

**Carlos Vitor Hugo de Lima Teixeira
Rafael de Paula Guayer Wanderley**

**Desenvolvimento de máquina CNC
para corte de tecidos**

**São Paulo
2008**

**Carlos Vitor Hugo de Lima Teixeira
Rafael de Paula Guayer Wanderley**

**Desenvolvimento de máquina CNC
para corte de tecidos**

**Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para a obtenção do Diploma
de Engenharia Mecatrônica – Área
Mecânica.**

**Orientador:
Prof. Dr. Julio Cesar Adamowsky**

**São Paulo
2008**

FICHA CATALOGRÁFICA

Teixeira, Carlos Vitor Hugo de Lima

Wanderley, Rafael de Paula Guayer

Desenvolvimento de máquina CNC para corte de tecidos.

C. V. H. L. Teixeira. – São Paulo, 2008

R. P. G. Wandereley. – São Paulo, 2008

133 p.

Trabalho de Conclusão de Curso – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica.

1. Máquina CNC 2. Comando numérico computadorizado 3. Corte de tecidos 4. Linux EMC²

DEDICATÓRIA

Dedico este projeto à minha família e amigos que sempre me apoiaram e me fizeram seguir em frente.

Carlos Vitor H. L. Teixeira

Dedico este projeto à minha família e amigos, que tanto me forneceram suporte, aos professores, que me forneceram todo o conhecimento que adquiri à sociedade em que vivemos que me fornece uma fonte infinita de informação e a todos os técnicos que me auxiliaram na execução de todo o projeto

Rafael de Paula G. Wanderley

RESUMO

Atendendo uma necessidade da indústria têxtil, esse projeto tem como objetivo a construção de uma máquina de comando numérico capaz de cortar tecidos de acordo com desenhos pré-definidos e traduzidos em linguagem G. Utilizando-se de uma estação de trabalho – que será nesse caso um PC doméstico – o usuário será capaz de interagir com a máquina usando uma interface baseada no software EMC² de plataforma Linux, e através deste, será possível a manipulação dos eixos da máquina para que seja alcançada uma posição desejada. O sistema de movimentação, assim como a rotação da ferramenta, será baseado em guias lineares prismáticas acionadas por sistemas de polias e correias sincronizadoras. A questão do acionamento será resolvida utilizando-se motores de passo para a movimentação dos eixos X, Y, Z e do eixo da ferramenta. Desse modo, o controle dos motores será feito em malha aberta. Para segurança do usuário e facilidade de posicionamento absoluto da ferramenta, serão utilizados sensores de fim de curso. Os processos de controle serão executados utilizando-se o próprio PC que gerará, através da porta paralela, os sinais de controle dos motores e também receberá os sinais dos sensores de fim de curso. O projeto final da máquina foi feito utilizando-se um método iterativo de simulação em elementos finitos para a definição da solução que apresentasse a melhor resposta estática e dinâmica considerando a melhor forma de montagem e a menor massa possível de toda a estrutura.

Palavra chave: Máquina CNC. Comando numérico computadorizado. Corte de Tecidos. Linux EMC².

ABSTRACT

In response to a clothes manufacturer's demand, the objective of this project is the design and construction of a computer numeric controlled machine able to cut fabric according to predefined patterns, translated to G-code. Using a workstation – namely a home personal computer – the user will be able to interact with the machine through a Linux based interface software called EMC², manipulating the machine axes to reach a specific desired position. The motion system, as well as the tool rotating axis, will be built with prismatic linear guides driven by synchronous toothed belt and pulleys. The motion systems will be use step motors to drive the X, Y, Z and tool axes. For this reason, an open-loop control will be used to control de motors. For user's safety and absolute tool positioning processes, sensor will determine the end of the guide tracks. The control processes will be executed by the pc, which will generate, through the parallel port, the signals for the motors, as well as receive the signals from the sensors. The machine's final design was done according to an iterative method of Finite Elements simulation to define the solution that presented the best static and dynamic characteristics also considering the best way of assembling and the smallest mass of the whole structure.

Keywords: CNC Machine. Computerized Numeric Control. Fabric Cutting. Linux EMC².

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração Linear (m/s^2)
F	Força (N)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
I	Momento de Inércia ($kg.m^2$)
m	Massa (kg)
M	Momento ($N.m$)
M_{ext}	Momento gerado por forças externas a um sistema ($N.m$)
N	Tensão normal (Pa)
P	Potência (W)
r	Raio (m)
S_e	Limite de resistência a fadiga (MPa)
S_m	Limite de ruptura (MPa)
T	Torque ($N.m$)
v	Velocidade linear (m/s)
V	Tensão de cisalhamento (Pa)
α	Aceleração angular (rad/s^2)
η_{fadiga}	Coeficiente de segurança à fadiga
ω	Velocidade angular (rad/s)

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 3.1 - Sistema de rotação do eixo Z.	19
Figura 3.2 - Curva de velocidade em corte.....	19
Figura 3.3 - Curva de velocidade em vazio.....	19
Tabela 3.2 - Velocidades no sistema de rotação Z.	21
Tabela 3.3- Inércias dos componentes do sistema de rotação Z.	21
Tabela 3.4 - Massas dos componentes do sistema de rotação Z.....	21
Tabela 3.5 - Dados geométricos das polias do sistema de rotação Z.	21
Tabela 3.6 - Forças de corte.	21
Tabela 3.7 - Cálculo dos torques no sistema de rotação Z.....	22
Figura 3.4 - Sistema de Translação do eixo Z.	22
Figura 3.5 - Curva de velocidade em corte.....	23
Figura 3.6 - Curva de velocidade em vazio.....	23
Tabela 3.8 – Velocidades do sistema de translação Z.....	24
Tabela 3.9 – Inércias do sistema de translação Z.....	24
Tabela 3.10 – Massa do sistema de translação Z.....	24
Tabela 3.11 – Polias utilizadas no sistema de translação Z.....	24
Tabela 3.12 – Cálculo do torque no sistema de translação Z.....	24
Figura 3.7 – Representação esquemática do eixo de translação x.	25
Figura 3.8 – Curva de velocidade em vazio.	25
Figura 3.9 – Curva de velocidade em corte.....	25
Tabela 3.13 – Velocidades do sistema de translação x.	26
Tabela 3.14 – Inércias do sistema de translação x.....	26
Tabela 3.15 – Massa do sistema de translação x.	27
Tabela 3.16 – Polias utilizadas no sistema de translação x.....	27
Tabela 3.17 – Torques do sistema de translação x.	27
Figura 3.10 – Sistema de translação y.....	27
Figura 3.11 – Curva de aceleração em vazio do sistema de translação y.	28
Figura 3.12 – Curva de aceleração em corte do sistema de translação y.....	28
Tabela 3.18 – Velocidades do sistema de translação y.....	29
Tabela 3.19 – Inércia dos componentes do sistema de translação y.....	29
Tabela 3.20 – Massas dos conjuntos.....	29
Tabela 3.21 – Polias Utilizadas.	29
Tabela 3.22 – Força de corte.....	29
Tabela 3.23 – Torque do motor.	29
Figura 4.1 – Cargas aplicadas a um eixo.Fonte [11].	31
Tabela 2.1 – Critérios de escolha do valor do coeficiente de segurança a fadiga. Fonte [11].	33
Tabela 4.2 – Fatores para cálculo de K_a . Fonte [11].	34
Tabela 4.3 – Fatores de confiabilidade. Fonte [11].	35
Tabela 4.4 – Fatores de correção de temperatura. Fonte [11].	35
Figura 4.2 – Curvas do fator K_t para carga torsora. Fonte [11].	36
Figura 4.3 – Curvas do fator K_t para carga fletora. Fonte [11].	37
Figura 4.4 – Curvas de fator de sensibilidade ao entalhe. Fonte [11].	37
Figura 4.6 – Diagrama esquemático do eixo de rotação z.	38

Tabela 4.5 – Diâmetros do eixo.....	38
Tabela 4.6 – Forças agindo sobre o eixo.	38
Tabela 4.7 – Esforços internos no eixo.....	38
Figura 4.7 – Diagrama esforço cortante no eixo de rotação Z.....	38
Figura 4.8 – Diagrama momento fletor no eixo de rotação Z.....	38
Figura 4.9 – Diagrama momento torsor no eixo de rotação Z.....	39
Tabela 4.8 – Resistência à fadiga do eixo de rotação Z.....	39
Tabela 4.9 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.....	39
Figura 4.10 – Diagrama esquemático do eixo 1 de translação z.....	39
Tabela 4.10 – Diâmetros do eixo 1 de translação z.....	40
Tabela 4.11 – Forças agindo sobre o eixo 1.	40
Tabela 4.12 – Esforços internos no eixo 1.....	40
Figura 4.11 – Diagrama de esforço cortante no eixo 1 de translação z.....	40
Figura 4.12 – Diagrama de momento fletor no 1 eixo de translação z.....	40
Figura 4.13 – Diagrama de momento torsor no eixo 1 de translação z.....	40
Tabela 4.13 – Resistência a fadiga do eixo 1 de translação z.....	41
Tabela 4.14 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.....	41
Figura 4.14 – Diagrama esquemático do eixo 2 de translação z.....	41
Tabela 4.15 – Diâmetros do eixo 2 do sistema de translação z.....	41
Tabela 4.16 – Esforços internos sobre o eixo 2.....	42
Figura 4.15 – Diagrama de esforço cortante no eixo 2 de translação z.....	42
Figura 4.16 – Diagrama de momento fletor no eixo 2 de translação z.....	42
Figura 4.17 – Diagrama de momento torsor no eixo 2 de translação z.....	42
Tabela 4.17 – Resistência à fadiga do eixo 2.....	43
Tabela 4.18 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.....	43
Tabela 4.19 – Diâmetros do eixo 2 corrigidos.....	43
Tabela 4.20 – Novo limite de resistência à fadiga do eixo 2.....	43
Tabela 4.21 – Relação de Goodman.....	43
Figura 4.18 – Diagrama esquemático do eixo 1 de translação x.....	44
Tabela 4.22 – Diâmetros do eixo 1.....	44
Tabela 4.23 – Cargas agindo sobre o eixo 1.....	44
Tabela 4.24 – Esforços internos no eixo 1.....	44
Figura 4.19 – Diagrama de esforço cortante do eixo 1 de translação x.....	44
Figura 4.20 – Diagrama de momento fletor do eixo 1 de translação x.....	45
Figura 4.21 – Diagrama de momento torsos do eixo 1 de translação x.....	45
Tabela 4.25 – Resistência à fadiga do eixo 1.....	45
Tabela 4.26 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo o eixo 1.....	45
Figura 4.22 – Diagrama esquemático do eixo 2 de translação x.....	46
Tabela 4.27 – Diâmetros do eixo 2.....	46
Tabela 4.28 – Esforços internos no eixo 2.....	46
Figura 4.23 – Diagrama esforço cortante do eixo 2 de translação x.....	46
Figura 4.24 – Diagrama momento fletor do eixo 2 de translação x.....	47
Figura 4.25 – Diagrama momento torsor do eixo 2 de translação x.....	47
Tabela 4.29 – Resistência a fadiga do eixo 1.....	47
Tabela 4.30 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.....	47

Tabela 4.31 – Novos diâmetros do eixo 2.	48
Tabela 4.32 – Nova relação de Goodman.	48
Figura 4.26 – Diagrama esquemático do eixo 1 de translação y.	48
Tabela 4.33 – Diâmetros do eixo 1.	48
Tabela 4.34 – Cargas agindo sobre o eixo 1.	48
Tabela 4.35 – Esforços internos no eixo 1.	49
Figura 4.27 – Diagrama de esforço cortante do eixo 1 de translação y.	49
Figura 4.28 – Diagrama de momento fletor do eixo 1 de translação y.	49
Figura 4.29 – Diagrama de momento torsor do eixo 1 de translação y.	49
Tabela 4.36 – Resistência a fadiga do eixo 1.	50
Tabela 4.37 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo do eixo 1.	50
Figura 5.1 – Montagem esquemática de rolamentos.	52
Figura 5.2 – Montagem esquemática de rolamentos.	53
Tabela 6.1.1 – Freqüência de Ressonância	59
Figura 6.1.1- Barra de aço.	59
Tabela 6.1.2 – Freqüências de Ressonância	60
Figura 6.1.2- Barra de Alumínio seção X	60
Tabela 6.1.3 - Freqüências de Ressonância.....	60
Figura 6.1.3 - Barra Al seção X.....	60
Tabela 6.1.4 – Freqüências de Ressonância.....	61
Figura 6.1.4 - Barra Al 50x100	61
Tabela 6.1.5 - Freqüências de Ressonância.....	62
Figura 6.1.5 - Figura – Estrutura h=350mm com reforço, barra Al 70x70mm 63	63
Tabela 6.1.6 – Freqüências de Ressonância.....	63
Figura 6.1.6 - Estrutura h=350mm com reforço, barra Al 70x70mm 63	63
Figura 7.1 – Isométrica Estrutura Intermediária.....	89
Figura 7.2 - Dimensões Estrutura Intermediária.....	89
Figura 7.3 - Isométrica Estrutura Final - Frontal.....	90
Figura 7.4 – Isométrica Estrutura Final – Traseira.....	91
Figura 7.5 – Dimensões Principais Estrutura Final 91	91
Figura 7.6 – Estrutura de Suporte do Eixo Árvore Antiga 92	92
Figura 7.7 – Isométricas Estrutura Suporte Eixo Árvore. 93	93
Figura 7.8 – Dimensões Principais Estrutura de Suporte Eixo Árvore..... 93	93
Figura 7.9 - Estrutura do eixo de translação Y antiga 94	94
Figura 7.10 – Isométrica Sistema de Translação Y 94	94
Figura 7.11 - Dimensões Principais Sistema de Translação Eixo Y 95	95
Figura 7.12 – Sistema de Rotação Eixo Z Intermediário..... 95	95
Figura 7.13 – Sistema de Rotação Eixo Z Intermediário..... 95	95
Figura 7.14 – Sistema de Rotação Eixo Z Final 96	96
Tabela 7.1 - Polias, Correias e eixos da estrutura principal. 96	96
Tabela 7.2 - Polias, Correias e eixos do sistema de translação Y. 97	97
Tabela 7.3 - Polias, Correias e eixos da estrutura do suporte eixo árvore..... 97	97
Tabela 7.4 - Polias, Correias e eixos do sistema de rotação Z..... 98	98
Figura 9.1 - Esquema simplificado de ligação entre os módulos do projeto. 100	100
Figura 9.2 - Circuito simplificado de acionamento da ferramenta de corte. 102	102

Figura 9.3 – Porta paralela configurada como Input (entrada). Fonte [7].	104
Figura 9.4 - Porta paralela configurada como Output (saída). Fonte [7].	104
Tabela 9.4 - Componentes para a montagem dos drivers de acionamento.	107
Figura 10.1 - Sensor Indutivo. Fonte [8].	108
Figura 10.2 - Reed Switch tipo NA. Fonte [9].	109
Tabela 10.1 - Características de Funcionamento do Reed Switch. Fonte [10].	109
Figura 10.3 - Modos de acionamento do Reed Switch. Fonte [10].	110
Figura 11.1 - Típico esquema de controle de uma máquina controlada pelo EMC ² . Fonte [7].	111
Figura 11.2 - Interface do usuário.	113
Figura 12.1 - Interface AXIS.	118
Figura 12.2 - Detalhe da ferramenta visual da interface.	119
Figura 12.3 - Controle manual de velocidade.	119
Figura 12.4 - Botões superiores de controle da interface.	120
Figura A2.1.1 - Cantoneira para fixação	123
Figura A2.1.2 - Perfil da barra de alumínio	123
Figura A2.1.3 - Cantoneira interna	124
Figura A2.1.4 - Parafuso T e porca T para fixação	124
Figura A2.1.1 – Guia Linear	125

