 190. 1957.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NB 86**: Norma de Sistema de Tolerâncias e Ajustes. Porto Alegre, Globo, 1977.
- Bhattacharya, S.; Hatwal, H.; Gosh, A. Comparison of an exact and an approximate method of singularity avoidance in platform type parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 33(7): 965-974, 1998.
- Blok, H. *Proceedings of the Royal Society, A* **212**, 480. 1952.
- Bonev, I.; Ryu, J., A new approach to orientation workspace analysis of 6-DOF parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 15-28, 2001a.
- Bonev, I.; Ryu, J. A geometrical method for computing the constant-orientation workspace of 6-PPRS parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 1-13, 2001b.
- BOUCHER, Jérémie. MÉAUSOONE, Pierre-Jean. MARTIN, Patrick. AUCHET, Sébastien. PERRIN, Lionel. Influence of helix angle and density variation on the cutting force in wood-based products machining. *Journal of Materials Processing Technology*, n. 189, p. 211-218, 2007. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/journal/09240136>. Acesso em: 4 set. 2007.
- Boudreau, R.; Gosselin, C. L., La synthèse d'une plate-forme de Gough-Stewart pour un espace atteignable prescrit. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 327-342, 2001.
- Bowden, F. P. & Tabor, D. 1954 Part I, 1964 Part II *Friction and lubrication of solids*. Oxford University Press.
- Broghard, T. PKM Research - Important Issues, as seen from a Product Development Perspective at ABB Robotics. In: Proceedings of the WORKSHOP on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators, pp 68-82, Quebec, October 3-4, 2002.
- Clavel, R. Device for the Movement and Positioning of an Element in Space. US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.
- Cocks, M. *Journal of Applied Physics*, **33**, 2152. 1962.
- Cocks, M. *Journal of Applied Physics*, **35**, 1807. 1964.

- Company O. ; Pierrot F. A new 3T-1R parallel robot, ICAR '99, Tokyo, Japan, October 25-27, pp. 557-562, 1999.
- Di Gregorio, R.; Parenti-Castelli, V. Position analysis in analytical form of the 3-PSP mechanism. *Journal of Mechanical Design*, 123: 51-57, 2001
- EMC2 Manual. Apresenta a última versão concebida do manual de instalação e operação do programa EMC2 para Linux. Disponível em: <http://www.linuxcnc.org/docs/EMC2_User_Manual.pdf>. Acesso em: 25/02/2007.
- Eyma, Florent. Méausoone, Pierre-Jean. Martin, Patrick. Strains and cutting forces involved in the solid wood rotating cutting process. *Journal of Materials Processing Technology*, n. 148, p. 220-225, 2003. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/journal/09240136>>. Acesso em: 4 set. 2007.
- Greenwood J. A. & Tripp, J. H. *Journal of Applied. Mechanics* (in the press).
- Greenwood J. A. and Williamson J. B. P. *Contact of nominally flat surfaces*. Proceedings of the Royal Society of London, A-295, p. 300-319, 1966.
- HANADA, Rodrigo Sato; KAMODA, Hugo Makoto. **Controle e acionamento de um robô paralelo**. 2006. 40p. Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- Hervé, J. M. The Lie group of rigid body displacements, a fundamental tool for mechanism design *Mechanism and Machine Theory*, 34: 719-730, 1999.
- Hess-Coelho, T. A. ; Branchini, D.; Malvezzi, F. A new family of 3-dof parallel robot manipulators for pick-and-place operations. In: Proc. of 18th International Congress of Mechanical Engineering, Nov 6-11, Ouro Preto, 2005.
- Holm, R. *Electric contacts handbook*. Berlin: Springer, 1958.
- Hunt, K. H., Structural kinematics of in-parallel-actuated robot arms. *Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in Design*, 105: 705-712, 1983.
- Hutchings, I. C., Tribology: friction and wear of engineering materials, London: Edward Arnold, cap. 4, p. 65, 1992.
- Karouia, M. ; Hervé, J. M. A Family of Novel Orientational 3-Dof Parallel Robots. In Proceedings of RomanSy'2002, Udine, Italy, July 1–4, pp. 359-368, 2002.
- Khol, R. A machine tool built from mathematics, *American Machinist*, pp 53-55, October 1994.
- Kong X. ; Gosselin, C. M. Type Synthesis of Three-Degree-of-Freedom Spherical Parallel Manipulators. *International Journal of Robotics Research*, 23(3): 237-245, 2004.
- Kopac, J.. Sali, S.. Wood - an important material in manufacturing technology. *Journal of Materials Processing Technology*, n. 133, p. 134-142, 2003. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/journal/09240136>>. Acesso em: 4 set. 2007.

- Kurtz, R.; Hayward, V. Multiple-goal kinematic optimization of a parallel spherical mechanism with actuator redundancy. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 8(5): 644-651, 1992.
- LinuxCNC. Apresenta informações sobre o sistema operacional Linux Ubuntu, assim como manuais de referências e dúvidas freqüentes. Disponível em: <<http://www.linuxcnc.org/>>. Acesso em: 25/02/2007.
- Malvezzi, F. Avaliação do comportamento cinemático de um mecanismo paralelo tridimensional, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.
- Merlet, J. P., *Parallel robots*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2000.
- Miller, J. C. P. 1964 Article 19 in *Handbook of mathematical functions*, National Bureau of Standards, Washington, D.C.
- MORESCHI, Prof. João Carlos. **Propriedades Tecnológicas da Madeira**. Departamento de Engenharia e Tecnologia Florestal da UFPR, 2005. 168 p. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/tecnologiadamadeira.pdf>>. Acesso em: 4 set. 2007.
- Parenti-Castelli, V. and Di Gregorio, R. Determination of the actual configuration of the general Stewart platform using only one additional sensor, *Journal of Mechanical Design*, 121: 21-25, 1999.
- Souza, C. H. J. Análise da Posição e orientação da Plataforma de Stewart tipo 3-3 em função de erros nos atuadores, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 1997.
- Sreenivasan, S. V., Waldron, K. J., and, Nanua, P. Closed-form direct displacement analysis of a 6-6 Stewart platform, *Mechanism and machine theory*, 29(6): 855-864, 1994.
- Timoshenko, S. & Goodier, J. N. *Theory of elasticity*. New York: McGraw-Hill, 1951.
- Tsai, L.-W. , *Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators*, John Wiley & Sons, New York, 1999.
- Weck, M., Schumacher, A., "Machine tools for high speed machining", Laboratory for Machine tools and production engineering (WZL) at Aachen University of Technology, 1998.
- Zhang, D.; Gosselin, C. L. Kinetostatic modeling of n-dof parallel mechanisms with a passive constraining leg and prismatic actuators. *Journal of Mechanical Design*, 123: 375-381, 2001.

APÊNDICE A – Análise bibliográfica do contato entre superfícies lisas

Greenwood e Williamson (1966) tratam de uma nova teoria de contato elástico entre superfícies, a ser diferenciada do contato plástico. Para isso, foi construído um novo aparelho de medição, com o qual foram capturados dados de superfícies e comparados com a teoria até então. Assim foi possível estudar o aspecto estatístico da distribuição das alturas das rugosidades.

Normalmente essa distribuição é considerada gaussiana, sendo que no artigo foi abordada uma nova possibilidade de distribuição: a exponencial. De fato, a maioria das superfícies usinadas apresenta distribuição das alturas das rugosidades no formato de uma curva normal, e grande parte das demais, apesar de não-gaussianas, apresentam distribuição de picos próxima de uma curva gaussiana. No entanto, cerca de 10% delas se aproxima da exponencial.

Dados como rugosidade média (R_a), rugosidade média quadrática (R_q), curvatura (S_k) e curtose (K) podem ser calculados com base na distribuição probabilística das alturas da rugosidade da superfície a ser observada.

Bowden e Tabor (1954) procuram nesse livro trabalhar com a natureza elástica, ou plástica, de deformação, interpretando os resultados de outra maneira que não a tradicional, de forma que a ênfase na deformação plástica deixasse de ser utilizada e o mecanismo de deformação ficasse mais claro.

Nesse aspecto, a determinação da área de contato entre superfícies é de extrema importância, e de grande dificuldade de cálculo, sendo para isso utilizada uma abordagem experimental. Também são apresentadas relações entre os conceitos de formação de atrito, como a adesão e a sulcagem, com a incidência de deformação plástica ou elástica em ambos os casos, conceitos que originalmente enfatizavam a deformação plástica. Bowden e Tabor tratam os conceitos de forma independente, o que hoje se sabe que não é a realidade. A adesão e a sulcagem ocorrem juntamente com mais três fatores, a saber, interação de asperezas, camada de óxido e deformação por presença de terceiro corpo.

Os demais capítulos referem-se a estudos relacionados com lubrificação elasto-hidrodinâmica, que é a lubrificação com filmes tão finos que deve ser levada em consideração a deformação elástica do topo das rugosidades; e o desgaste em

superfícies deslizantes. Em ambos os casos existe a análise da temperatura e do aquecimento local no decorrer dos processos.

Da mesma forma, Antler (1964) trata do mecanismo de transferência de metal no deslizamento de superfícies. Ele identificou quatro tipos principais de desgaste: transferência de sólido encruado para o aparelho deslizador contra o sentido de deslizamento; idem, a favor do deslizamento; desgaste do deslizador e, finalmente, cisalhamento do deslizador. O deslizador é a ferramenta que está sendo utilizada na usinagem.

Cocks (1962, 1964) também estudou a formação de cunhas, ou transferência de sólido, em seus trabalhos. A ênfase dada em 1962 foi para um cilindro em contato com um deslizador, e em 1964, para duas superfícies planas. Foram testados vários materiais, como cobre, níquel, alumínio e aço, e avaliadas as condições para a formação dessas cunhas e sua posterior remoção durante o processo.

Miller (1964), em seu artigo, trata de funções cilíndricas parabólicas, regidas pela equação diferencial $\frac{d^2y}{dx^2} + (a \cdot x^2 + b \cdot x + c) \cdot y = 0$. Essencialmente, existe o tratamento matemático dessas funções, dividido-as em séries de potências e expansões assintóticas. Também são feitas representações na forma de integrais e suas associações com outras funções já conhecidas. Ao final, existe uma parte dedicada à resolução por métodos numéricos, e as respectivas tabelas necessárias.

Já Blok (1952) trata do comportamento elastoplástico de superfícies. Historicamente, existem análises nos dois extremos de utilização: o contato elástico que aparece sob cargas baixas, segundo Holm (1929); e o contato plástico na operação a altas cargas, de acordo com Moore (1948). Nesse artigo é proposto um modelo elástico em aplicações a altas cargas. Aqui, existe o nivelamento das rugosidades de forma elástica, e a área real torna-se a mesma da área aparente. A tensão em que resulta o contato total da superfície é a tensão crítica e, assim que se a atinge, toda a superfície está em contato, apesar de nem todos os pontos estarem submetidos às mesmas cargas. No entanto, a aplicação desse tipo de método é restrito, já que existem limitações por parte dos materiais. Como exemplo pode-se citar o aço, em que a distância pico-vale não deve exceder 1/47 do espaçamento entre rugosidades, supondo que elas sejam na forma de uma senoidal. Como a maioria das superfícies não apresenta comportamento regular dessa forma, esse

tipo de teoria só pode ser utilizado em aplicações específicas. O comportamento de lubrificantes nessas condições também é sucintamente examinado.

Archard (1957) procura verificar se a relação carga / área é proporcional ou se ela não deve ser tratada dessa forma. De forma geral, podemos escrever $A = K \cdot W^n$, onde A é a área real de contato, W é a carga aplicada e K e n são constantes dependentes do material utilizado e da superfície tratada. Também é mostrada a dependência da área de contato com as rugosidades, desde contato único (figura 1), múltiplo (figura 2) até considerações sobre a superfície (figura 3).

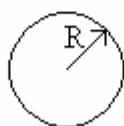
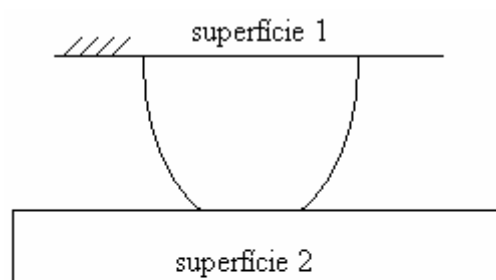
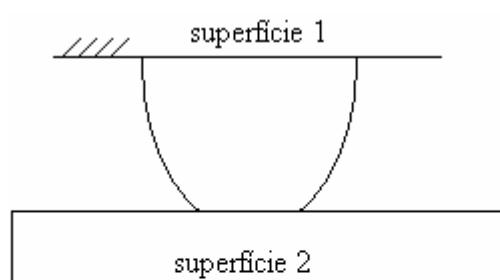


Figura 1 – Contato único.



Figura 2 – Contato múltiplo.

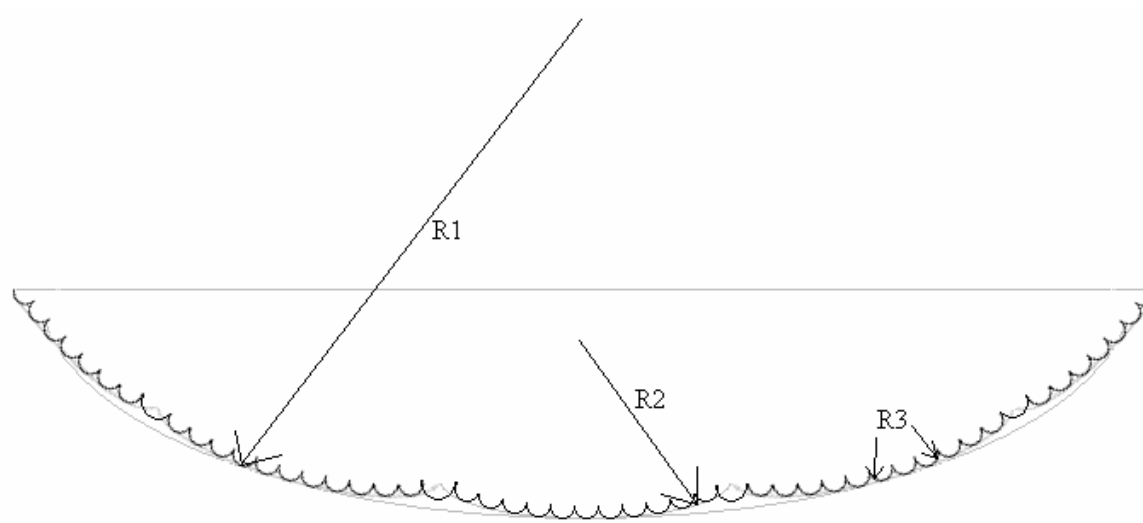


Figura 3 – Raios das asperezas.

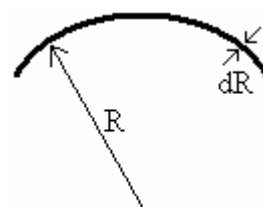
Timoshenko e Goodier (1951) foram referência principalmente para o entendimento da formação das tensões nos elementos estudados. O enfoque do livro é para construções, no sentido mais abrangente da palavra, estando incluídas tanto estruturas arquitetônicas como máquinas. Nesse aspecto, para análise estrutural da máquina, são de grande importância os capítulos de formulação matemática, capítulos 1 e 2, e o apêndice em elementos finitos.