SUMÁRIO

RESUMO	5
ABSTRACT	6
LISTA DE SÍMBOLOS	7
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	8
1. Resumo do Projeto	14
2. Introdução	15
3. Dimensionamento Mecânico dos Motores	17
3.1 Rotação do eixo Z:	18
3.2 Translação do eixo Z	22
3.3 Translação do eixo X	24
3.4 Translação do eixo Y	27
4. Dimensionamento Mecânico à Fadiga dos Eixos	31
4.1 Eixos do sistema de rotação Z	38
4.2 Sistema de Translação eixo Z	39
4.2.1 Eixo 1	39
4.2.2 Eixo 2	41
4.3 Sistema de Translação eixo X	44
4.3.1 Eixo 1	44
4.3.2 Eixo 2	46
4.4 Sistema de Translação eixo Y	48
4.4.1 Eixo 1	48
5. Dimensionamento Mecânico dos Rolamentos	51
5.1. Eixo de rotação Z	53
5.2 – Eixo de translação Z	54
5.3 – Eixo de translação X	55
5.4 – Eixo de translação Y	56
6. Simulações pelo Método dos Elementos Finitos	58
6.1 Simulações Comparativas das Barras Estruturais	59
6.1.1 – Estrutura Principal	61
6.2 Simulação do Desenho de Conjunto	64
6.3 Simulação da Estrutura	74
6.4 Simulação do Estrutura Suporte Eixo Árvore	79

6.5 Simulação do Sistema de Rotação do Eixo Z	84
7. Definição da Solução Adotada	89
7.1 – Desenho de Conjunto.....	89
7.1.1 Projeto Intermediário.....	89
7.1.2 Projeto Final.....	90
7.2 – Estrutura de Suporte do Eixo Árvore	92
7.2.1 Projeto Intermediário.....	92
7.2.2 Projeto Final.....	93
7.3 – Sistema de Translação Eixo Y	94
7.3.1 Projeto Intermediário.....	94
7.3.2 Projeto Final.....	94
7.4 – Sistema de Rotação Eixo Z	95
7.4.1 Projetos Intermediários	95
7.4.2 Projeto Final.....	96
7.5 – Definição Polias e Correias	96
8. Desenhos de Fabricação e Desenhos de Conjunto	99
9. Esquema Elétrico	100
9.1 Sistema de Potência e Alimentação	101
9.2 Acionamento da Ferramenta de Corte	102
9.3 Utilização da Porta Paralela	103
9.4 Driver de potência de acionamento dos motores.....	106
10. Sensores de Fim-de-curso - Reed Switch.....	108
11. Sistema de Controle.....	111
12. A Interface de usuário – “axis”	118
13. Apêndice	121
Anexo 1 – Planejamento e Escopo de Trabalho	121
Anexo 2 – Datasheet do Motor AK85H8/3.36-1.8	126
Anexo 3 – Esquema Elétrico do Projeto.....	129
Anexo 4 – Esquema Elétrico do Driver de Acionamento.....	130
14. Referências Bibliográficas	131

1. Resumo do Projeto

Atendendo uma necessidade da indústria têxtil, o projeto tem como objetivo a construção de uma máquina de comando numérico capaz de cortar moldes de tecidos com desenhos pré-definidos e traduzidos em linguagem G.

Utilizando-se de uma estação de trabalho – que será nesse caso um PC doméstico – o usuário será capaz de interagir com a máquina usando uma interface baseada no software EMC² de plataforma Linux, e através deste, será possível a manipulação dos eixos da máquina para que seja alcançada uma posição desejada.

O sistema de movimentação, assim como a rotação da ferramenta, será baseado em guias lineares prismáticas acionadas por sistemas de polias e correias sincronizadoras.

A questão do acionamento será resolvida utilizando-se motores de passo para a movimentação dos eixos X, Y, Z e do eixo da ferramenta. Desse modo, o controle dos motores será feito em malha aberta. Para segurança do usuário e facilidade de posicionamento absoluto da ferramenta, serão utilizados sensores de fim de curso.

Os processos de controle serão executados utilizando-se o próprio PC que gerará, através da porta paralela, os sinais de controle dos motores e também receberá os sinais dos sensores de fim de curso, o que dá ao programador a possibilidade de manter um sistema absoluto de coordenadas da ferramenta.

2. Introdução

A demanda de uma máquina dessa natureza busca atender a quesitos como rapidez no corte de moldes, precisão e sistematização e mais importante, garantir a segurança das pessoas que trabalham com tecidos e têm que repetidas vezes cortar tecidos com máquinas que se utilizam de lâminas afiadas mantidas em altas rotações.

Um ateliê de pequeno porte que necessite de poucas peças cortadas em um dia pode, provavelmente, não necessitar de uma máquina CNC, já que a demanda de produtos não é tão alta, por outro lado, ateliês de médio porte podem se aproveitar das vantagens que uma máquina CNC pode oferecer, já que libera um operador para fazer outras atividades na empresa cuja necessidade intelectual seja maior do que cortar tecidos, além do que, tarefas repetitivas podem levar a uma fadiga do um funcionário, deixando-o mais propenso a acidentar-se.

Conforme descrito no item anterior, a consideração das características do processo de corte de tecidos e a possibilidade de automação do corte dão a liberdade a um engenheiro mecatrônico de construir uma máquina de comando numérico capaz de executar a mesma função que uma pessoa executaria manualmente.

Frente à disponibilidade de capital destinada ao projeto desenvolver-se-á uma máquina com os seguintes objetivos básicos:

1. A máquina deverá ser construída com a menor quantidade de recursos de capital possível, sendo que para isso, serão utilizadas técnicas e teoria de engenharia de otimização e análise através de elementos finitos;
2. A máquina deverá ser capaz de através de um terminal com interface com o usuário – que nesse caso será um PC doméstico – realizar movimentos definidos pelo usuário, se posicionar conforme a vontade do operador;
3. A máquina deverá ser capaz de ler um arquivo em código G que contenha instruções de como cortar um tecido em uma forma definida. E executar esse processo, gerando ao final uma gama de retalhos pronta para ser trabalhada em uma confecção de tecidos.
4. A máquina, do ponto de vista de sua estrutura mecânica, deverá ser robusta o suficiente para atender as necessidades propostas sem que sofra qualquer efeito danoso de excitações provenientes de motores ou de qualquer outra

fonte de vibração mecânica, possuindo ainda assim, a estrutura mais leve possível.

5. A máquina deve fornecer ao usuário seu máximo desempenho, o que equivale a dizer que, em condições normais de trabalho, a máquina será capaz de oferecer a maior velocidade de corte possível, sem que isso cause danos à estrutura ou a qualquer pessoa ou ser vivo que por ventura esteja ao redor da máquina.

Dimensionamento Mecânico

O foco da primeira parte do projeto é a concepção, o dimensionamento e a fabricação da máquina. Os capítulos 3, 4 e 5 se dedicam unicamente a explicitar a fundamentação teórica que foi utilizada para a validação e otimização mecânica dos componentes da máquina.

No Apêndice, anexo 1. Encontram-se um planejamento de escopo, pesquisas mercadológicas com estimativas de custos iniciais de projeto e definição dos componentes de fabricação dos subsistemas.

3. Dimensionamento Mecânico dos Motores

Com base nos orçamentos feitos, e nos motores disponíveis, elaborou-se uma lista com as características oferecidas por cada motor. Essas informações serão importantes para a escolha mais acurada do motor que se ajuste às necessidades de projeto. Abaixo as tabelas com os motores analisados:

Tabela 1.1 - Opções de motores de passo.

Motores	Inércia Rotor (kgm ²)	Torque Resistivo (Nm)	Peso (kg)
KTC5034-348F	6,70E-05	1,50	0,90
KTC5034-349F	1,23E-04	3,15	2,45
KTC5034-350F	1,87E-04	4,70	3,50
AK57H/3-1.8	3,70E-05	1,5	0,98
AK85H/3.75-1.8	1,05E-04	5,20	2,30
AK85H/6-1.8	2,50E-04	10,00	5,00

Motores	Corrente por Fase (A)	Tensão (V)	Resistência (Ω)	Indutância (mH)
KTC5034-348F	4,84	1,5	0,3	2,5
KTC5034-349F	7,07	1,8	0,3	2,9
KTC5034-350F	8,34	1,8	0,2	2,6
AK57H/3-1.8	3	3	1	2
AK85H/3.75-1.8	5	3,75	0,75	6,4
AK85H/6-1.8	3	8	2,67	13,8

Motores	Número de Passos	Ângulo (graus)	Número de Fases	Enrolamento/Ligação
KTC5034-348F	200	1,8	2	paralelo
KTC5034-349F	200	1,8	2	paralelo
KTC5034-350F	200	1,8	2	paralelo
AK57H/3-1.8	200	1,8	2	unipolar
AK85H/3.75-1.8	200	1,8	2	paralelo
AK85H/6-1.8	200	1,8	4	paralelo

A escolha do motor será baseada em duas características: torque resistivo – torque disponível na ponte de eixo quando o rotor está com velocidade angular nula – e, logicamente, o preço de mercado.

O dimensionamento dos motores é feito a partir do método do cálculo das potências das cargas. Nesse método, é estipulada uma velocidade máxima e uma aceleração constante. Com essas duas informações é possível criar uma curva trapezoidal de velocidades e calcular uma velocidade média de deslocamento do eixo considerado da máquina.

A potência que um motor fornece pode ser representada pela equação:

$$P_{motor} = T_{eixo} \cdot \omega_{rotor} \quad (3.1)$$

Igualando-se a equação 3.1 com as potências das cargas, podemos inferir o torque necessário na ponta de eixo do motor para que as definições de velocidade e aceleração sejam atendidas. Motores que não são capazes de transmitir a potência calculada às cargas, resultam em sistemas que não alcançam a velocidade máxima estipulada e, portanto, não se adéquam ao projeto inicial. Por outro lado, motores com potência maior levam a carga à velocidade máxima de projeto e se necessário, a velocidades maiores.

O cálculo da carga das potências se dá de maneira genérica como:

- Componentes de movimento rotativo:

$$P_{carga} = T_C \cdot \omega_C = I_C \cdot \alpha_C \cdot \omega_C \quad (3.2)$$

- Componentes de movimento linear:

$$P_{carga} = F_C \cdot v_C = m_C \cdot a_C \cdot v_C$$

$$P_{carga} = m_C \cdot \alpha_p \cdot \omega_p \cdot r_p^2 \quad (3.3)$$

Será útil utilizar-se da seguinte transformação para as velocidades e acelerações lineares:

$$v = \omega \cdot r \quad (3.4)$$

$$a = \alpha \cdot r \quad (3.5)$$

Conforme descrito acima a potência do motor deve ser suficiente para acelerar as cargas, e dessa conclusão chegamos à relação que descreve o dimensionamento dos motores:

$$P_{motor} = T_{eixo} \cdot \omega_{rotor} = \sum_{i=1}^n P_i \quad (3.6)$$

$$T_{eixo} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{\omega_{rotor}} \quad (3.7)$$

3.1 Rotação do eixo Z:

A figura abaixo mostra o sistema de acionamento do eixo de rotação Z:

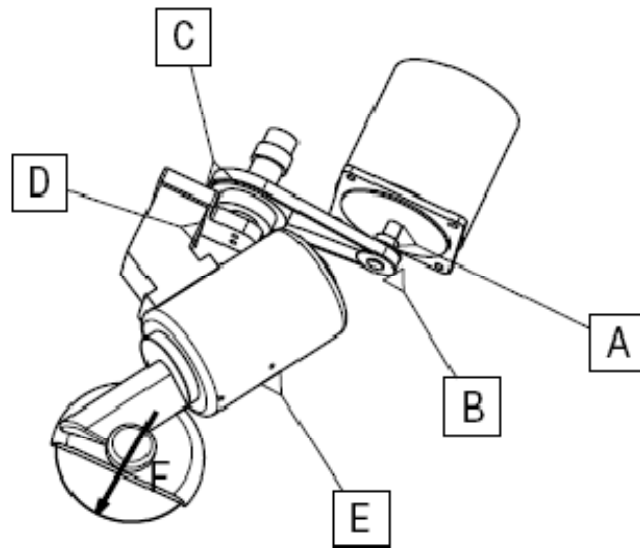


Figura 3.1 - Sistema de rotação do eixo Z.

As letras na figura indicam as inércias dos componentes indicados pelas flechas.

Definidas as velocidades em vazio e em corte, foram criadas as curvas trapezoidais de velocidade:

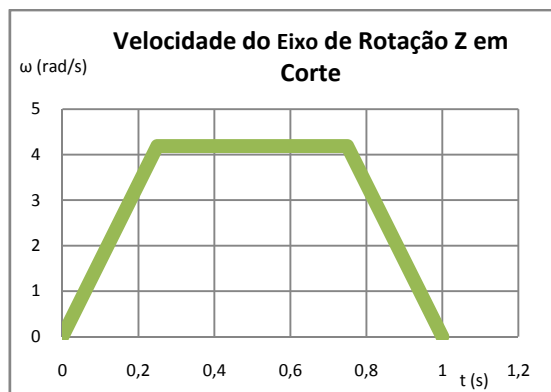


Figura 3.2 - Curva de velocidade em corte.

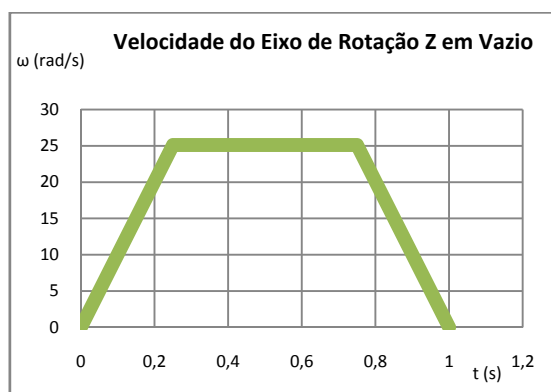


Figura 3.3 - Curva de velocidade em vazio.

No caso desse sistema, encontramos uma peculiaridade. A serra de disco é acionada por um motor assíncrono que alcança 3400 rpm. Rotacionar essa serra equivale a rotacionar um giroscópio, tentando modificar o seu vetor momento angular. Isso quer dizer que precisamos determinar qual será o torque necessário para modificar o momento angular da serra na velocidade estipulada.

O rotor da serra está inclinado de 30° em relação o eixo de rotação do sistema. Se escrevermos a velocidade angular projetada em um sistema ortogonal positivo $(O, \vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ com a origem sobre o eixo de rotação do sistema e com o versor k paralelo a esse mesmo de rotação, obteremos:

$$\vec{\omega}_r = \omega_r \cdot (\cos(30^\circ) \cdot \vec{k} + \sin(30^\circ) \cdot \vec{j}) \quad (3.8)$$

Definimos ainda que a velocidade do eixo ferramenta seja:

$$\vec{\omega}_F = \omega_F \cdot \vec{k} \quad (3.9)$$

O momento angular do rotor em relação ao sistema O é:

$$\vec{H} = J_E \cdot \vec{\omega}_r = J_E \cdot \omega_r \cdot (\cos(30^\circ) \cdot \vec{k} + \sin(30^\circ) \cdot \vec{j}) \quad (3.10)$$

É sabido, a partir do teorema do momento angular, que somente uma força externa pode alterar o momento angular de um corpo em rotação, o que matematicamente pode ser descrito como:

$$\vec{M}_{ext} = \dot{\vec{H}} = J_E \cdot \omega_r \cdot (\cos(30^\circ) \cdot \dot{\vec{k}} + \sin(30^\circ) \cdot \dot{\vec{j}}) \quad (3.11)$$

$$\dot{\vec{k}} = \vec{\omega}_F \times \vec{k} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \omega_F \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = \vec{0} \quad (3.12)$$

$$\dot{\vec{j}} = \vec{\omega}_F \times \vec{j} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \omega_F \\ 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = \omega_F \cdot \vec{i} \quad (3.12)$$

$$\vec{M}_{ext} = J_E \cdot \omega_r \cdot \sin(30^\circ) \cdot \omega_F \cdot \vec{i} \quad (3.13)$$

$$|M_{ext}| = J_E \cdot \omega_r \cdot \sin(30^\circ) \cdot \omega_F \quad (3.14)$$

Portanto, a equação 3.14 determina qual o momento a ser aplicado a serra para rotacioná-la na velocidade definida em projeto.