Greenwood e Tripp revêem a teoria Hertziana sobre o contato elástico entre esferas. No entanto, por Hertz, as esferas são de superfícies contínuas, enquanto que aqui são tratadas como rugosas, havendo assim microcontatos nas próprias rugosidades, como descrito anteriormente nas figuras 2 e 3. Greenwood e Williamson são referidos para a análise matemática e, assim como tratado por eles, a distribuição de alturas é dada como normal. Para definir a área de contato foram levados em consideração a variação de carga, a rugosidade e o raio dessas rugosidades; essa área, em contrapartida, é tomada diferentemente de como foi feito por Hertz e Archard.

Holm (1958) escreve um livro sobre contatos elétricos, como relés, e seu comportamento na interface. Existem 4 maneiras de contato. No contato estacionário, a resistência elétrica entre dois, e somente dois, hemisférios pode ser

dada por $dR = \frac{\rho \cdot dr}{2 \cdot \pi \cdot r^2}$, onde r e $r+dr$ podem ser

representados por



e ρ é a resistividade. Assim, uma aproximação para as rugosidades de uma

superfície pode ser dada por $R = \frac{\rho}{\pi \cdot b}$, enquanto que a real é escrita como $R = \frac{\rho}{2 \cdot a}$,

onde b é o raio teórico de contato da rugosidade e a é o raio real de contato.

Os outros tópicos, a saber, são atrito e desgaste nos contatos, o que resulta no aumento da área de contato devido à deformação elástica causada por uma grande força de adesão (aderência); fenômenos elétricos em interruptores, como arcos voltaicos e transientes; e uma breve história investigativa da teoria de contatos elétricos.

A capacidade de medição da resistência de contato é importante na medida em que a determinação da área de contato na interface pode ser feita de acordo

com os resultados dos valores elétricos obtidos. No entanto, a utilização desses valores é limitada, pois problemas como óxidos e resistência não ôhmica reduzem a precisão dos valores encontrados. A camada de óxido nas superfícies reduz a condutividade da região e o valor medido de corrente é associado a uma área menor do que a área real em questão. Inversamente, quando temos contato já estabelecido, devido à própria corrente, ocorre aumento de temperatura na região, o que leva a uma redução da resistência e a um novo aumento de corrente. Assim, o valor medido é representativo de uma maior área de contato. Assim, tomando os cuidados necessários na obtenção dos dados, podemos obter valores razoáveis da área experimental de contato.

APÊNDICE B – Influência do ângulo de hélice na força de corte na usinagem de madeira

A medição de forças de usinagem é um importante quesito na indústria para que se saiba previamente qual será o comportamento da máquina em relação à peça e à ferramenta, ou seja, se a superfície da peça será satisfatória ou se terá de ser refeita, ou mesmo ainda descartada. Boucher et al. (2007) enfatizou que já se sabia que o ângulo de hélice favorecia a diminuição das forças de corte, mas ninguém sabia exatamente o motivo.

Deve-se ressaltar que a madeira é um material anisotrópico, mas que seus derivados podem ser considerados como uma união de várias camadas isotrópicas. Para madeiras, a velocidade de corte está usualmente entre 35 e 45 m/s, enquanto que o avanço é de 0,6 a 1,2 mm por dente, sendo que ambos os valores são maiores que os encontrados para metais. Velocidades mais altas podem, em certos casos, estragar o resultado; em outros, são uma necessidade.

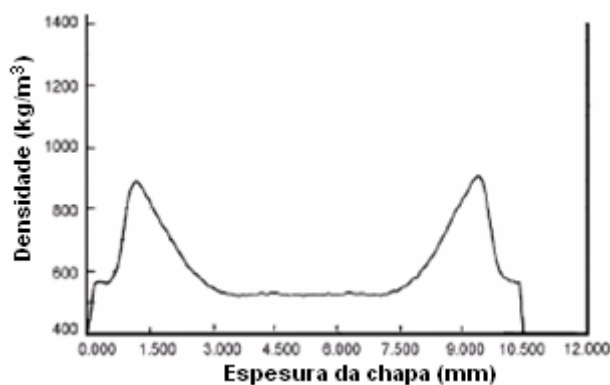


Figura 1 – Variação da densidade em uma camada isotrópica.

Essa diferença existe devido à grande quantidade de materiais hoje trabalhados. Madeira, MDF e PVC, por exemplo, são exemplos de materiais de grande importância, mas cujas respostas às forças ainda não foram tão a fundo estudadas. Particularmente, o interesse específico vem de se saber antecipadamente quais serão as forças envolvidas na usinagem de certos materiais, antes mesmo de a máquina estar pronta.

Esse tipo de análise não é simples, chegando a ser pior do que o efetuado experimentalmente, através de medições. O problema é que as estimativas de forças são baseadas em relações geométricas ou de propriedade dos materiais, mas não considerando os dois ao mesmo tempo. Isso faz com que exista uma grande variação entre o resultado observado e o predito.

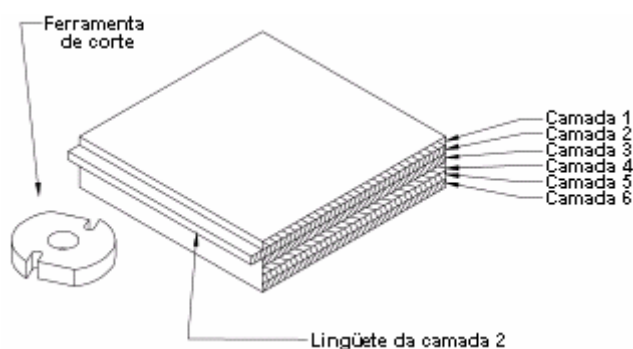


Figura 2 – Camadas consideradas por Eyma et al.

Outro ponto é que materiais como o MDF e a madeira não têm estrutura homogênea. Eles dependem da orientação das fibras que os compõe, das camadas formadas e do tipo de ligação que elas apresentam. Por isso mesmo, grande parte dos experimentos envolve determinar qual o coeficiente de cada camada para só então determinar como o material se comportaria no todo.

Determinar as forças envolvidas no processo de usinagem de madeira, MDF ou PVC previamente é importante para escolher quais serão os parâmetros necessários para a construção da máquina. Ou seja, não se tem como realizar experimentos para determinar essas forças justamente por estar tentando construir a máquina que irá usiná-los. Sendo assim, só podemos teoretizar sobre essas forças, construir a máquina em cima desses valores e avaliar os resultados.

Outro ponto de interesse é saber: podemos utilizar metais como material de usinagem nesse tipo de máquina? Se sim, quais seriam possíveis, sem que a estrutura ou a ferramenta sejam prejudicados? Geralmente não é possível, mas saber como a estrutura se comportaria mediante essa mudança e o que seria necessário para que se atingisse essa meta é de interesse.

Assim, a idéia da utilização do artigo escrito por Boucher et al. era estender a dedução de corte oblíquo para fresas, fazendo a integração das fórmulas em sua altura.

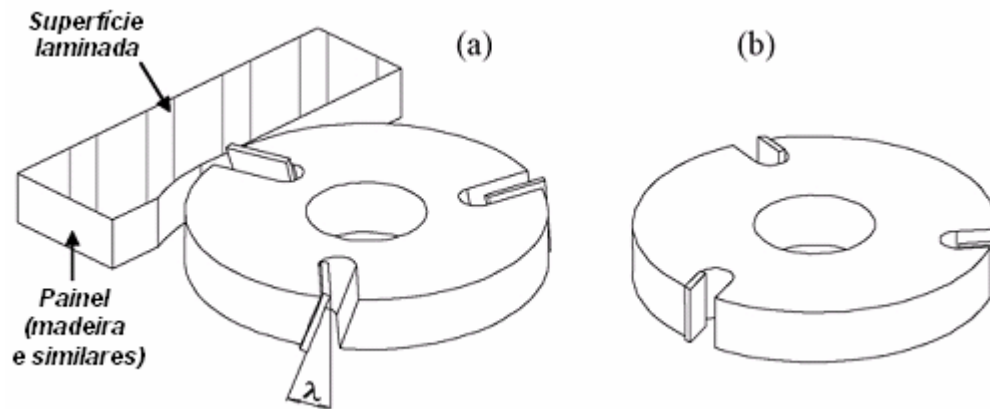


Figura 3 – Tipo de corte: a) com ângulo de hélice, b) sem ângulo de hélice.