Outro esforço a ser computado no cálculo do torque é oriundo da força de corte definida como tendo módulo de 152,73 N. Como o raio da serra de corte é de 0,045 m, teremos um torque de:

$$T_{corte} = 152,73 \cdot 0,045 = 6,87$$

$$P_{corte} = T_{corte} \cdot \omega_C \quad (3.15)$$

O cálculo das potências dos outros componentes, usando a notação da figura (3.1) é dado por:

$$\sum P_{cargas} = \omega_{motor} \cdot \alpha_{motor} \cdot (I_A + I_B) + \omega_C \cdot \alpha_C \cdot (I_C + I_D) + \omega_C \cdot |M_{ext}| + P_{corte} \quad (3.16)$$

Utilizando-se da equação 3.7, obtemos o torque necessário no motor.

$$T_{motor} = \frac{\omega_{motor} \cdot \alpha_{motor} \cdot (I_A + I_B) + \omega_C \cdot \alpha_C \cdot (I_C + I_D) + \omega_C \cdot |M_{ext}| + P_{corte}}{\omega_{motor}} \quad (3.17)$$

As tabelas a seguir compilam os dados referentes aos dados de projeto e calculam as variáveis derivadas desses dados, assim como o torque do motor:

Tabela 3.2 - Velocidades no sistema de rotação Z.

SISTEMA DE ROTAÇÃO DO EIXO Z		
Sistema	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Rotor Eixo Z em Vazio	25,13	100,53
Rotor Eixo Z em Corte	4,19	16,76
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Motor em Vazio	62,81	251,23
Motor em Corte	10,47	41,87
	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Extremidade Polia Motor em Vazio (Correia Motor)	0,65	2,60
Extremidade Polia Motor em Corte (Correia Motor)	0,11	0,43

Tabela 3.3- Inércias dos componentes do sistema de rotação Z.

Inércias	
Sistema	Inércias (kgm ²)
Eixo de Rotação+Serra	5,16000E-03
Rotor da Serra	1,01000E-03
Polia Eixo de Rotação	2,00E-05
Carga Total	5,18000E-03
Carga Vista no Motor	8,2880000E-04
Rotor do Motor	1,23E-04
Polia Motor	7,00E-08
Total Vista no Motor	9,51870E-04

Tabela 3.4 - Massas dos componentes do sistema de rotação Z.

Massa Total CATIA (kg)	7,02568
Massa Eixo de Rotação + Serra CATIA (kg)	3,311

Tabela 3.5 - Dados geométricos das polias do sistema de rotação Z.

Polias Utilizadas	Polia	Número de Dentes	Diâmetro (mm)	Raio (mm)
Polia da redução no Motor	Polia 32MXL025	32,00000	0,02070	0,01035
Polia da redução no Eixo de Rotação	Polia 80MXL025	80,00000	0,05173	0,02587

Tabela 3.6 - Forças de corte.

Forças de Corte	Direção X	Direção Y	Direção Z	Módulo	Módulo Corrigido
Forças (N)	50	50	0	70,71067812	152,7350647

Tabela 3.7 - Cálculo dos torques no sistema de rotação Z.

Torques	Em Vazio (Nm)	Em Corte (Nm)
Resistivo de Corte	0,000	6,873
Eixo de Rotação	0,521	0,087
Inercial do Rotor da Serra	2,386	0,753
Total na Carga	2,907	7,713
Torque no Rotor do Motor	0,031	0,005
Motor	1,194	3,090

Como se pode observar na última linha da tabela 3.6, o motor tem sua maior solicitação na situação de corte, necessitando fornecer ao sistema um torque de 3,09 N.m.

A partir da constatação obtida no parágrafo anterior e observando a tabela 3.1, conclui-se que o motor mais adequado seria o KCT5034-349F, com torque resistivo de 3,15 N.m. Embora os cálculos indiquem que esse seria o motor mais adequado (por não estar super dimensionado), nós esbarramos no fato que esse motor possui um preço muito mais elevado que o AK85H/3.75-1.8. Esse possui torque resistivo de 5,20 N.m e corrente por fase de apenas 5A, enquanto aquele necessita de 7,07A por fase, exigindo um driver de potência mais robusto.

Por conta dos fatores econômicos, e sem qualquer prejuízo ao sistema, o motor escolhido será o AK85H/3.75-1.8. A folha de dados do motor escolhido encontra-se no apêndice, anexo 2, no final desse relatório.

3.2 Translação do eixo Z

A figura abaixo mostra o sistema de translação do eixo Z:

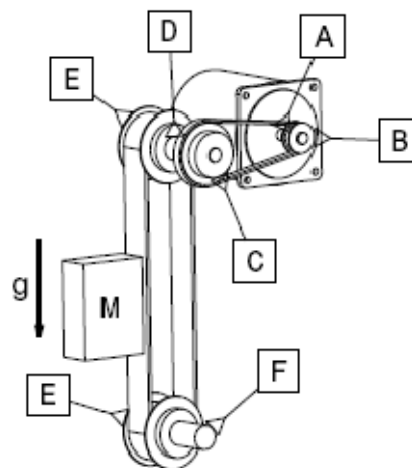


Figura 3.4 - Sistema de Translação do eixo Z.

As letras na figura indicam as inércias dos componentes indicados pelas flechas.

Definidas as velocidades em vazio e em corte, foram criadas as curvas trapezoidais de velocidade:

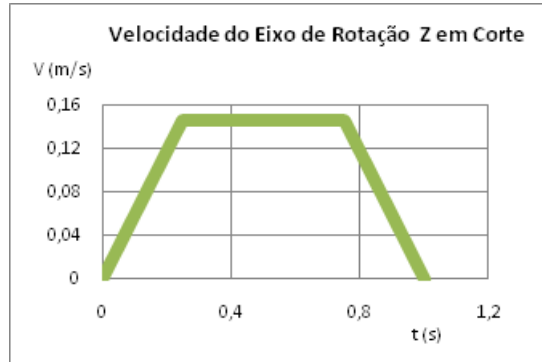


Figura 3.5 - Curva de velocidade em corte.

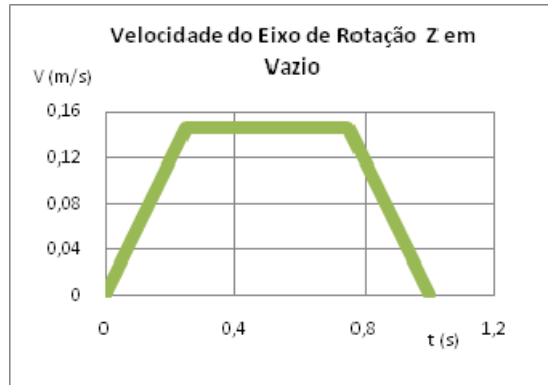


Figura 3.6 - Curva de velocidade em vazio.

O cálculo da potência da carga inicia-se com uma ressalva: além de ser uma carga acelerada, essa massa está sob a influência da gravidade. A potência pode ser calculada através da derivação da energia acumulada do sistema, uma vez que a taxa de variação no tempo da energia é a potência do sistema de acionamento. Matematicamente, podemos escrever:

$$\begin{aligned}
 P_{carga} &= \frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{dE_{cin.}}{dt} + \frac{dE_{pot.}}{dt} = \frac{d\left(m \cdot \frac{v^2}{2}\right)}{dt} + \frac{d(m \cdot g \cdot h)}{dt} = \\
 &= m \cdot v_{carga} \cdot a_{carga} + m \cdot g \cdot v_{carga} = \\
 &= m \cdot \omega_C \cdot r_C (\alpha_C \cdot r_C + g)
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Da equação 3.6, podemos escrever a potência do sistema como:

$$\sum Potência = P_{carga} + (I_C + I_D + 2 \cdot I_E + I_F) \cdot (\alpha_C \cdot \omega_C) + (I_A + I_B) \cdot (\alpha_A \cdot \omega_A)$$

E mais uma vez, com a dedução da equação 3.7 determinamos qual o torque máximo que o motor pode fornecer:

$$T_{motor} = \frac{P_{carga} + (I_C + I_D + 2 \cdot I_E + I_F) \cdot (\alpha_C \cdot \omega_C) + (I_A + I_B) \cdot (\alpha_A \cdot \omega_A)}{\omega_{motor}} \tag{3.19}$$

Abaixo, as tabelas com os valores dos parâmetros utilizados nos cálculos:

Tabela 3.8 – Velocidades do sistema de translação Z.

SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DO EIXO Z		
Sistema	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Sistema de Translação em Vazio (Correia)	0,146667	0,586667
Sistema de Translação em Corte (Correia)	0,146667	0,586667
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Polia de Translação em Vazio	5,37338951	21,49355804
Polia de Translação em Corte	5,37338951	21,49355804
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Motor em Vazio	13,42828209	53,71312837
Motor em Corte	13,42828209	53,71312837
	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Extremidade Polia Motor em Vazio (Correia Motor)	0,13898272	0,555930879
Extremidade Polia Motor em Corte (Correia Motor)	0,13898272	0,555930879

Tabela 3.9 – Inércias do sistema de translação Z.

Inércias	
Sistema	Inércias (kgm ²)
Eixo de Transmissão ligado ao Motor	8,12450E-06
Eixo Transmissão	7,80448E-06
Polia Eixo Transmissão - Motor	2,00E-05
Polia Eixo Transmissão - Carga	8,00E-05
Massa da Carga	5,23427E-03
Carga Total	5,43020E-03
Carga Vista no Motor	8,69503E-04
Rotor do Motor	1,23000E-07
Polia Motor	7,00000E-08
Inércia Total Vista no Motor	8,69696E-04

Tabela 3.10 – Massa do sistema de translação Z.

Massa Total da Carga (kg)	7,0257
Massa Total CATIA (kg)	13,004

Tabela 3.11 – Polias utilizadas no sistema de translação Z

Polias Utilizadas	Polia	Número de Dentes	Diâmetro (mm)	Raio (mm)
Polia da redução no Motor	Polia 32MXL025	32,00000	0,02070	0,01035
Polia da redução no Eixo de Transmissão	Polia 80MXL025	80,00000	0,05173	0,02587
Polia Translação Eixo Z	Polia 18L100	18	0,05459	0,02730

Tabela 3.12 – Cálculo do torque no sistema de translação Z

Torques pela Potência	Em Vazio = Em Corte (Nm)
Motor (N.m)	0,81

Embora o torque exigido para o acionamento desse motor seja pequeno, o motor escolhido foi o AK57H/3-1.8. Esse motor, de acordo com as pesquisas feitas, é um motor de característica muito boas, e principalmente, possui um preço muito reduzido em comparação com os outros motores que em teoria seriam mais adequados (pois possuírem torque otimizado). O datasheet do motor escolhido pode ser visto no apêndice, anexo 2.

3.3 Translação do eixo X

A figura abaixo mostra o sistema de translação x de forma esquemática.

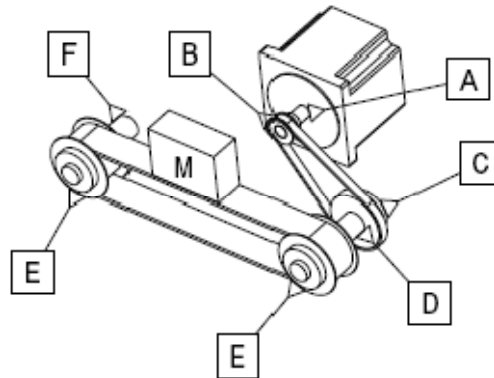


Figura 3.7 – Representação esquemática do eixo de translação x.

O método de cálculo para esse sistema de translação é análogo ao utilizado para o eixo de translação z. Mais uma vez, as flechas com as letras indicam a nomenclatura das inércias dos componentes.

A definição das velocidades máximas gera as seguintes curvas de velocidades:

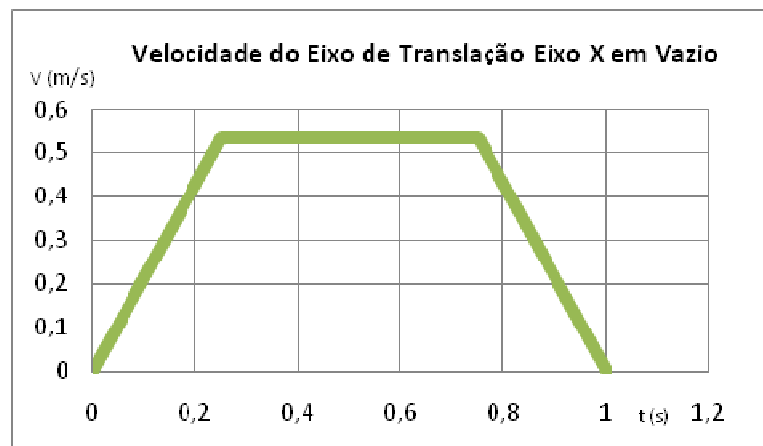


Figura 3.8 – Curva de velocidade em vazio.

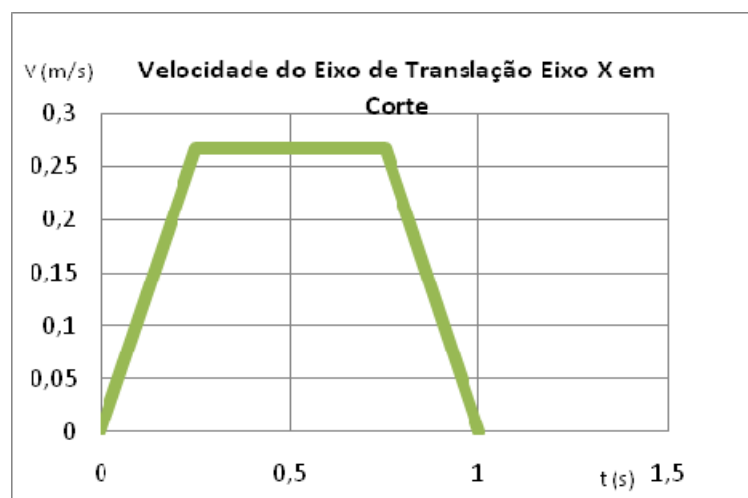


Figura 3.9 – Curva de velocidade em corte.

A potência da carga M é dada pela equação 3.3 em combinação com as equações 3.4 e 3.5. De fato, temos que:

$$P_{cargaM} = M \cdot \alpha \cdot \omega \cdot r_E^2 \quad (3.20)$$

A força resistiva de corte foi estimada como sendo de magnitude 152,73 N. Como essa força é transmitida através da carga, para calcula a potência dessa força, precisamos calcular seu torque sobre a polia E. Dessa forma chegamos até a relação:

$$P_{corte} = F_{corte} \cdot r_E \cdot \omega_E \quad (3.21)$$

Com essas duas relações e mais a potência das outras cargas, chegamos a relação geral, que fornece a potência necessária à movimentação do sistema com as velocidades e acelerações estipuladas:

$$T_{motor} \cdot \omega_{motor} = P_{carga} + P_{corte} + (\alpha_C \cdot \omega_C) \cdot (I_C + I_D + 2 \cdot I_E + I_F) + (\alpha_{motor} \cdot \omega_{motor}) \cdot (I_A + I_B) \quad (3.22)$$

$$T_{motor} = \frac{P_{carga} + P_{corte} + (\alpha_C \cdot \omega_C) \cdot (I_C + I_D + 2 \cdot I_E + I_F) + (\alpha_{motor} \cdot \omega_{motor}) \cdot (I_A + I_B)}{\omega_{motor}} \quad (3.23)$$

Assim como nas seções anteriores, as tabelas abaixo trazem todas as variáveis necessárias para o cálculo numérico da equação 3.23.