O grande problema estava na quantidade de equações e de termos em senos e cossenos. Observando a resolução proposta por Altintas, pôde-se comprovar que mesmo a resolução direta não era recomendada, mas sim uma resolução iterativa.

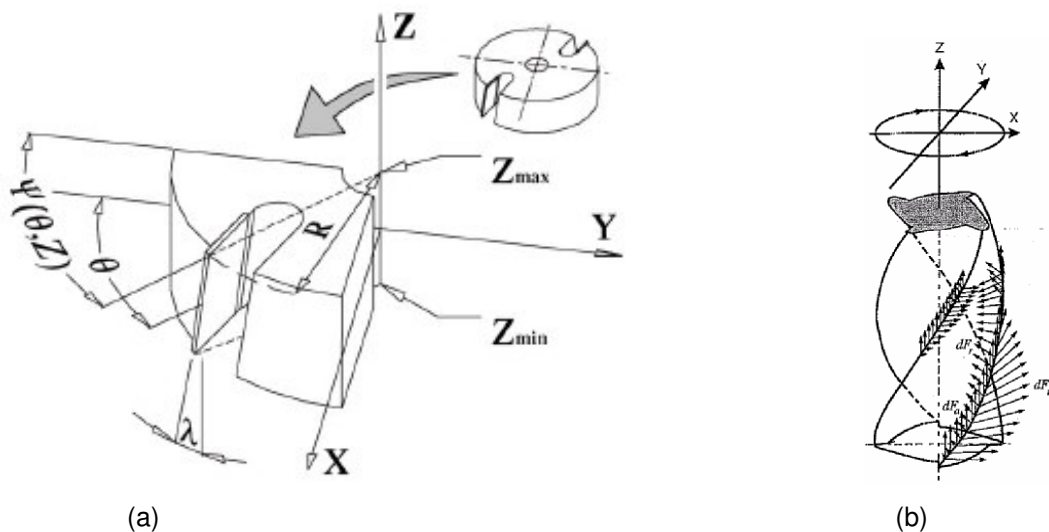


Figura 4 – Variação do ângulo de hélice: a) lâmina reta, b) fresa.

A primeira pergunta que deve ser feita é: por que medir? Parte da resposta já foi dada acima, como necessidade da indústria, mas existe um outro motivo. Boucher et al. tem seu sistema resolvido para questões de geometria, enquanto que Eyma et al. (2003) resolve os mesmos problemas, mas com uma visão voltada para as propriedades do material. Aqui aparecem os conflitos.

Como mencionado anteriormente, cada tipo de madeira tem diferentes propriedades; cada tipo de amostra tem diferentes construções de fibras e de camadas; e, por isso, mesmo madeiras de mesma espécie, apresentam variações em sua composição. E como mostra o estudo de Eyma et al., podemos adequar as forças de acordo com as propriedades com que trabalhamos.

Então aparece a segunda pergunta: o que se deve medir? O que se deve levar em consideração na formulação final? Eyma et al. apresenta a equação de tensão definida por Franz como ponto de partida para encontrar a resposta.

$$\sigma_C = \frac{1}{\omega \cdot t} \left[F_C \pm 3 \cdot F_S + 4 \cdot F_N \left(1 + \frac{tg\gamma}{2} \right) - 4 \cdot F_T \right]$$

onde σ_C é a tensão de compressão, F_C são as forças de compressão na seção frontal do cavaco, F_S são as forças de cisalhamento na superfície do cavaco, F_N a força normal da ferramenta e F_T a força total na área ωt , em que ω é a largura do cavaco e t sua espessura.

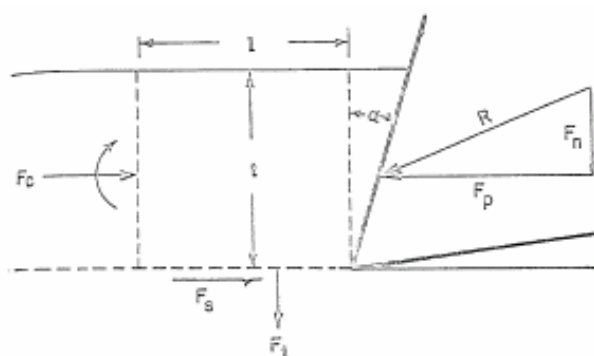


Figura 5 – Tensões de Fresamento por Franz.

A idéia é que, variando-se as propriedades, essas forças variam, e então se pode avaliar a contribuição de cada alteração para o resultado final. Dessa forma, foram escolhidas quatro características principais: dureza (representada pela escala Monnin), módulo de elasticidade de compressão, densidade e módulo de elasticidade no cisalhamento.

A determinação dos valores da escala Monnin, ou Chalais Meudon, deve ser feita de acordo com a norma NP-617. Moreschi (2005) menciona parte da norma e da história.

Em testes onde se mede a altura máxima de queda de um martelo para romper o corpo-de-prova, observa-se que a resistência ao choque é proporcional à massa específica aparente básica da madeira.

No ano de 1932 Monnin determinou o coeficiente K da resistência ao choque e estabeleceu a relação K/r_{15}^2 como adequada para qualificar as propriedades mecânicas da madeira, onde o número 15 indica que a relação foi tomada a 15% de umidade do ar. Esta relação foi denominada "fator dinâmico de qualidade".

A idéia principal é simplificar as fórmulas com coeficientes relativos ao material em questão, assim as medições devem ser tomadas apenas uma vez, e as forças determinadas através desses coeficientes. Boucher et al. utilizou uma dedução geométrica dessas relações, e aqui devemos fazer alguns comentários.

Todas as fórmulas por ele deduzidas seguem o mesmo princípio do que foi feito por Altintas. A diferença está que, no artigo de Boucher et al., a lâmina é reta, e no livro do Altintas é uma fresa. Sendo assim, como no projeto utilizaremos fresa, e todas as equações já estão deduzidas nesse livro, as equações seguintes apresentadas são as obtidas por Altintas. Observe que não existem problemas, já que toda a dedução envolve apenas geometria, e não as propriedades do material, consideradas posteriormente nos coeficientes K.

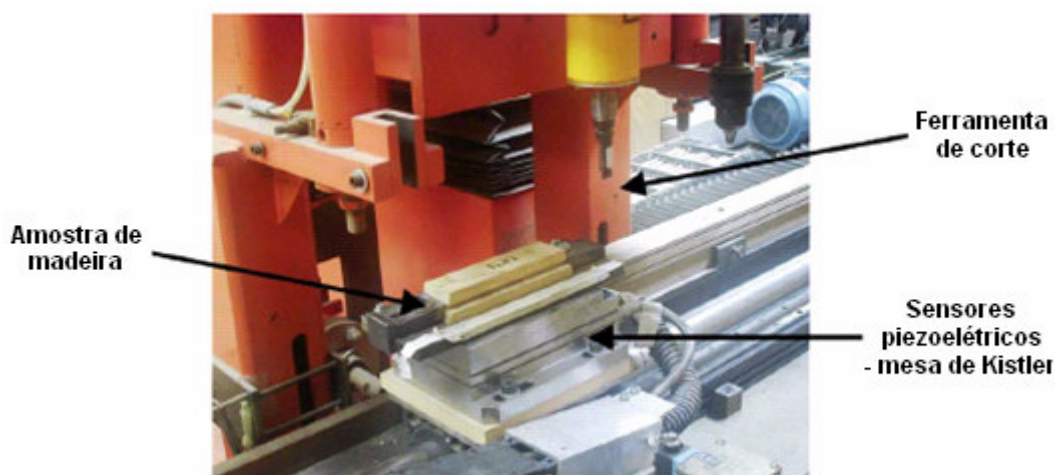


Figura 6 – Máquina para experimentos.

Eyma et al. relaciona as propriedades do material, e essas equações não foram alteradas. Nesse caso, os parâmetros de usinagem foram fixados da seguinte maneira: $N = 9000$ tr/min; $H = 2$ mm; $V_f = 4$ m/min; $b = 0,9$ cm; ferramenta com 1 dente, onde $\alpha_r = 23^\circ$ e ângulo de saída 15° .

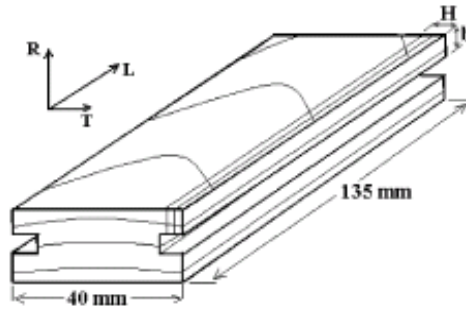


Figura 7 – Corpo de prova padrão utilizado.

Assim, as forças F_i podem ser determinadas através da implantação das seguintes fórmulas em um algoritmo:

$$F_{xj}(\phi_j(z)) = \left\{ \frac{c}{4k_\beta} [-K_{TC} \cos 2\phi_j(z) + K_{RC} [2\phi_j(z) - \sin 2\phi_j(z)]] + \dots \right\}_{Zj1(\phi_j(z))}^{Zj2(\phi_j(z))}$$

$$\left\{ \dots + \frac{1}{k_\beta} [K_{TE} \sin \phi_j(z) - K_{RE} \cos \phi_j(z)] \right\}_{Zj1(\phi_j(z))}^{Zj2(\phi_j(z))}$$

$$F_{yj}(\phi_j(z)) = \left\{ \frac{-c}{4k_\beta} [-K_{TC} (2\phi_j(z) - \sin 2\phi_j(z)) + K_{RC} \cos 2\phi_j(z)] + \dots \right\}_{Zj1(\phi_j(z))}^{Zj2(\phi_j(z))}$$

$$\left\{ \dots + \frac{1}{k_\beta} [K_{TE} \cos \phi_j(z) + K_{RE} \sin \phi_j(z)] \right\}_{Zj1(\phi_j(z))}^{Zj2(\phi_j(z))}$$

$$F_{zj}(\phi_j(z)) = \frac{1}{k_\beta} [K_{AC} \cdot c \cdot \cos \phi_j(z) - K_{AE} \phi_j(z)]_{Zj1(\phi_j(z))}^{Zj2(\phi_j(z))}$$

Nomeando todas as variáveis, temos:

F_{ij} – componentes das forças nas direções X, Y e Z, para cada lâmina j ;

N – número de lâminas na fresa;

D – diâmetro da fresa;

β – ângulo de hélice da fresa;

j – numeração da lâmina em questão, onde $0 \leq j \leq N - 1$;

$\phi_j(z)$ – posição angular da altura z na lâmina j . Define-se ainda:

$\phi_j(z) = \phi + j\phi_p - k_\beta \cdot z$, onde ϕ é um ângulo arbitrário, $\phi_p = \frac{2\pi}{N}$ é o ângulo entre as

lâminas e $k_\beta = \frac{2 \cdot \tan \beta}{D}$ é o coeficiente do ângulo de atraso das lâminas;

c – avanço, em mm/volta;

K_{ij} – constantes de corte e aresta, a serem comentadas.

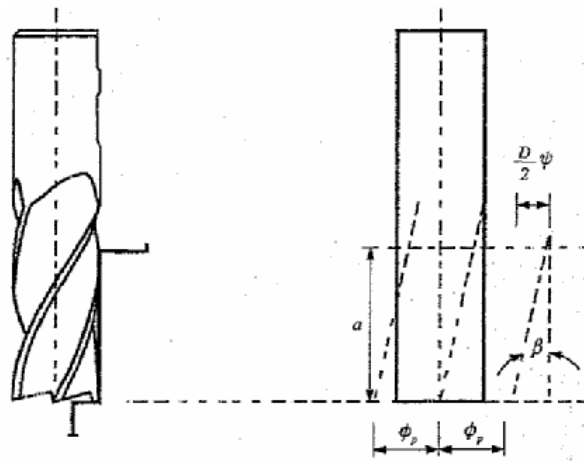


Figura 8 – Ângulos na fresa.

Até aqui, todos os valores podem ser definidos, exceto as constantes de corte e aresta. Essas constantes podem ser definidas utilizando-se as seguintes expressões:

$$K_{TC} = \frac{\tau_s}{\sin \phi_N} \frac{\cos(\beta_N - \alpha_N) + \tan \eta \cdot \tan \beta_N}{\sqrt{\cos^2(\phi_N + \beta_N - \alpha_N) + \tan^2 \eta \cdot \sin^2 \beta_N}}$$

$$K_{RC} = \frac{\tau_s}{\sin \phi_N \cos i} \frac{\sin(\beta_N - \alpha_N)}{\sqrt{\cos^2(\phi_N + \beta_N - \alpha_N) + \tan^2 \eta \cdot \sin^2 \beta_N}}$$

$$K_{AC} = \frac{\tau_s}{\sin \phi_N} \frac{\cos(\beta_N - \alpha_N) \cdot \tan \eta - \tan \beta_N}{\sqrt{\cos^2(\phi_N + \beta_N - \alpha_N) + \tan^2 \eta \cdot \sin^2 \beta_N}}$$

Novamente, definindo todas as variáveis nessas equações, temos:

τ_s – tensão de cisalhamento do material;

α_N – ângulo normal de saída de cavaco. Na simplificação será definido como $\alpha_N = \alpha_R$, onde α_R é o ângulo de saída da fresa;

β_N – coeficiente normal de fricção. Definido por: $\beta_N = \theta_N + \alpha_N$;

θ_N – pode ser obtido de $\theta_N = \arctg(\tg\beta_A \cdot \cos\eta) - \alpha_N$;

β_A – coeficiente de fricção, a ser retirado da literatura ou através de ensaios experimentais. Único a ser obtido dessa maneira;

i – ângulo obliquo. Pode ser definido como $i = \beta$, já que esses dois ângulos são parecidos, se contarmos a fase de 90°;

η – ângulo de saída do cavaco. No início da iteração é suposto $\eta_0 = i$;

$$\phi_N = \arccos\left(\frac{\tg\theta_i}{\tg\phi_i}\right) - \theta_N;$$

$$\phi_i = \arcsen(\sqrt{2} \cdot \sen\theta_i);$$

$$\theta_i = \arcsen(\sen\beta_A \cdot \sen\eta).$$

Observe que nada será resolvido diretamente. Serão necessários somente os valores de β_A , α_N , i e o valor inicial de η_0 . Os demais serão obtidos através de sucessivas iterações, como indica a figura abaixo, até que o valor do ângulo de saída do cavaco seja $|\eta_{i+1} - \eta_i| \leq 10^{-14}$. O valor é da literatura, mas se for possível obter o valor de η com maior velocidade, sem que haja grandes perdas no resultado, essa diferença poderá ser menor nessa construção.