Tabela 3.13 – Velocidades do sistema de translação x.

Sistema	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Sistema de Translação em Vazio (Correia)	0,533333	2,133333
Sistema de Translação em Corte (Correia)	0,266667	1,066667
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Polia de Translação em Vazio	19,53959822	78,15839287
Polia de Translação em Corte	9,769799109	39,07919643
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Motor em Vazio	48,8301167	195,3204668
Motor em Corte	24,41505835	97,66023341
	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Extremidade Polia Motor em Vazio (Correia Motor)	0,505391708	2,021566832
Extremidade Polia Motor em Corte (Correia Motor)	0,252695854	1,010783416

Tabela 3.14 – Inércias do sistema de translação x.

Sistema	Inércias (kgm ²)
Eixo de Transmissao ligado ao Motor	8,1245E-06
Eixo Transmissao	7,8045E-06
Polia Eixo Transmissao - Motor	2,0000E-05
Polia Eixo Transmissao - Carga	8,0000E-05
Inércia da Massa da Carga	9,6882E-03
Carga Total	9,8841E-03
Carga Vista no Motor	1,5827E-03
Rotor do Motor	1,2300E-07
Polia Motor	7,0000E-08
Inércia Total Vista no Motor	1,5829E-03

polia utilizadas é diferente, ou seja, a carga se move na mesma velocidade linear, mas por conta dos pares de polias redutoras, teremos velocidades angulares diferentes. As curvas de velocidade do sistema podem ser vistas abaixo:

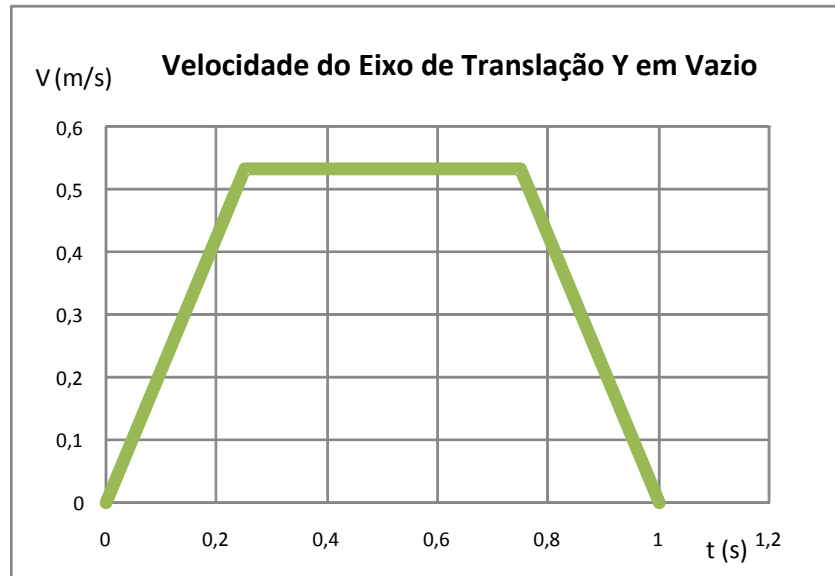


Figura 3.11 – Curva de aceleração em vazio do sistema de translação y.

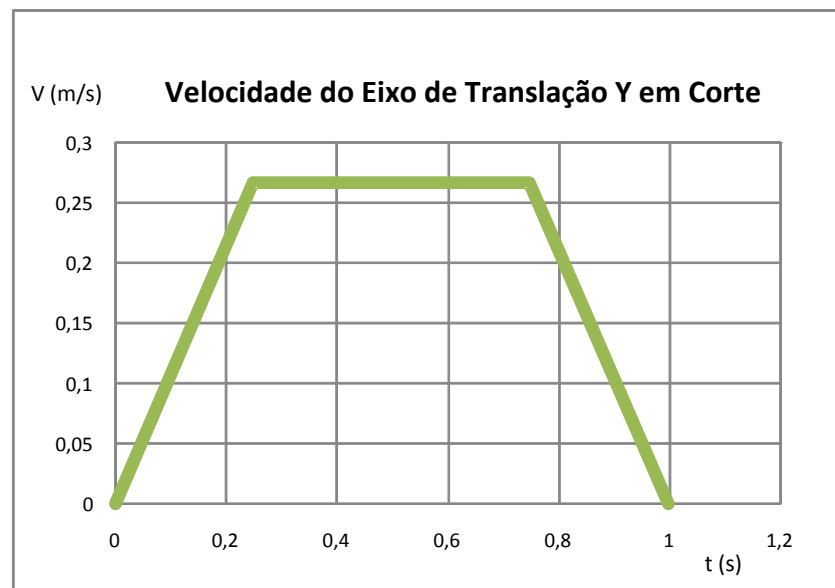


Figura 3.12 – Curva de aceleração em corte do sistema de translação y.

O sistema de translação y possui muito mais componentes do que os outros sistemas, mas as características físicas são exatamente as mesmas e, portanto, o método de cálculo do torque do motor é análogo ao que já foi feito: soma-se a potência da força de corte, a potência da carga e a potência para mover os componentes.

A equação que define a potência dos motores é:

$$T_{motor} = \frac{(\alpha_C \cdot \omega_C) \cdot (P_{carga} + P_{corte} + 4 \cdot I_F + I_C + I_D + 2 \cdot I_E) + (\alpha_{motor} \cdot \omega_{motor}) \cdot (I_A + I_B)}{\omega_{motor}} \quad (3.24)$$

Onde definimos a potência da carga como:

$$P_{carga} = M \cdot \alpha_C \cdot \omega_C \cdot r_C^2 \quad (3.25)$$

E a potência da força de corte pode ser escrita como:

$$P_{corte} = F_{corte} \cdot \omega_C \cdot r_C \quad (3.26)$$

O conjunto de tabelas abaixo traz os valores das variáveis utilizadas na equação 3.24, de modo que se possa calcular o torque exigido no motor.

Tabela 3.18 – Velocidades do sistema de translação y.

Sistema	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Sistema de Translação em Vazio (Correia)	0,533333	2,133333
Sistema de Translação em Corte (Correia)	0,266667	1,066667
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Polia de Translação em Vazio	14,25262783	57,01051131
Polia de Translação em Corte	7,126313914	28,50525566
	Velocidade Máxima (rad/s)	Aceleração (rad/s ²)
Motor em Vazio	35,61779892	142,4711957
Motor em Corte	17,80889946	71,23559783
	Velocidade Máxima (m/s)	Aceleração (m/s ²)
Extremidade Polia Motor em Vazio (Correia Motor)	0,368644219	1,474576875
Extremidade Polia Motor em Corte (Correia Motor)	0,184322109	0,737288438

Tabela 3.19 – Inércia dos componentes do sistema de translação y.

Inércias	
Sistema	Inércias (kgm ²)
Eixo de Transmissão ligado ao Motor	1,00000E-04
Eixo Transmissão	7,80448E-06
Polia Eixo Transmissão - Motor	2,00000E-05
Polia Eixo Transmissão - Carga	3,40000E-04
Massa da Carga	3,52865E-02
Carga Total	3,67821E-02
Carga Vista no Motor	5,88968E-03
Rotor do Motor	1,05000E-04
Polia Motor	7,00000E-08
Inércia Total Vista no Motor	5,99475E-03

Tabela 3.20 – Massas dos conjuntos.

Massa Total da Carga (kg)	25,2
Massa Total CATIA (kg)	107

Tabela 3.21 – Polias Utilizadas.

Polias Utilizadas	Polia	Número de Dentes	Diâmetro (mm)	Raio (mm)
Polia da redução no Motor	Polia 32MXL025	32	0,02070	0,01035
Polia da redução no Eixo de Transmissão	Polia 80MXL025	80	0,05173	0,02587
Polia Translação Eixo Y	Polia 26L100	26,00	0,07484	0,03742

Tabela 3.22 – Força de corte.

Forças de Corte	Direção X	Direção Y	Direção Z	Módulo
Forças (N)	50	50	0	70,71067812
Forças Corrigidas(N)	108	108	0	152,7350647

Tabela 3.23 – Torque do motor.

Torques	Em Vazio (Nm)	Em Corte (Nm)
Carga	2,097	6,764
Motor (Nm)	0,854	2,714

O dimensionamento do motor desse sistema de translação é o mesmo do sistema de rotação z. O motor AK85H/3.75-1.8 fornece 5,2 N.m – valor suficiente de torque para a aplicação (ver datasheet no apêndice, anexo 2).

Com essas quatro análises feitas, chegamos a conclusão de qual motor seria o mais adequado para cada aplicação, de modo que, nesse instante já é possível comprá-los. O cálculo do dimensionamento poderia ter sido feito através de outra abordagem. Essa outra abordagem utiliza-se do cálculo das inércias dos componentes, que são transferidas até o motor e com aceleração angular do motor chega-se ao torque. É importante lembrar que os dois métodos são desenvolvidos sobre os mesmos conceitos físicos e, portanto, o resultado deve ser o mesmo.

4. Dimensionamento Mecânico à Fadiga dos Eixos

O processo de dimensionamento mecânico dos eixos foi baseado na seguinte sistemática: inicialmente foram desenhados os sistemas de movimentação com seus respectivos eixos nos mancais. Esse primeiro desenho foi baseado no bom senso para as medidas. A partir daí, foram utilizadas duas abordagens para o cálculo de vida em fadiga.

A primeira abordagem utiliza a teoria da máxima energia de deformação de Von Mises. Essa teoria combina para as tensões médias e alternadas, as quais a peça a ser dimensionada está sujeita.

A figura abaixo mostra uma carga cíclica σ_a sendo aplicada juntamente com uma carga média constante de σ_m .

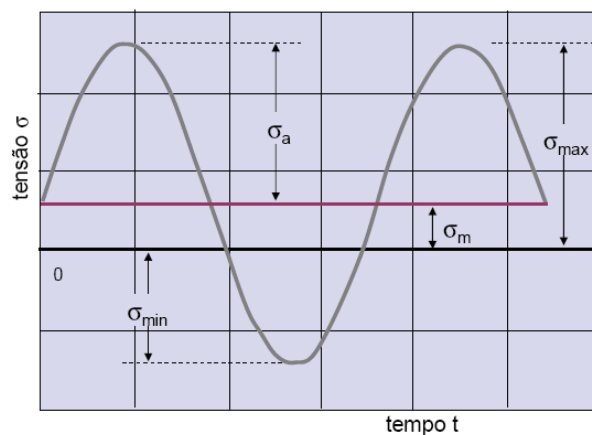


Figura 4.1 – Cargas aplicadas a um eixo. Fonte [11].

Da figura acima podemos calcular:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (4.1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4.2)$$

Conforme a teoria de resistência de materiais, um eixo pode estar sujeito a cargas de tração e compressão N , cargas de cisalhamento V , carga de flexão M , e cargas de torção T . De acordo com a teoria de dimensionamento a fadiga, a parcela de contribuição das cargas de cisalhamento são muito inferiores as contribuições das outras cargas.

Pelas teorias de resistência de materiais, podemos escrever as tensões num eixo de diâmetro d , como:

$$\sigma_N = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} \quad (4.3)$$

$$\sigma_F = \frac{32.M}{\pi.d^3} \quad (4.4)$$

$$\tau_T = \frac{16.T}{\pi.d^3} \quad (4.5)$$

E cada uma dessas equações pode ser utilizada para a composição da equação de tensão equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (4.6)$$

Substituindo as equações de 4.3 a 4.5 em 4.6, teremos a seguinte equação genérica para o cálculo da vida em fadiga dos eixos.

$$\sigma_{eqm} = \frac{32}{\pi.d^3} \sqrt{\left(\frac{N_m.d}{8} + M_m\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot T_m^2} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{32}{\pi.d^3} \sqrt{\left(\frac{N_a.d}{8} + M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot T_a^2} \quad (4.8)$$

Onde as variáveis com índice m indicam valores calculados usando-se a tensão média e aquelas que possuem o índice a são aquelas obtidas com a tensão alternada.

Conforme explicitado no início dessa seção, o método de Goodman será o método utilizado. A expressão de Goodman diz que a combinação das tensões alternadas e médias juntamente com as tensões de ruptura do material deve seguir a relação:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_m} = \frac{1}{\eta_{fadiga}} \quad (4.9)$$

Onde S_m é tensão de ruptura do material, S_e é o limite de resistência a fadiga do material e η_{fadiga} é o coeficiente de segurança a fadiga. Esse coeficiente possui um valor que deve ser escolhido conforme as características do projeto, melhor dizendo, conforme o grau de conhecimento das variáveis de carga presentes no modelo. A equação 4.9 mostra uma igualdade, mas nos cálculos deve-se usá-la na sua forma de inequação.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_m} \leq \frac{1}{\eta_{fadiga}} \quad (4.10)$$

Substituindo os valores, temos que ter uma afirmação matemática verdadeira, caso contrário, sabemos que é alta a probabilidade de ruptura do eixo antes da vida infinita (10^6 ciclos), neste caso devemos redimensionar o eixo.

A tabela abaixo mostra como deve ser feita a escolha do valor de η .

Tabela 2.1 – Critérios de escolha do valor do coeficiente de segurança a fadiga. Fonte [11].

η	causa	obs
1,25-2,0	Carregamento, material excepcionalmente bem conhecidos e tensões excepcionalmente bem calculadas	Aviões. Máquinas caras que operam com velocidades e esforços que variam pouco. Máquinas bem conhecidas e aplicações bem conhecidas. Requer método de análise experimental e por computador.
2,0-2,5	Carregamento calculado com razoável confiança, material standard e tensões calculadas com razoável confiança.	Maioria das máquinas da indústria mecânica. Esforços e tensões estimados analiticamente ou processos numéricos simples.
2,5-3,0	Carregamento calculado com razoável confiança, material não muito confiáveis e tensões calculadas e tensões calculadas com razoável confiança.	Quando as propriedades do material não são muito bem conhecidas
3-4	Carregamento difícil de estimar, OU material novo ou desconhecido OU tensões difíceis de determinar.	Muita incerteza em um dos fatores.

Neste projeto foi escolhido o fator $\eta=2,25$. Para o dimensionamento dos motores foram feitas as considerações de carregamento e aceleração e, por isso, é justo considerar que as cargas estão relativamente bem conhecidas. Além disso, os materiais de fabricação a serem utilizados são de uso comum e possuem características bem definidas. A justificativa da utilização desse coeficiente de segurança baseia-se no fato que as teorias de fadiga estão fortemente baseadas em estudos estatísticos.

Além desse processo de dimensionamento, foi utilizado outro processo que se utiliza do mesmo equacionamento utilizado no método de Goodman, mas o enfoque é outro. Esse método é iterativo e baseia-se no objetivo de encontrar o diâmetro do eixo que seja adequado para a vida infinita. A equação iterativa é essa:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \eta_{fadiga}}{\pi} \left\{ \sqrt{\frac{1}{S_e^2} \left[\left(\frac{N_a \cdot d}{8} + M_a \right)^2 + \frac{3}{4} T_a^2 \right]} + \sqrt{\frac{1}{S_e^2} \left[\left(\frac{N_m \cdot d}{8} + M_m \right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2 \right]} \right\}} \quad (4.11)$$

Resolve-se essa equação iterativamente:

- Desconsidera-se a presença das cargas axiais e calcula-se $d=d_0$;
- Com d_0 calcula-se um novo $d=d_1$ considerando a presença de forças axiais;
- Repetir o item acima até a convergência.

O método utilizado então para o dimensionamento dos eixos foi a combinação desses dois métodos. Inicialmente usa-se o método de Goodman para verificação do dimensionamento inicial, caso o fosse verificado a necessidade de redimensionamento, era utilizado o método iterativo. Como há ausência de cargas axiais em todos os eixos, o método deixa de ser iterativo e recai no caso inicial

descrito no caso do cálculo de d_o . Com o valor mínimo do diâmetro do eixo, recalcula-se a validade do dimensionamento usando o método de Goodman. Nesse ponto o método deve se a validade do dimensionamento já que são métodos derivados das mesmas equações.

Ainda sobre o método de Goodman, é interessante ressaltar o cálculo do fator de resistência a fadiga S_e . Esse fator é composto da seguinte maneira:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_r \cdot S_N \quad (4.12)$$

Onde:

$S_N = 0,504 \cdot S_{ut}$, sendo S_{ut} a tensão última do material;

No projeto, os mancais serão feitos em alumínio, portanto $S_{ut} = 2,1 \text{ MPa}$

k_a – coeficiente de acabamento superficial;

k_b – tamanho;

k_c – carregamento;

k_d – temperatura;

k_e – concentrações de tensões;

k_r – confiabilidade.

Abaixo se explica como podemos definir a escolha desses fatores e quais os fatores usados no projeto (serão colocados apenas os coeficientes que são de uso geral, aqueles que são específicos para cada eixo serão tratados separadamente)

K_a – Fator de acabamento superficial

$$K_a = a \cdot S_u^b \quad (4.13)$$

Tabela 4.2 – Fatores para cálculo de K_a . Fonte [11].

Acabamento superficial	Fator a		Fator b
	Kpsi	MPa	
Retificado	1.34	1.58	-0.085
Usinado ou estirado à frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado à quente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

$$K_a = 1,0934$$

K_b – Fator de tamanho

O fator K_b para flexões e torções é calculado por:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Para valores maiores, K_b varia de 0.60 a 0.70 para flexões e torções. Se a peça estiver sob cargas axiais, adota-se $K_b = 1$.

K_c - Fator de carga

= 1 se a carga for axial e $S_u > 1520$ MPa;

= 0,85 se a carga for axial $S_u < 1520$ MPa;

=1 se a carga for de flexão;

= 0,577 se a carga for de torção ou de cisalhamento.

$$K_c = 0,577$$

K_r – Fator de confiabilidade

O fator de confiabilidade está relacionado com a tolerância ao erro de dimensionamento da resistência a fadiga, o limite acontece quando se dá confiabilidade de 50%, quando, então, se utiliza o valor unitário;

Tabela 4.3 – Fatores de confiabilidade. Fonte [11].

R	Z_r	k_r
0.5000	0.000	1.000
0.9000	1.288	0.897
0.9500	1.645	0.868
0.9900	2.326	0.814
0.9990	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702

$$K_r = 0,897$$

K_d - Fator de temperatura

Como os testes para a construção da teoria de fadiga foram feitos sob temperatura ambiente, eixos que estão sendo exigidos por cargas em outras temperaturas, precisam de correção.

Tabela 4.4 – Fatores de correção de temperatura. Fonte [11].

Temperatura °C	S_T/S_{RT}	Temperatura °C	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.200	400	1.018
250	1.000	500	0.955
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

$$K_d = 1,005$$

K_e - Fator de concentração de tensões

A concentração de tensão está presente em toda estrutura que contém curvaturas significativas, entalhes e outra forma de perturbação brusca na geometria da peça.

Dependendo do tipo de material ou da sua resistência, este fator de concentração de tensão K_t sofre alterações, diminuindo sua intensidade em função da sensibilidade q do entalhe (que depende do material e da sua tensão de ruptura).

Esse fator é calculado através da relação:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (4.15)$$

Onde q (fator de sensibilidade ao entalhe) é obtido através de um gráfico e K_t vem da relação e do gráfico abaixo:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (4.16)$$

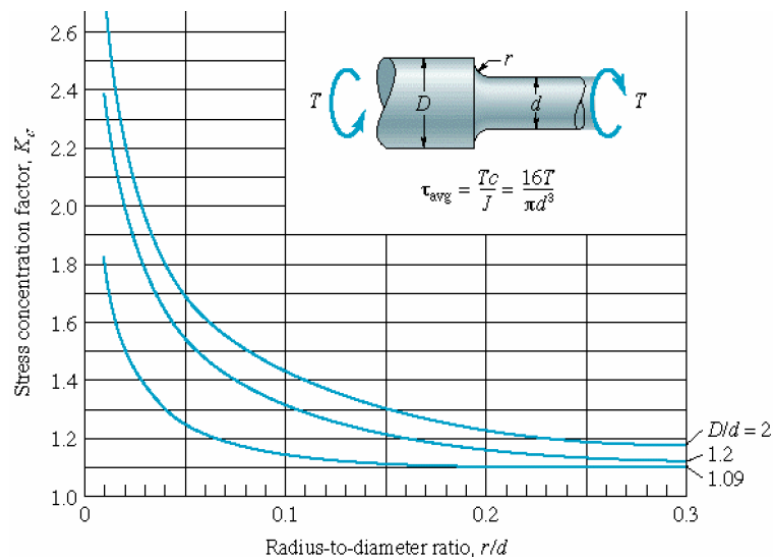


Figura 4.2 – Curvas do fator K_t para carga torsora. Fonte [11].

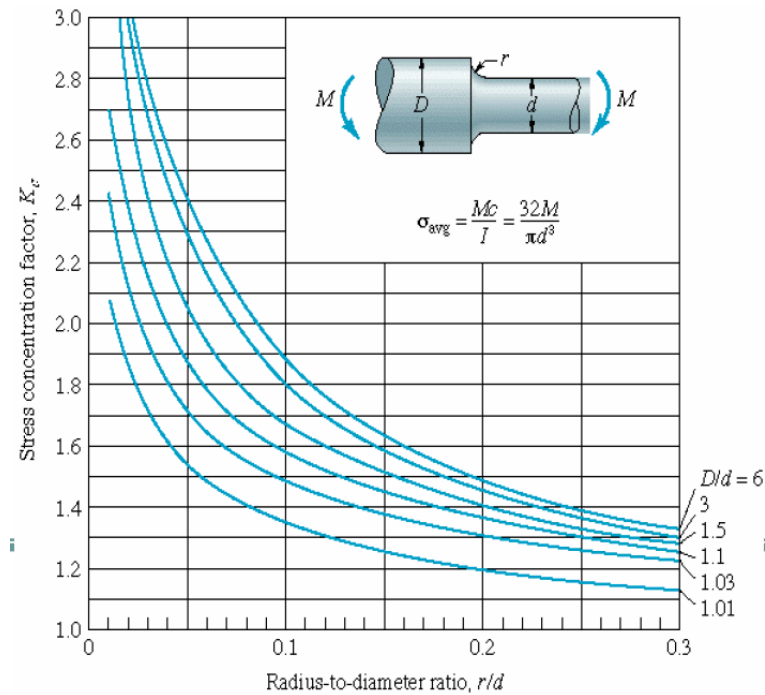


Figura 4.3 – Curvas do fator K_t para carga fletora. Fonte [11].

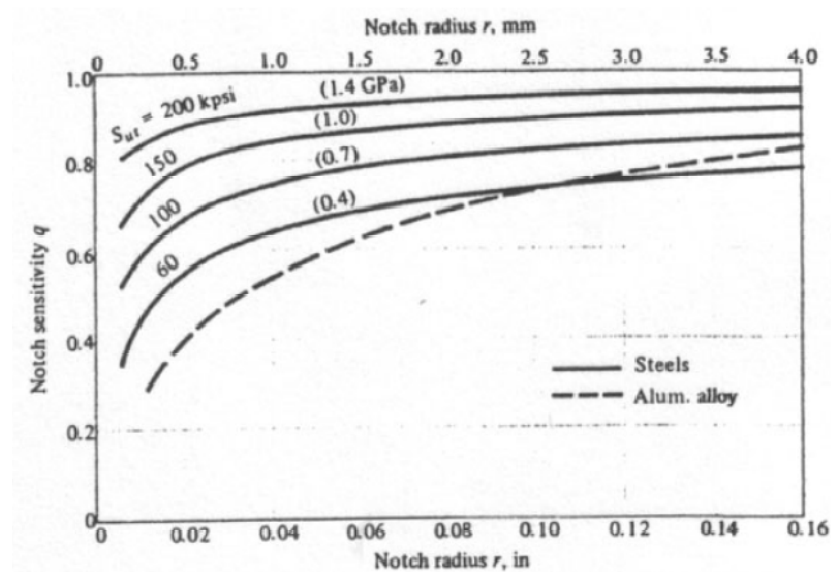


Figura 4.4 – Curvas de fator de sensibilidade ao entalhe. Fonte [11].

Através da teoria explicada nesse capítulo, todos os eixos foram dimensionados à fadiga. A seguir, usando tabelas geradas em Excel, desenhos gerados em CAD e os gráficos dos esforços na peça, demonstram-se os resultados do dimensionamento:

4.1 Eixos do sistema de rotação Z

O desenho esquemático do eixo e os diagramas de esforços internos são:

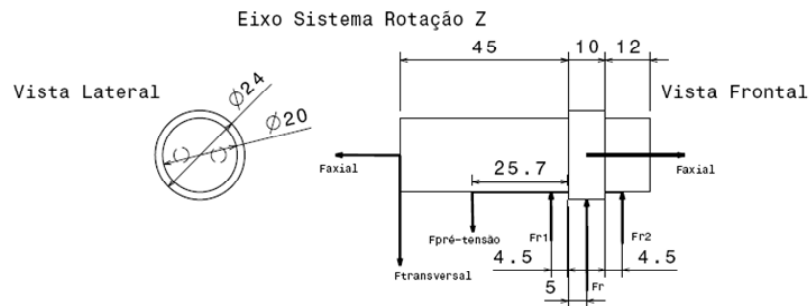


Figura 4.6 – Diagrama esquemático do eixo de rotação z.

Tabela 4.5 – Diâmetros do eixo.

Diâmetro D1 (mm)	0,024
Diâmetro D2 (mm)	0,020

Tabela 4.6 – Forças agindo sobre o eixo.

Faxial (N)	30,7
Fcorte (N)	70
$F_{\text{transversal}}$ (N)	70
$F_{\text{pré-tensão}}$ (N)	50
Fator Segurança	2,16
$F_{\text{transversal Corrigida}}$ (N)	151,2
$F_{\text{pré-tensão Corrigida}}$ (N)	108

Tabela 4.7 – Esforços internos no eixo

x (mm)	V (N)	M (Nm)	T (Nm)
0	151,2	0	13,572
19,3	151,2	2,91816	13,572
19,3	259,2	2,91816	13,572
45	259,2	9,5796	13,572
50	259,2	10,8756	13,572
50	0	0	0
67	0	0	0

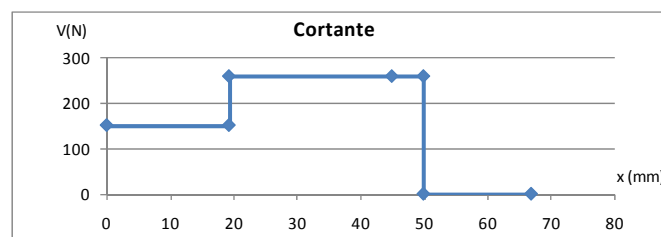


Figura 4.7 – Diagrama esforço cortante no eixo de rotação Z.

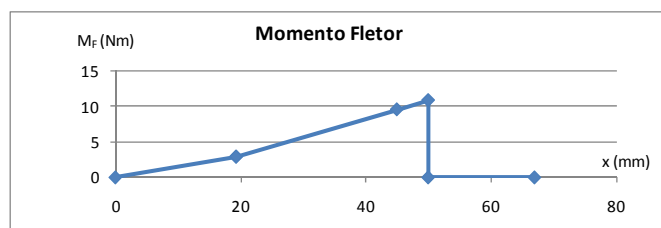


Figura 4.8 – Diagrama momento fletor no eixo de rotação Z.

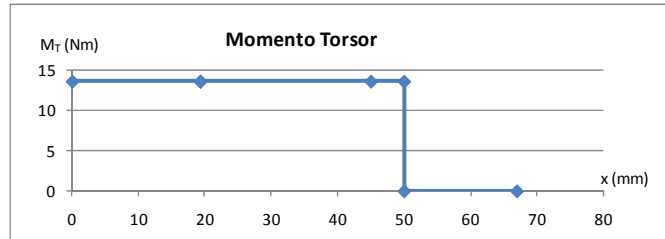


Figura 4.9 – Diagrama momento torsor no eixo de rotação Z.

Tabela 4.8 – Resistência à fadiga do eixo de rotação Z.

$\sigma_{\text{médio equivalente}} \text{ (Nm}^2\text{)}$	1,50E+07
$\sigma_{\text{alternado equivalente}} \text{ (Nm}^2\text{)}$	1,22E+07
ka	1,093
kb	0,896
kc	0,577
kd	1,005
ke	0,697
kr	0,897
$S_N' \text{ (Nm}^2\text{)}$	1,06E+08
$S_E \text{ (Nm}^2\text{)}$	3,76E+07

Tabela 4.9 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo

Relação de Goodman	0,3956
η	2,25
$1/\eta$	0,4444
$D_{\text{mínimo}} \text{ (mm)}$	19,239101

A tabela 4.8 mostra o resultado do dimensionamento e garante que o eixo está dimensionado para vida infinita. A relação de (equação 4.10) está respeitada e o cálculo iterativo mostra que o diâmetro mínimo é menor que o diâmetro que foi inicialmente proposto. Não é necessário uma otimização no diâmetro do eixo, pois o diâmetro mínimo é muito próximo do diâmetro inicialmente proposto

4.2 Sistema de Translação eixo Z

O sistema de translação z é formado por dois eixos. Abaixo, o dimensionamento de cada um deles.

4.2.1 Eixo 1

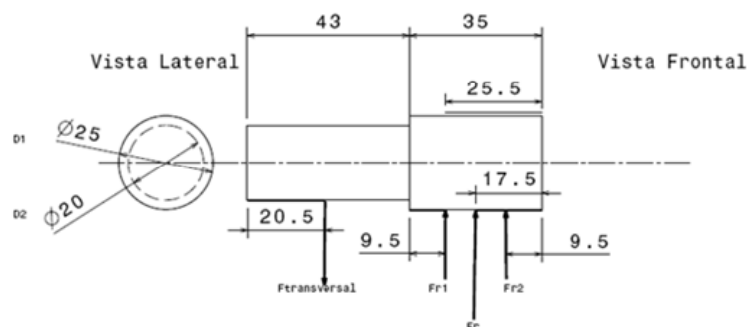


Figura 4.10 – Diagrama esquemático do eixo 1 de translação z.

Tabela 4.10 – Diâmetros do eixo 1 de translação z.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,020

Tabela 4.11 – Forças agindo sobre o eixo 1.

Força Carga Correia Motor (N)	502,42
Força Pré Tensão Correia Motor(N)	50,24
Corrigida	108,52
Força Carga Correia Transmissão (N)	497,23
Força Pré Tensão Correia Transmissão(N)	49,72
Corrigida	107,40
Fator de Segurança	2,16
$F_{\text{transversal}}$ (N)	124,11
$F_{\text{transversal}}$ Corrigida (N)	268,07

Tabela 4.12 – Esforços internos no eixo 1.

x (mm)	V (N)	M (Nm)	T (Nm)
0	0	0	0
20,5	0	0	0
20,5	270	0	13,572
43	270	6,075	13,572
60,5	270	10,8	13,572
60,5	0	0	0
78	0	0	0

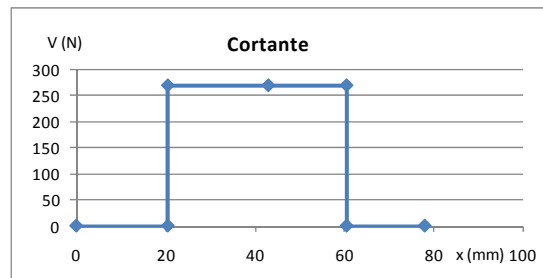


Figura 4.11 – Diagrama de esforço cortante no eixo 1 de translação z.