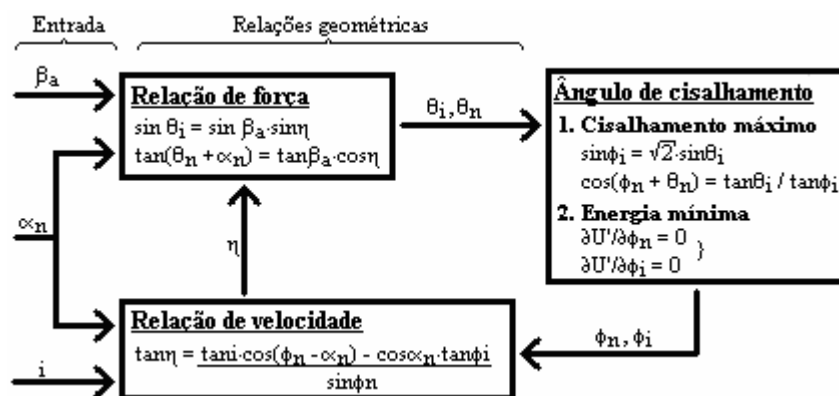


Figura 9 – Procedimento para resolução por iteração.

Note que os coeficientes de aresta não estão listados. Isso é justamente porque eles não possuem formula definida. Continuando com a idéia de determinar as forças de corte sem qualquer experimento, e querendo adicionar um fator que considere as características do material, entra o segundo artigo na resolução.

Eyma et al, através de suas experimentações, descobriu que o melhor fator a ser considerado para o cálculo das forças envolvidas no corte de madeiras é o módulo de elasticidade de compressão. Assim, juntando todas as amostras, ele pôde obter as seguintes equações para as propriedades:

$$F = 0,81 \cdot H - 33,75 \cdot SG + 0,003 \cdot E + 0,0027 \cdot P + 24,71$$

$$R^2 = 0,66$$

$$F = 0,00357 \frac{E}{SG} + 1,0249 \cdot H$$

$$R^2 = 0,73$$

onde F é a força de usinagem, H é a dureza na escala Monnin, SG é a densidade do material, E é o módulo de elasticidade de compressão e P o módulo de elasticidade no cisalhamento.

R^2 é o coeficiente de determinação, e representa o quanto os resultados matemáticos se aproximam dos experimentais. Quanto mais alto for esse valor, melhor é a correlação.

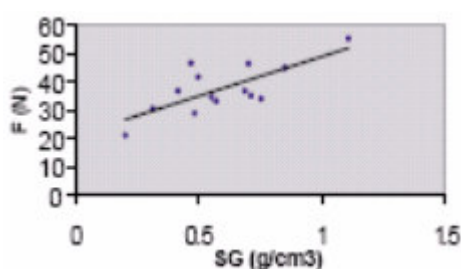


Figura 10 – Evolução das forças de corte com a densidade: $F = 27,716 \cdot SG + 21,036$; $R^2 = 0,54$.

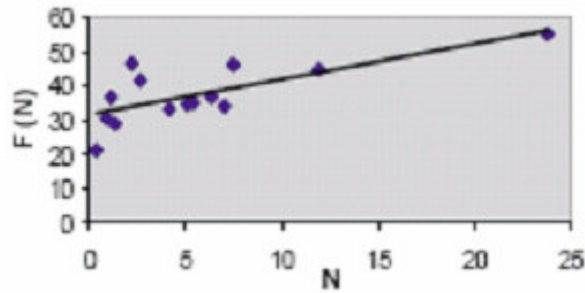


Figura 11 – Evolução das forças de corte com a dureza Monnin: $F = 0,0032 \cdot N + 20,554$;
 $R^2 = 0,60$.

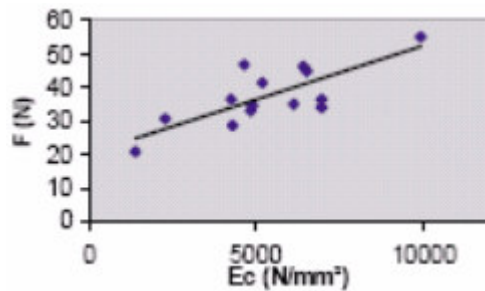


Figura 12 – Evolução das forças de corte com o módulo de elasticidade de compressão:

$$F = 0,0032 \cdot E_C + 20,554 ; R^2 = 0,60.$$

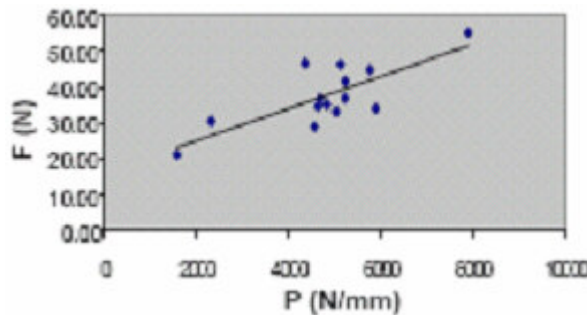


Figura 13 – Evolução das forças de corte com o módulo de elasticidade no cisalhamento:

$$F = 0,0045 \cdot P + 16,071 ; R^2 = 0,59.$$

Assim, através da segunda fórmula (melhor correlata), pretende-se determinar os coeficientes de aresta da formulação geométrica, inserindo assim um parâmetro relativo ao tipo de material que se está usando. Posteriores análises de força podem assim ser determinadas pelas equações geométricas.

Com relação ao artigo principal, Boucher et al. consegue comprovar que ocorre realmente a redução das forças de corte, assim como os valores pico a pico das oscilações, com utilização de corte oblíquo. Mais especificamente, ele observou

que uma ferramenta com ângulo de hélice de 30° consegue reduzir em cerca de 20% a força total atuando na aresta de corte, e em cerca de 50% a pressão em todo o comprimento da ferramenta.

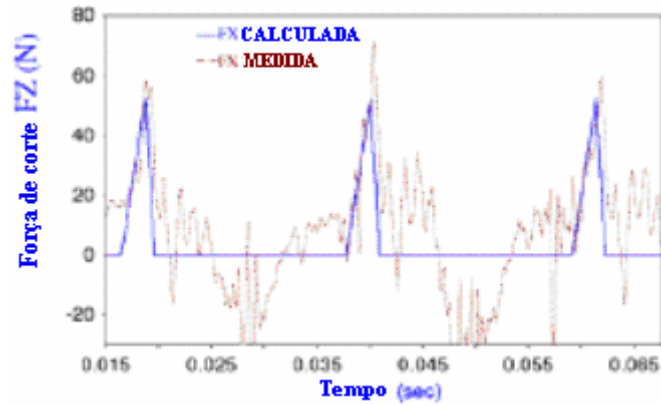


Figura 14 – Forças medidas e previstas para os testes de corte de MDF com $\gamma_R = 20^\circ$, $\lambda_R = 25^\circ$, $S = 1000$ rpm, espessura média de cavaco = 0,4 mm e profundidade de corte = 2 mm.

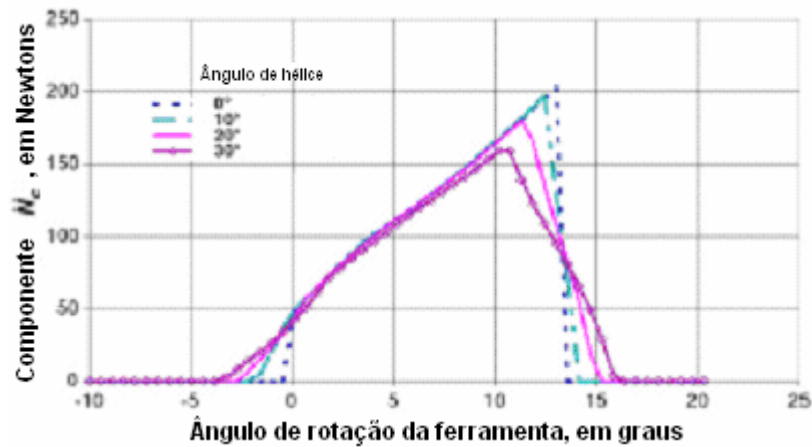


Figura 15 – Influência do ângulo de hélice na componente N_c vs. O ângulo de rotação da ferramenta, para fresamento de MDF com $\gamma = 25^\circ$, $S = 1000$ rpm, profundidade de corte = 2 mm e avanço por dente $f_T = 2,43$ mm.