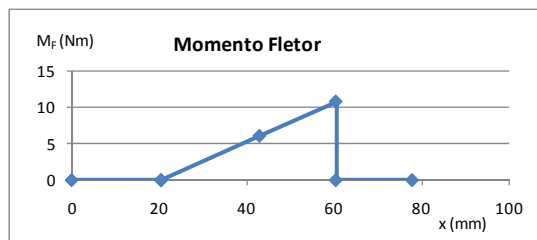


Figura 4.12 – Diagrama de momento fletor no 1 eixo de translação z.

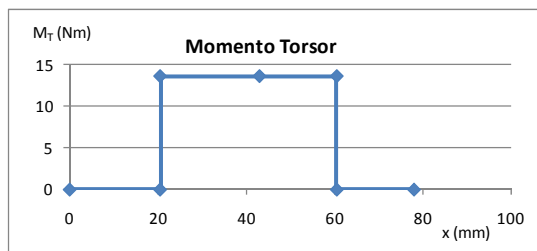


Figura 4.13 – Diagrama de momento torsor no eixo 1 de translação z.

Tabela 4.13 – Resistência a fadiga do eixo 1 de translação z.

$\sigma_{\text{médio equivalente}} (\text{Nm}^2)$	1,50E+07
$\sigma_{\text{alternado equivalente}} (\text{Nm}^2)$	7,73E+06
ka	1,093
kb	0,896
kc	0,577
kd	1,005
ke	0,690
kr	0,897
$S_N' (\text{Nm}^2)$	1,06E+08
$S_E (\text{Nm}^2)$	3,72E+07

Tabela 4.14 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.

Relação de Goodman	0,28
η	2,25
$1/\eta$	0,44
Dmínimo (mm)	17,13

Assim como o eixo de rotação z, o eixo de translação z possui uma medida que atende a todos os critérios de vida à fadiga infinita. A relação iterativa fornece o diâmetro mínimo de 17,12 mm, que se aproxima muito da medida inicialmente planejada de 20 mm. Logo, não será feita nenhuma otimização no eixo.

4.2.2 Eixo 2

Este eixo possui de um lado a mesma geometria do eixo 1. Os cálculos já demonstraram que o eixo 1 está bem dimensionado à fadiga e, por isso, para o eixo 2 só será analisado o lado de menor diâmetro.

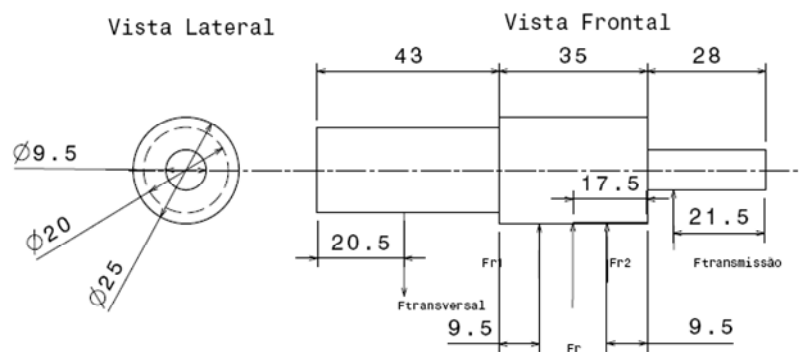


Figura 4.14 – Diagrama esquemático do eixo 2 de translação z.

Tabela 4.15 – Diâmetros do eixo 2 do sistema de translação z.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,020
Diâmetro D3 (mm)	0,0095

Tabela 4.16 – Esforços internos sobre o eixo 2.

x (mm)	V (N)	M (Nm)	T (Nm)
0	0	0	0
20,5	0	0	0
20,5	270	0	13,572
43	270	6,075	13,572
60,5	-110	-2,64	13,572
78	-110	-0,715	13,572
84,5	-110	0	13,572
84,5	0	0	0
106	0	0	0

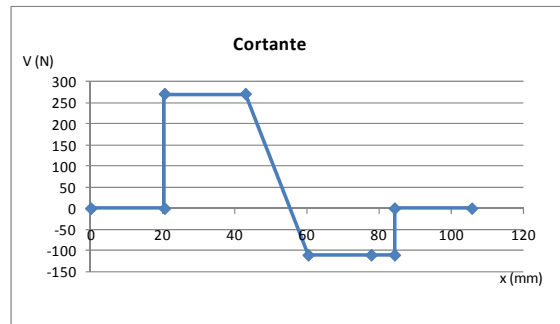


Figura 4.15 – Diagrama de esforço cortante no eixo 2 de translação z.

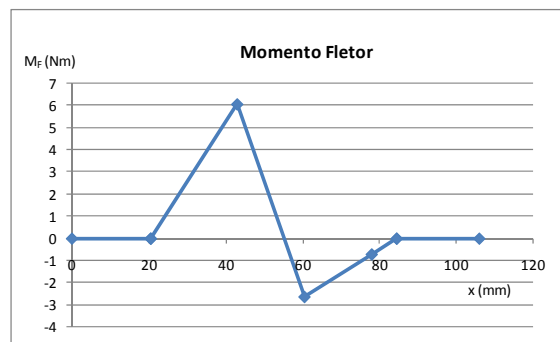


Figura 4.16 – Diagrama de momento fletor no eixo 2 de translação z.

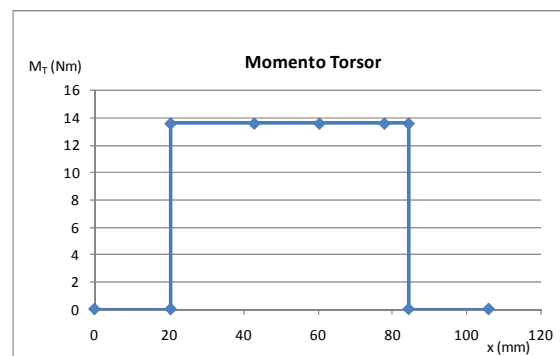


Figura 4.17 – Diagrama de momento torsor no eixo 2 de translação z.

Tabela 4.17 – Resistência à fadiga do eixo 2.

ka	1,0934
kb	0,975325129
kc	0,577
kd	1,005
ke	0,746268657
kr	0,897
S_N'	1,06E+08
S_E	4,38E+07

Tabela 4.18 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.

η	2,250
$1/\eta$	0,444
Relação de Goodman	0,859
$D_{\text{mínimo}}$ (mm)	11,83

Nesse ponto podemos ver que a relação de Goodman não foi respeitada e que o eixo não deve ser capaz de suportar o carregamento durante o período de vida infinita. O método iterativo já demonstrava que o diâmetro era pequeno demais, uma vez que resultou num valor acima de 9,5 mm. Usando o valor de 11,83 mm como referência, recalculamos a vida à fadiga usando o novo eixo com valor de 12 mm.

Tabela 4.19 – Diâmetros do eixo 2 corrigidos.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,0200
Diâmetro D3 (mm)	0,0120

Tabela 4.20 – Novo limite de resistência à fadiga do eixo 2.

ka	1,09
kb	0,95
kc	0,58
kd	1,01
ke	0,75
kr	0,90
S_N'	1,06E+08
S_E	4,27E+07

Tabela 4.21 – Relação de Goodman.

η	2,25
$1/\eta$	0,44
Relação de Goodman	0,43

Como se pode notar, a relação de Goodman agora está satisfeita e corrobora o valor encontrado pelo método iterativo. Portanto o eixo terá seu valor alterado para 12 mm de diâmetro.

4.3 Sistema de Translação eixo X

4.3.1 Eixo 1

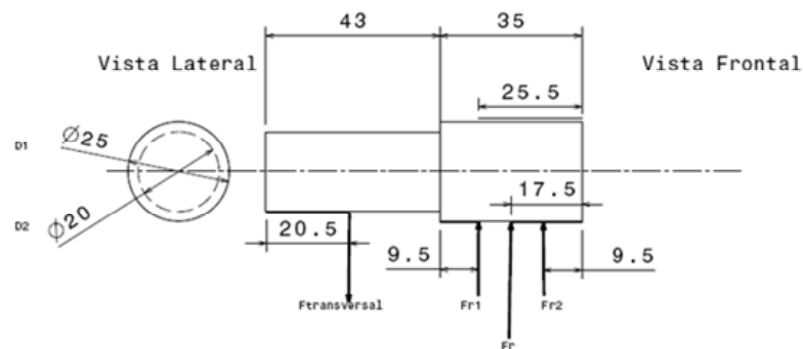


Figura 4.18 – Diagrama esquemático do eixo 1 de translação x.

Tabela 4.22 – Diâmetros do eixo 1.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,020

Tabela 4.23 – Cargas agindo sobre o eixo 1.

Força Pré Tensão Correia Motor(N)	50,24
Corrigida	108,52
Força Carga Correia Transmissão (N)	497,23
Força Pré Tensão Correia Transmissão(N)	49,72
Corrigida	107,40
Fator de Segurança	2,16
$F_{transversal}$ Corrigida em Vazio(N)	167,32
$F_{transversal}$ Corrigida em Corte (N)	288,56

Tabela 4.24 – Esforços internos no eixo 1.

x (mm)	V (N)	M (Nm)	T (Nm)
0	0	0	0
20,5	0	0	0
20,5	290	0	13,572
43	290	6,525	13,572
60,5	290	11,6	13,572
60,5	0	0	0
78	0	0	0

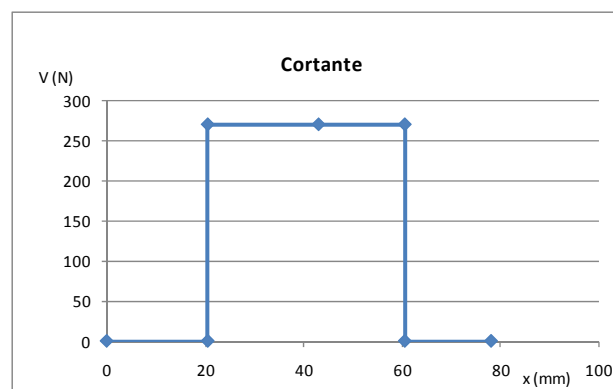


Figura 4.19 – Diagrama de esforço cortante do eixo 1 de translação x.

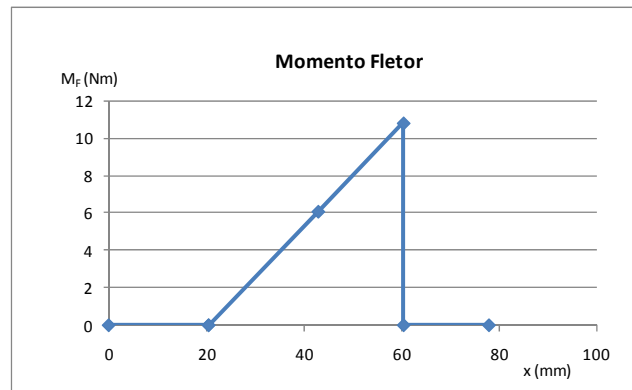


Figura 4.20 – Diagrama de momento fletor do eixo 1 de translação x.

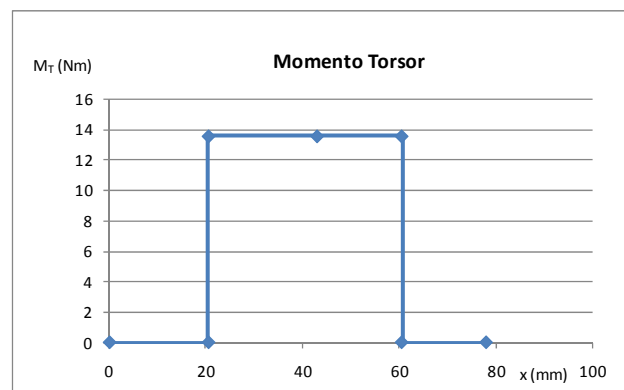


Figura 4.21 – Diagrama de momento torsor do eixo 1 de translação x.

Tabela 4.25 – Resistência à fadiga do eixo 1.

k_a	1,093
k_b	0,896
k_c	0,577
k_d	1,005
k_e	0,690
k_r	0,897
$S_N' (Nm^2)$	1,06E+08
$S_E (Nm^2)$	3,72E+07

Tabela 4.26 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo o eixo 1.

Relação de Goodman	0,29
η	2,25
$1/\eta$	0,44
$D_{\text{mínimo}} (mm)$	17,44

A análise demonstrou que o eixo está bem dimensionado e como a diferença de diâmetros entre o que havia sido projetado e o diâmetro mínimo é muito pequena, será mantido o valor inicial de projeto.

4.3.2 Eixo 2

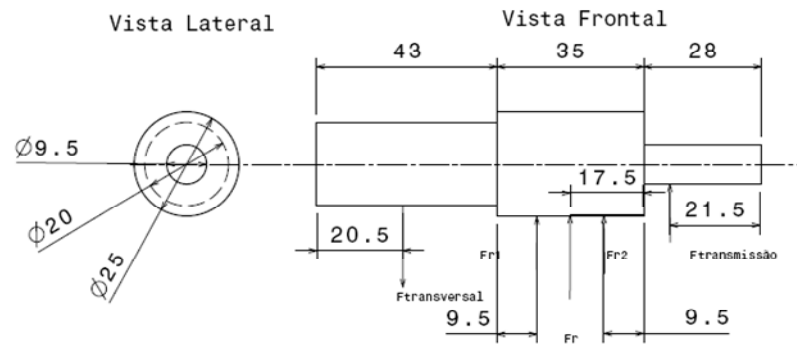


Figura 4.22 – Diagrama esquemático do eixo 2 de translação x.

Tabela 4.27 – Diâmetros do eixo 2.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,020
Diâmetro D3 (mm)	0,0095

Tabela 4.28 – Esforços internos no eixo 2.

x (mm)	V (N)	M (Nm)	T (Nm)
0	0	0	0
20,5	0	0	0
20,5	290	0	13,572
43	290	6,525	13,572
60,5	290	11,6	13,572
60,5	-110	-2,64	13,572
78	-110	-0,715	13,572
84,5	-110	0	13,572
84,5	0	0	0
106	0	0	0

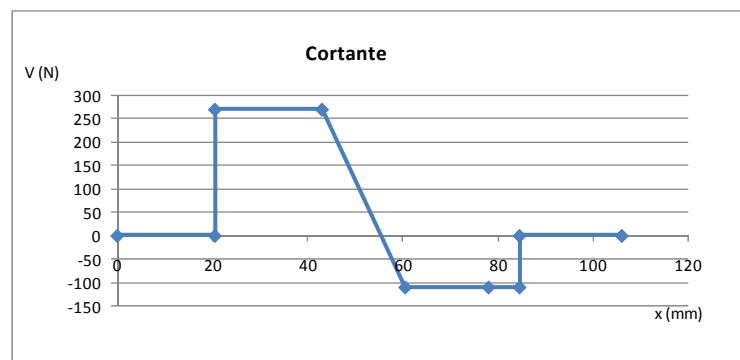


Figura 4.23 – Diagrama esforço cortante do eixo 2 de translação x.

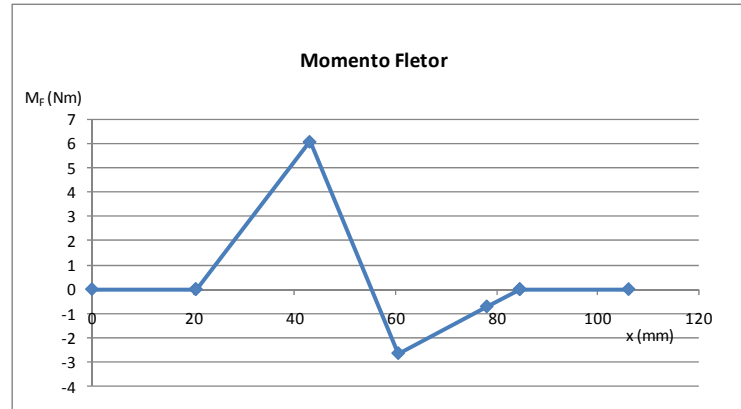


Figura 4.24 – Diagrama momento fletor do eixo 2 de translação x.

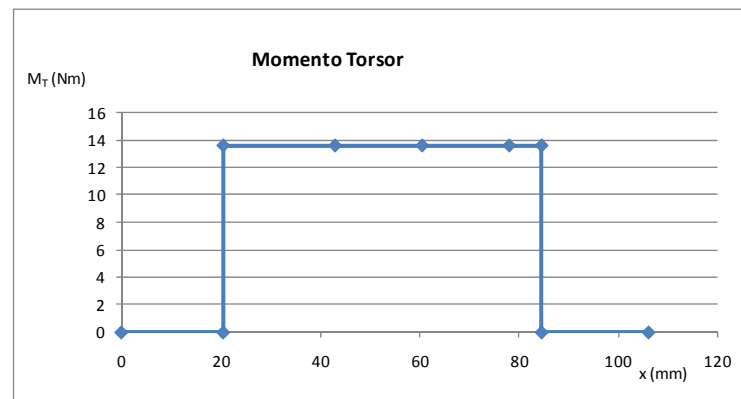


Figura 4.25 – Diagrama momento torsor do eixo 2 de translação x.

Tabela 4.29 – Resistência a fadiga do eixo 1.

ka	1,09
kb	0,98
kc	0,58
kd	1,01
ke	0,75
kr	0,90
S_N'	1,06E+08
S_E	4,38E+07

Tabela 4.30 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo.

η	2,25
$1/\eta$	0,44
Relação de Goodman	0,86
$D_{\text{mínimo}}$ (mm)	11,83

Tanto a relação de Goodman quanto a solução iterativa mostram que o eixo não possui o diâmetro mínimo suficiente para resistir à fadiga em vida infinita, dessa maneira, usando o valor do diâmetro mínimo arredondado para cima, analisamos o eixo redimensionado para 12 mm.

Tabela 4.31 – Novos diâmetros do eixo 2.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,0200
Diâmetro D3 (mm)	0,0120

Tabela 4.32 – Nova relação de Goodman.

η	2,25
$1/\eta$	0,44
Relação de Goodman	0,43

Com o novo diâmetro a relação de Goodman passa a ser respeitada e o eixo possui dimensões que o permitem trabalhar sob carga durante o número de ciclos referentes à vida infinita.

4.4 Sistema de Translação eixo Y

4.4.1 Eixo 1

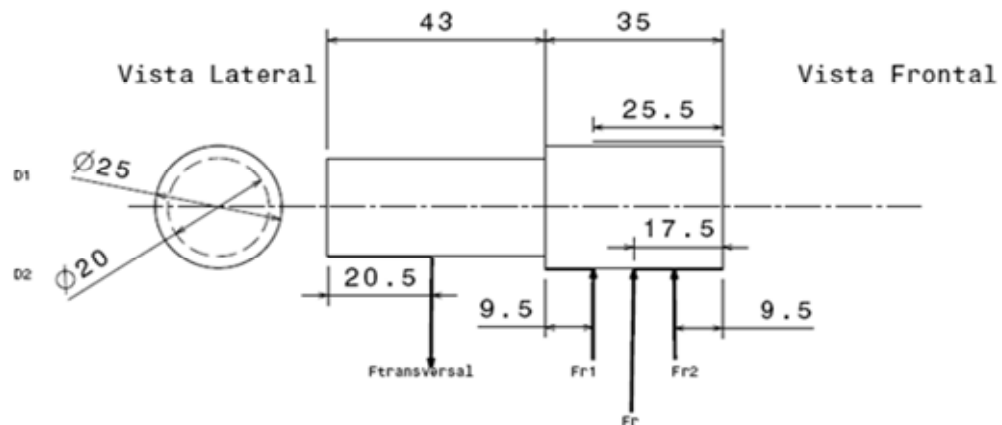


Figura 4.26 – Diagrama esquemático do eixo 1 de translação y.

Tabela 4.33 – Diâmetros do eixo 1.

Diâmetro D1 (mm)	0,025
Diâmetro D2 (mm)	0,020

Tabela 4.34 – Cargas agindo sobre o eixo 1.

Força Carga Correia Motor (N)	502,42
Força Pré Tensão Correia Motor(N)	50,24
Corrigida	108,02
Força Carga Correia Transmissão (N)	362,69
Força Pré Tensão Correia Transmissão(N)	36,27
Corrigida	77,98
Fator de Segurança	2,15
$F_{transversal}$ Corrigida em Vazio(N)	896,62
$F_{transversal}$ Corrigida em Corte (N)	988,71

Tabela 4.35 – Esforços internos no eixo 1.

x (mm)	V (N)	M (Nm)	T (Nm)
0	0	0	0
20,5	0	0	0
20,5	1000	0	13,572
43	1000	22,5	13,572
60,5	1000	40	13,572
60,5	0	0	0
78	0	0	0

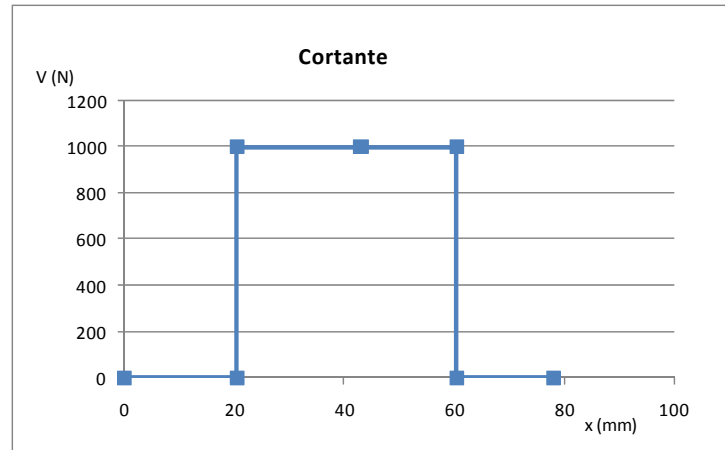


Figura 4.27 – Diagrama de esforço cortante do eixo 1 de translação y.

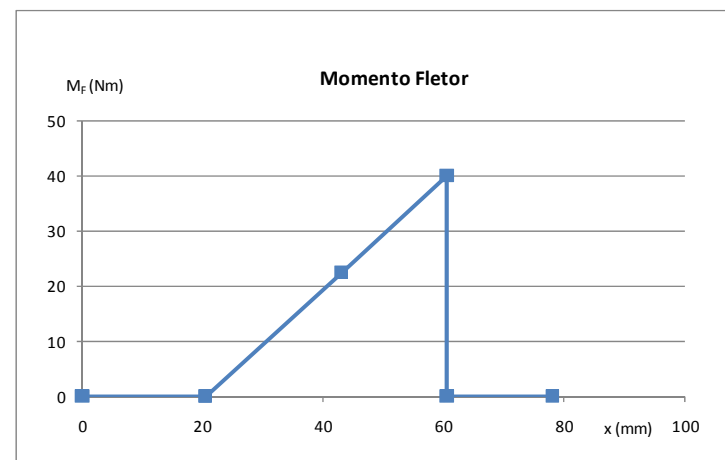


Figura 4.28 – Diagrama de momento fletor do eixo 1 de translação y.

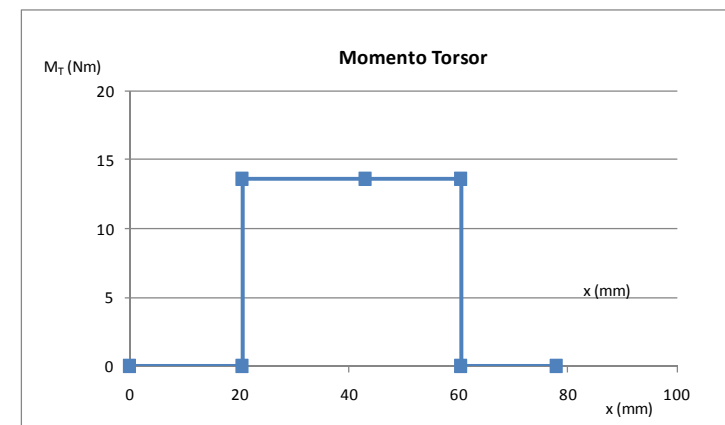


Figura 4.29 – Diagrama de momento torsor do eixo 1 de translação y.

Tabela 4.36 – Resistência a fadiga do eixo 1.

k_a	1,09
k_b	0,90
k_c	0,58
k_d	1,01
k_e	0,69
k_r	0,90
S_N'	1,06E+08
S_E	3,72E+07

Tabela 4.37 – Relação de Goodman e diâmetro mínimo do eixo 1.

η	2,25
$1/\eta$	0,44
Relação de Goodman	0,54
$D_{\text{mínimo}}$ (mm)	24,74

Como se pode ver, a relação de Goodman não está sendo respeitada e a relação iterativa indica que o diâmetro mínimo é 24,74 mm. Desse modo, o projeto desse eixo deve ser refeito e nesse caso, teremos um eixo praticamente sem rebaixo, ou então com diâmetro maior aumentado.

5. Dimensionamento Mecânico dos Rolamentos

A escolha inicial dos rolamentos foi baseada no diâmetro dos eixos aos quais os rolamentos serão fixados. A partir daí optou-se pelos rolamentos com a espessura e diâmetro externos mais reduzidos. Essa decisão foi tomada para que os cubos dos respectivos rolamentos possuíssem o menor volume possível e possibilitassem sistemas de mancais mais otimizados.

A teoria de dimensionamento de mancais é utilizada então para confirmar se o mancal utilizado tem uma vida útil que atende às expectativas. Caso a teoria confirme que o rolamento escolhido não resiste o tempo suficiente, então, será escolhido um rolamento de maior capacidade de carga e esse será analisado.

Com base nas forças axiais F_{ac} e nas forças radiais F_{rc} que estão agindo sobre o rolamento, devemos calcular a vida do rolamento.

Primeiramente são definidos alguns parâmetros (consideramos aqui somente o dimensionamento de mancais de esferas):

- C_{or} é a capacidade de carga básica estática dos rolamentos radiais;
- F_r é a carga radial atuante corrigida no rolamento;
- F_a é a carga axial atuante corrigida no rolamento;

Como F_a e F_r são valores corrigidos usando as seguintes expressões:

$$F_r = f_w \cdot F_{rc} \quad (5.1)$$

$$F_a = f_w \cdot F_{ra} \quad (5.2)$$

- f_w é o coeficiente de carga e deve ser escolhido conforme as condições de operação do rolamento. No nosso caso, o uso se dará com motores elétricos e, portanto, a operação é suave. Nesse caso, f_w deve ter seu valor entre 1 e 1,2. Em favor da segurança, escolhemos o valor 1,2.

No caso de polias acionadas por correias ou correntes, considera-se ainda outro fator agravante f_b que aumenta o valor da força. Esse coeficiente depende do tipo de correia, no caso de correias dentadas, usa-se valores entre 1,3 e 2. Foi então escolhido o valor 1,8. E as equações 5.1 e 5.2 passam a ser:

$$F_r = f_w \cdot F_{rc} \cdot f_b \quad (5.3)$$

$$F_a = f_w \cdot F_{ra} \cdot f_b \quad (5.4)$$

- P é a carga dinâmica equivalente definida como:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (5.5)$$

Onde X e Y são obtidos da tabela abaixo, interpolando-se o valor da primeira e da segunda coluna caso seja necessário:

Tabela 5.1 – Tabela para análise de carga em rolamentos. Fonte[3].

$\frac{C_{or}}{F_a}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
5	0,35	1	0	0,56	1,26
10	0,29	1	0	0,56	1,49
15	0,27	1	0	0,56	1,64
20	0,25	1	0	0,56	1,76
25	0,24	1	0	0,56	1,85
30	0,23	1	0	0,56	1,92
50	0,2	1	0	0,56	2,13
70	0,19	1	0	0,56	2,28

- P_0 é a carga estática equivalente e é calculada através da relação:

$$\frac{F_a}{F_r} > 0,8 \quad P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad (5.6)$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \quad P_0 = F_r \quad (5.7)$$

Com P e C_r (retirado do catálogo de rolamentos), podemos calcular então a vida nominal na base de 10^6 horas, usando a relação:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (5.8)$$

E a vida nominal na base de horas, teremos:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right) \quad (5.9)$$

Usando essa teoria, podemos então calcular a vida dos rolamentos utilizados nos eixos de acionamento. Os esquemas apresentados abaixo são representações das utilizações dos mancais nos diversos eixos da máquina. Eles podem ser usados para todos os cálculos e são devidamente referenciados em cada uma das seções de acordo com a necessidade.

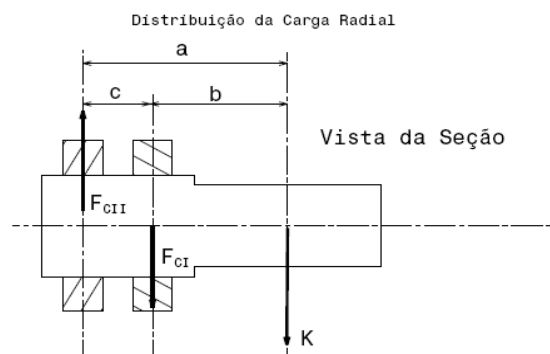


Figura 5.1 – Montagem esquemática de rolamentos.

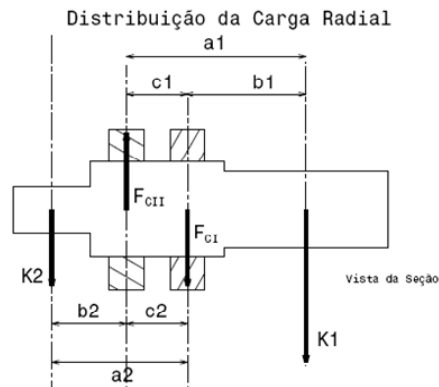


Figura 5.2 – Montagem esquemática de rolamentos.

5.1. Eixo de rotação Z

O cálculo da vida dos rolamentos do eixo de rotação z baseia-se somente no esquema da figura 5.1.

Tabela 5.2 – Dados dos rolamentos utilizados no eixo de rotação Z.

Eixo de Rotação Z		Qtde.	Página	Di (mm)	De (mm)	B (mm)	C _r (N)	C _{or} (N)	Limite Rotação (rpm)	Massa (kg)
Rolamento		2	B8	20	37	9	6400	3700	19000	0,037

Tabela 5.3 – Forças atuantes.

Cargas	teóricas	corrigidas
Faxial (N)	33,11	71,5176
Fradial1 (N)	473,4947368	1022,748632
Fradial2 (N)	322,2947368	696,1566316

Tabela 5.4 – Fatores utilizados para correção das cargas.

K (N)	70	Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
fator de carga	1,2	C_{or}/F_{axial}	51,74	P_{e1}	649,41
fator de acionamento	1,8	e	0,02	P_{e2}	696,16
fator de segurança	2,16	$F_{axial}/F_{radial1}$	0,07		
Kcorrigido (N)	151,2	$F_{axial}/F_{radial2}$	0,10		
a (m)	0,0595	$X1=X2$	0,56		
b (m)	0,0405	$Y1=Y2$	2,22		
c (m)	0,019	P1	731,51		
		P2	548,62		

Tabela 5.5 – Cálculo de vida do rolamento.

n (rev/s)	3,00
n (rpm)	180,00
f_n	0,57
f_{n1}	4,99
f_{n2}	6,65
Vida Nominal - L_{n1} (h)	62009,52
Vida Nominal - L_{n2} (h)	146997,14
Vida Nominal - L_{n1} (ano)	28
Vida Nominal - L_{n2} (ano)	67

A vida nominal calculada dos rolamentos mostra valores muito altos. A razão para esses valores é clara: as cargas atuantes no rolamento são de magnitude muito reduzidas. Rolamentos são dimensionados para suportar forças muito maiores. Obviamente, não há prejuízo ao sistema utilizar rolamentos superdimensionados, pelo contrário, o tempo mínimo para manutenção será muito maior.