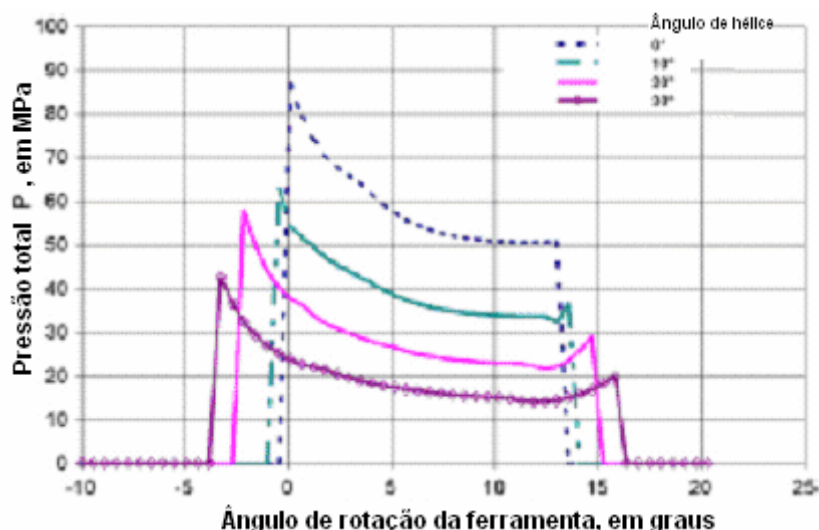


Figura 16 – Influência do ângulo de hélice na pressão total na face de saída vs. o ângulo de rotação da ferramenta, para fresamento de MDF com $\gamma = 25^\circ$, $S = 1000$ rpm, profundidade de corte = 2 mm e avanço por dente $f_T = 2,43$ mm.

Em vista dos resultados obtidos, considerando-se o artigo escrito por Boucher et al., pode-se observar agora que, quando se dizia que o ângulo de hélice aumentava a vida útil de ferramentas para usinagem de madeira, o fato era verdade devido à posterior redução da componente normal da força de usinagem e diminuição da pressão devido ao aumento da área de contato entre a ferramenta e a peça.

Outro ponto é que, tendo em vista os resultados do artigo de Eyma et al., às forças de usinagem de materiais como madeira, MDF, entre outros, pode ser atribuído um caráter mais elástico que cisalhante. Isso vem do fato de essas forças dependerem mais de propriedades como módulo elástico de compressão, dureza e densidade, que de elasticidade no cisalhamento.

Como era de se esperar, tanto a geometria da fresa como as propriedades do material influenciam, e muito, as forças de usinagem e o acabamento superficial. As análises aqui apresentadas são para tipos específicos de madeiras e outros materiais; seria necessário um melhor estudo sobre uma variedade maior ainda de prensados para se obterem dados suficientes para a formação de um banco confiável.

ANEXO A – Manual da placa acionadora do motor de passo

Escola Politécnica da USP
Dep. Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos
Placa Acionadora de Motor de Passo (PAMP)
Manual do Usuário

Engenheiro Nilson Noris Franceschetti
Prof. Julio Cezar Adamowski

Agosto de 2002

Introdução

O objetivo deste manual é familiar os usuários desta placa com suas características e seu modo de operação.

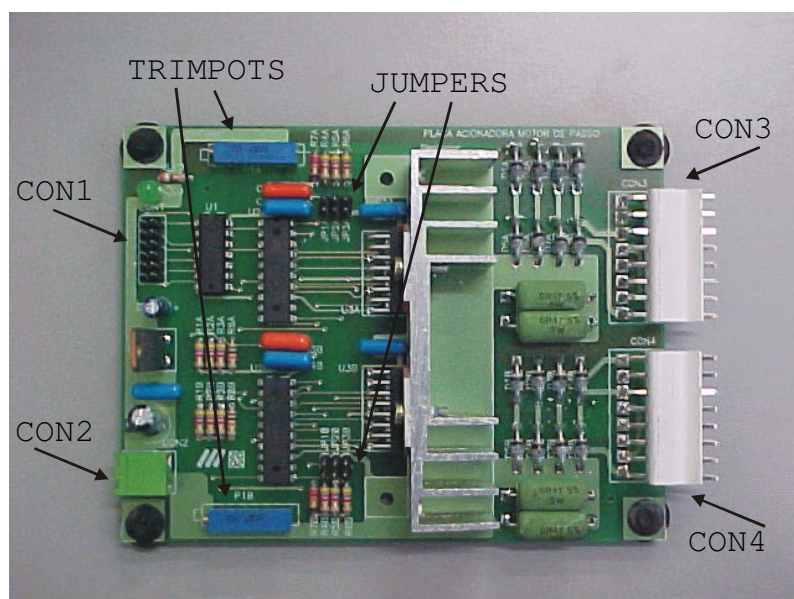


Foto da PAMP.

A Placa Acionadora de Motor de Passo (PAMP) pode ser visualizada na figura acima

A PAMP possui as seguintes características:

- Capacidade de acionar dois motores de passo;
- Operação no modo Full ou Half Step;
- Controle de Direção CW/CCW;
- Aciona apenas motores de 12V;
- Corrente máxima de 3A por fase;
- Interface com nível lógico TTL;
- Alimentação de 12V, sendo +5V gerado internamente;
- Proteção de sobre corrente.

Esta placa é constituída por dois circuitos independentes de acionamento de motor de passo, ou seja, dois motores podem ser acionados por uma única placa. Cada circuito é composto por um CI lógico (STL297) que contém a seqüência de acionamento das fases, funcionando em modo Full ou Half Step (vide folha de dados do fabricante), e por um CI de potência (STL298) que fornece a tensão e corrente necessária para o acionamento do motor (vide folha de dados do fabricante).

O circuito aqui empregado é baseado no Application Note da SGC-THOMSON, cujo artigo também se encontra anexo. Assim, o detalhamento do funcionamento do circuito e seus componentes podem ser mais bem compreendidos através de sua consulta. Segue, em anexo, o esquema elétrico da placa.

Identificando o circuito

O esquema elétrico completo está apresentado no final do manual. Os dois circuitos de acionamento independentes são interfaceados para um controlador (PC ou micro controlador) através do circuito de buffer U1 (7407), cuja finalidade é proteger a placa de eventuais erros de conexão e assim não danificar sua parte de acionamento (potência), ou proteger o controlador de uma eventual pane no circuito de acionamento.

A conexão é realizada através do conector CON1, onde todos os sinais são níveis lógicos TTL, sendo a pinagem descrita abaixo:

Pinos	Função
1 e 2	Determina o sentido de rotação do motor “1” Nível 1 => Sentido Horário (CW) Nível 0 => Sentido Anti-horário (CCW)
3 e 4	Sinal de clock do motor “1” A borda de descida deste sinal implica em um passo do motor
5 e 6	Sinal de Enable do Motor “1” Nível 1 => Habilita o Motor Nível 0 => Desabilita o Motor
7 e 8	Determina o sentido de rotação do motor “2” Nível 1 => Sentido Horário (CW) Nível 0 => Sentido Anti-horário (CCW)
9 e 10	Sinal de clock do motor “2” A borda de descida deste sinal implica em um passo do motor
11 e 12	Sinal de Enable do Motor “2” Nível 1 => Habilita o Motor Nível 0 => Desabilita o Motor

Para identificar os pinos na placa veja a foto abaixo:

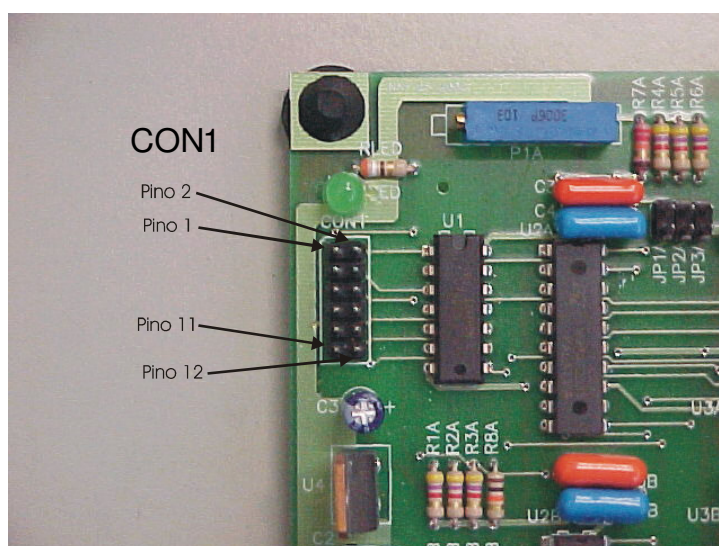


Foto identificando os pinos da interface com o controlador.

O circuito requer uma alimentação de +12 Vcc. A alimentação do circuito deve ser realizada através do conector CON2, cuja pinagem é apresentada abaixo:

Pino	Função
1	+ 12 Tensão de corrente contínua
2	GND - referência

Para identificar os pinos na placa veja a foto abaixo:

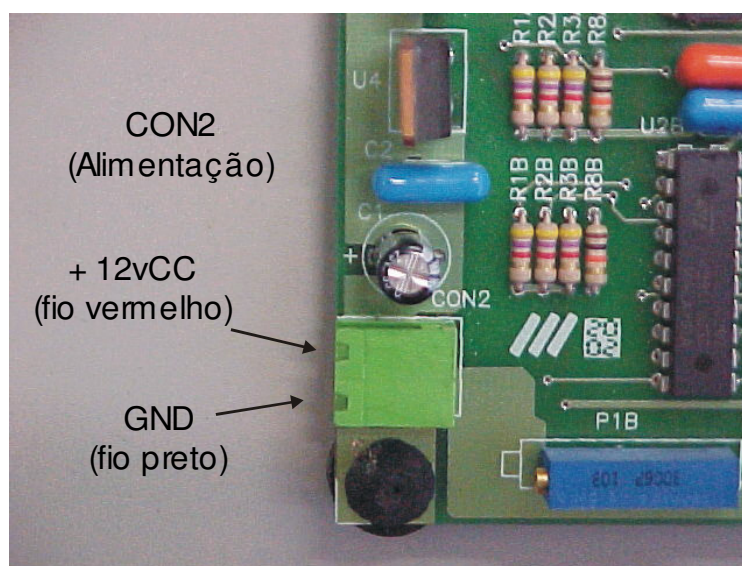


Foto identificando os pinos da Alimentação do PAMP.

A conexão com o motor de passo deve ser realizado através do Conector CON3 para o motor “1” e do conector 4 para o motor “2”. A Figura abaixo apresenta a pinagem para ambos os conectores.

Pinos	Função
1	Ponto de Conexão A do motor
2 e 5	Conexão dos enrolamentos do motor
3	Ponto de Conexão B do motor
4 e 7	Conexão dos enrolamentos do motor
6	Ponto de Conexão A' do Motor
8	Ponto de Conexão B' do Motor

Para identificar os pinos na placa veja a foto abaixo:

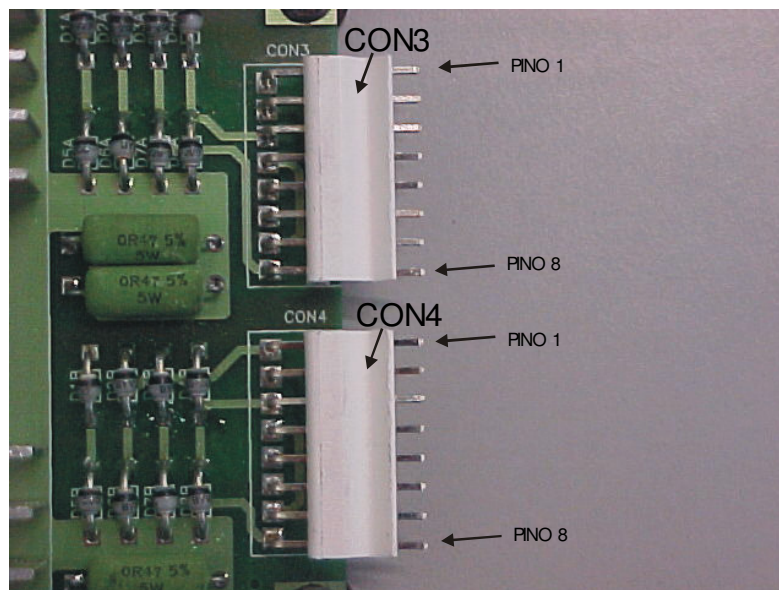


Foto identificando os pinos de conexão do motor.

A PAMP possui 6 jumpers que podem ser usados em função do tipo de motor e necessidade de funcionamento. Veja a foto de apresentação da PAMP.

Cada circuito de motor possui 3 jumpers. A utilização do jumper indica que se está aplicando nível lógico 0, e a sua não utilização implica em nível lógico 1. Os jumpers dos dois circuitos e suas funções estão descritos na tabela abaixo:

Jumper	Função
JP1A/B	“Reseta” o acionamento Nível 1 => Reset Nível 0 => Funcionamento normal
JP2A/B	Determina o modo de funcionamento do Motor Nível 1 => HALF Step* Nível 2 => FULL Step*
JP3A/B	Define a ação do Chopper* Nível 1 => Chopper atua nas fases ABCD* Nível 0 => Chopper atua em INH1 e INH2

	* Veja em anexo o Application Note para maiores informações
--	---

O circuito possui ainda um par de potenciômetros (P1A e P1B) que podem ser ajustados para ajustar tensão de referência do Chopper interno do ST297. Esta tensão de referência determina o nível máximo de corrente de pico que pode ser aplicada às fases do motor. Rotacionando-se o potenciômetro no sentido horário aumenta-se a tensão de referência e consequentemente impõe-se uma maior corrente de pico nas fases.

Maiores informações podem ser obtidas através do Application Note em anexo.

Funcionamento da PAMP

Para o funcionamento da placa, basta seguir as instruções passo a passo indicadas abaixo (em caso de dúvida quanto a polaridade consulte o manual novamente):

- 1) Configure ou confira os Jumpers conforme sua necessidade. A placa encontra-se pré-configurada para o tipo de motor a ser utilizado no laboratório;
- 2) Conecte o conector que alimenta as fases do motor (CON3 e/ou CON4), obedecendo as guias de polaridades;
- 3) Conecte o cabo de interface controlador-PAMP (CON1) obedecendo as polaridades;
- 4) Conecte o cabo de alimentação no conector CON2, obedeça a polaridade. Antes de ligar a fonte tenha certeza absoluta de que a fonte não está invertida;
- 5) Ela está pronta para ser acionada!

Como Acionar

O Acionamento deve obedecer aos seguintes passos:

- 1) Determine o sentido de rotação através de sinal lógico nos pinos 1 e 2 para o Motor 1 e 7 e 8 para o Motor 2, do conector CON1;

- 2) Habilite o acionamento impondo o sinal lógico adequado nos pinos 5 e 6 para o Motor 1 e 11 e 12 para o Motor 2, do conector CON1;
- 3) Para o motor rotacionar basta aplicar pulsos de clock. Para o motor 1 utilize os pinos 5 e 6 e para o Motor 2, os pinos 9 e 10 do conector CON1. Para cada descida do pulso de clock um passo será realizado pelo motor;
- 4) Para reverter o sentido de rotação é necessário primeiro desabilitar o motor, para em seguida determinar o outro sentido de rotação.