5.2 – Eixo de translação Z

O eixo de translação z possui dois eixos e se utiliza dos dois tipos de esquema de montagem expostos nas figuras 5.1 e 5.2.

Para a polia do motor:

Tabela 5.6 – Dados dos rolamentos utilizados no eixo de rotação Z.

Eixo de Translação Z									
Rolamento	Qtde.	Página	Di (mm)	De (mm)	B (mm)	C _r (N)	C _{or} (N)	Limite Rotação (rpm)	Massa (kg)
6904	4	B8	20	37	9	6400	3700	19000	0,037

Tabela 5.7 – Cargas atuantes no eixo de rotação Z.

Força Inercial Carga (N)	4,12
Peso Carga (N)	70,26
Força Pré Tensão Correia (N)	50,24
Carga Radial Teórica (N)	124,62

Tabela 5.8 – Fatores utilizados para correção das cargas polia-motor.

K1 (N)	124,62	K2 (N)	50,24
fator de carga	1,20	fator de carga	1,20
fator de acionamento	1,80	fator de acionamento	1,80
fator de segurança	2,16	fator de segurança	2,16
Kcorrigido (N)	269,19	Kcorrigido (N)	108,52
a1 (m)	0,0595	a2 (m)	0,035
b1 (m)	0,0405	b2 (m)	0,016
c1 (m)	0,019	c2 (m)	0,019

Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
X	1	P _{o1}	1623,44
Y	0	P _{o2}	807,59
P1	1623,44		
P2	807,59		

Tabela 5.9 – Esforços corrigidos polia-motor.

Eixo Polia-Motor				
Cargas	teóricas K1	teóricas K2	teórica total	corrigidas
Faxial (N)	0,00	0,00	0,00	0,00
Fradial1 (N)	842,98	91,39	751,59	1623,44
Fradial2 (N)	573,79	199,91	373,88	807,59

Tabela 5.10 – Cálculo de vida do rolamento polia-motor.

n (rev/s)	1,67
n (rpm)	99,96
f _n	0,69
f _{n1}	2,73
f _{n2}	5,50
Vida Nominal - L _{n1} (ano)	4,7
Vida Nominal - L _{n2} (ano)	37,9

Para a polia da transmissão:

Tabela 5.11 – Cargas atuantes no eixo de rotação Z polia-transmissão.

Eixo Polia Transmissão		
Cargas	teóricas	corrigidas
Faxial (N)	0,00	0,00
Fradial1 (N)	842,98	1820,84
Fradial2 (N)	573,79	1239,39

Tabela 5.12 – Fatores utilizados para correção das cargas polia-transmissão.

K (N)	124,62	Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
fator de carga	1,20	X	1,00	P _{o1}	1820,84
fator de acionamento	1,80	Y	0,00	P _{o2}	1239,39
fator de segurança	2,16	P1	1820,84		
Kcorrigido (N)	269,19	P2	1239,39		
a (m)	0,06				
b (m)	0,0405				
c (m)	0,019				

Tabela 5.13 – Cálculo de vida do rolamento polia-transmissão.

n (rev/s)	1,67
n (rpm)	99,96
f_n	0,69
f_{n1}	2,44
f_{n2}	3,58
Vida Nominal - L_{h1} (h)	4,96
Vida Nominal - L_{h2} (h)	15,72

A vida dos rolamentos utilizados no sistema de translação Z é mais crítica que a vida calculada para o sistema de rotação z. O rolamento que tem a durabilidade mais crítica é aquele que faz do sistema acoplado à carga de (não acoplado ao motor) e possui vida de praticamente 5 anos.

5.3 – Eixo de translação X.

Igualmente ao sistema de translação Z, o sistema de translação X está baseado nos dois conjuntos que estão esquematizados nas figuras 5.1 e 5.2.

Para a polia do motor:

Tabela 5.14 – Dados dos rolamentos utilizados no eixo de rotação X.

Rolamento	Qtde.	Página	Di (mm)	De (mm)	B (mm)	C _r (N)	C _{or} (N)	Limite Rotação (rpm)	Massa (kg)
6904	4	B8	20	37	9	6400	3700	19000	0,037

Tabela 5.15 – Cargas atuantes no eixo de rotação Y.

$F_{transversal}$ em Corte - K1 (N)	133,59
$F_{transversal}$ em Corte - K2 (N)	50,24

Tabela 5.16 – Fatores utilizados para correção das cargas polia-motor.

K1 (N)	133,59	K2 (N)	50,24
fator de carga	1,20	fator de carga	1,20
fator de acionamento	1,80	fator de acionamento	1,80
fator de segurança	2,16	fator de segurança	2,16
Kcorrigido (N)	288,56	Kcorrigido (N)	108,52
a1 (m)	0,0595	a2 (m)	0,035
b1 (m)	0,0405	b2 (m)	0,016
c1 (m)	0,019	c2 (m)	0,019

Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
X	1,00	P_{o1}	1754,51
Y	0,00	P_{o2}	896,81
P1	1754,51		
P2	896,81		

Tabela 5.17 – Esforços corrigidos polia-motor.

Eixo Polia-Motor				
Cargas	teóricas K1	teóricas K2	teórica total	corrigidas
Faxial (N)	0,00	0,00	0,00	0,00
Fradial1 (N)	903,66	91,39	812,27	1754,51
Fradial2 (N)	615,10	199,91	415,19	896,81

Tabela 5.18 – Cálculo de vida do rolamento polia-motor.

n (rev/s)	1,56
n (rpm)	93,30
f_n	0,71
f_{n1}	2,59
f_{n2}	5,06
Vida Nominal - L_{h1} (ano)	4,0
Vida Nominal - L_{h2} (ano)	30,4

Para a polia da transmissão:

Tabela 5.19 – Cargas atuantes no eixo de rotação Z polia-transmissão.

Eixo Polia Transmissão		
Cargas	teóricas	corrigidas
Faxial (N)	0,00	0,00
Fraxial1 (N)	90,93	196,42
Fraxial2 (N)	92,15	199,04

Tabela 5.20 – Fatores utilizados para correção das cargas polia-transmissão.

K (N)	133,5943259	Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
fator de carga	1,20	X	1,00	P _o 1	196,42
fator de acionamento	1,80	Y	0,00	P _o 2	199,04
fator de segurança	2,16	P1	196,42		
Kcorrigido (N)	288,56	P2	199,04		
a (m)	0,0595				
b (m)	0,0405				
c (m)	0,019				

Tabela 5.21 – Cálculo de vida do rolamento polia-transmissão.

n (rev/s)	1,56
n (rpm)	93,30
f _n	0,71
f _n 1	23,12
f _n 2	22,82
Vida Nominal - L _n 1 (ano)	2,82E+03
Vida Nominal - L _n 2 (ano)	2,71E+03

Podemos considerar, frente aos cálculos, que a vida dos rolamentos é infinita já que a quantidade de anos é muito grande.

5.4 – Eixo de translação Y.

Para a polia do motor:

Tabela 5.22 – Dados dos rolamentos utilizados no eixo de rotação Y.

Eixo de Translação Y									
Rolamento	Qtde.	Página	Di (mm)	De (mm)	B (mm)	C _r (N)	C _{or} (N)	Limite Rotação (rpm)	Massa (kg)
6904	2	B8	20	37	9	6400	3700	19000	0,037

Tabela 5.23 – Cargas atuantes no eixo de rotação.

F _{transversal} em Corte - K1 (N)	8
F _{transversal} em Corte - K2 (N)	8

Tabela 5.24 – Fatores utilizados para correção das cargas polia-motor.

K1 (N)	8,00	K2 (N)	8,00
fator de carga	1,20	fator de carga	1,20
fator de acionamento	1,80	fator de acionamento	1,80
fator de segurança	2,16	fator de segurança	2,16
Kcorrigido (N)	17,28	Kcorrigido (N)	17,28
a1 (m)	0,0595	a2 (m)	0,035
b1 (m)	0,0405	b2 (m)	0,016
c1 (m)	0,019	c2 (m)	0,019

Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
X	1,00	P _o 1	85,45
Y	0,00	P _o 2	10,80
P1	85,45		
P2	10,80		

Tabela 5.25 – Esforços corrigidos polia-motor.

Eixo Polia-Motor				
Cargas	teóricas K1	teóricas K2	teórica total	corrigidas
Faxial (N)	0,00	0,00	0,00	0,00
Fraxial1 (N)	54,11	14,55	39,56	85,45
Fraxial2 (N)	36,83	31,83	5,00	10,80

Tabela 5.26 – Cálculo de vida do rolamento polia-motor.

n (rev/s)	1,56
n (rpm)	93,30
f_n	0,71
f_{n1}	53,14
f_{n2}	420,31
Vida Nominal - L_{n1} (h)	3,43E+04
Vida Nominal - L_{n2} (h)	1,70E+07

Para a polia da transmissão:

Tabela 5.27 – Cargas atuantes no eixo de rotação Y polia-transmissão.

Eixo Polia Transmissão		
Cargas	teóricas	corrigidas
Faxial (N)	0,00	0,00
Fractal1 (N)	5,45	11,76
Fractal2 (N)	2,55	5,52

Tabela 5.28 – Fatores utilizados para correção das cargas polia-transmissão.

K (N)	8,00	Carga Dinâmica Equivalente		Carga Estática Equivalente	
fator de carga	1,20	X	1,00	P_{o1}	11,76
fator de acionamento	1,80	Y	0,00	P_{o2}	5,52
fator de segurança	2,16	P1	11,76		
Kcorrigido (N)	17,28	P2	5,52		
a (m)	0,0595				
b (m)	0,0405				
c (m)	0,019				

Tabela 5.29 – Cálculo de vida do rolamento polia-transmissão.

n (rev/s)	1,56
n (rpm)	93,30
f_n	0,71
f_{n1}	386,10
f_{n2}	823,00
Vida Nominal - L_{n1} (ano)	1,31E+07
Vida Nominal - L_{n2} (ano)	1,27E+08

Analogamente ao eixo de translação x, os rolamentos desse eixo estão super dimensionados e possuem vida estimada infinita.

6. Simulações pelo Método dos Elementos Finitos

A principal ferramenta utilizada na validação do projeto mecânico foi a simulação estática e modal da estrutura e dos subconjuntos modelados, com a utilização do método dos elementos finitos disponível nas ferramentas de análise estrutural do programa CATIA. Atualmente essa ferramenta é utilizada em muitas empresas como Volkswagen, Fiat, Peugeot, Bosch entre outras do setor automobilístico e de produção de hardware de computador como IBM e HP.

Tal ferramenta realmente ditou as direções do projeto. Em simulações iniciais foi verificada a necessidade da utilização de barras com perfis que garantissem maior rigidez ao desenho de conjunto e maior precisão na montagem, dadas as dimensões finais da estrutura, aumentando os custos e as definições dos componentes mecânicos do projeto.

A questão da rigidez das junções foi resolvida com a introdução de barras transversais e com a diminuição da altura final da estrutura. Tal diminuição exigirá a utilização de uma estrutura de suporte, em aço, fixada ao solo do local de trabalho.

Primeiramente foi simulada uma malha grosseira, com elementos grandes e lineares e em seguida foi realizado um infundável refinamento da malha, com o limite sendo imposto somente pela capacidade computacional disponível. Foi gerada para a estrutura de suporte do eixo árvore, uma estrutura relativamente pequena, uma malha com quase um milhão de elementos.

Verificou-se a real necessidade de refinamento da malha, pois nas primeiras simulações do desenho de conjunto obtivemos frequências com valores altos ótimos, com primeiros modos acima dos 80Hz, e com o refinamento tal valor caiu bastante. Foi frustrante ver o modelo sendo refinado e o valor da frequência chegando próximo ao limite aceitável, valor esse que estabilizou próximo aos 50Hz, não oscilando muito mesmo com a continuação do refinamento.

O projeto final apresenta diferenças do projeto entregue na primeira parte do cronograma. A utilização das barras de alumínio com perfis em X, ideais para estruturas de máquinas, além de aumentar a rigidez, a precisão e diminuir o peso, aproxima o projeto do objetivo final, que é o de gerar um produto vendável compatível com as necessidades industriais atuais. Com as modificações finais nas

estruturas obtivemos finalmente a estrutura com as características desejadas e validadas computacionalmente.

Segue uma análise comparativa das soluções estudadas. O conteúdo detalhado das simulações e a simulação de cada subconjunto da máquina seguem nos capítulos 6.1, 6.2, 6.3, 6.4.

6.1 Simulações Comparativas das Barras Estruturais

No projeto foram analisadas as possibilidades de utilização dois tipos de barras na construção da estrutura, barras tubulares de aço, com baixo custo, alto peso, alta rigidez e problemas nas tolerâncias na montagem, ou barras de alumínio com perfil em X extrudado, com alto custo, baixo peso, facilidade de montagem e problemas de rigidez nas junções.

Para análise comparativa da rigidez foram simuladas barras de 1m com engaste idêntico nas duas extremidades e com uma massa virtual de 20kg fixa no meio da barra.

- Barra de aço com seção transversal tubular de 50x50mm e de espessura 3mm.

Tabela 6.1.1 – Freqüência de Ressonância

Modo	Freqüências (Hz)	Massa (kg)
1°	52,9	1,781
2°	58,8	
3°	226,7	
4°	444,5	
5°	506,7	

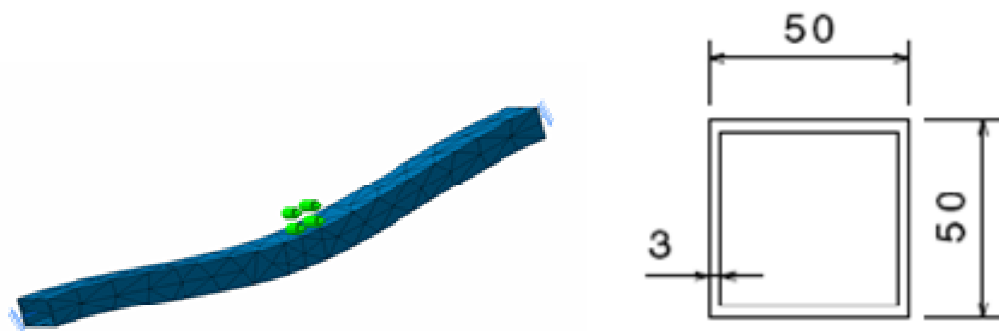


Figura 6.4.1- Barra de aço.

- Barra de alumínio com seção transversal em X de 50x50mm.

Tabela 6.1.2 – Freqüências de Ressonância

Modo	Frequências (Hz)	Massa (kg)
1°	49,02	1,939
2°	54,64	
3°	198,23	
4°	377,10	
5°	541,46	

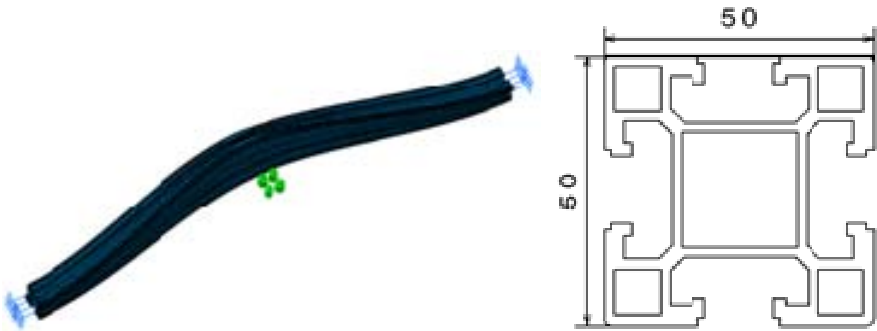


Figura 6.1.5- Barra de Alumínio seção X

- Barra de alumínio com seção transversal em X de 80x80mm.

Tabela 6.1.3 - Freqüências de Ressonância

Modo	Frequências (Hz)	Massa (kg)
1°	126,79	5,776
2°	137,72	
3°	435,32	
4°	620,98	
5°	806,33	

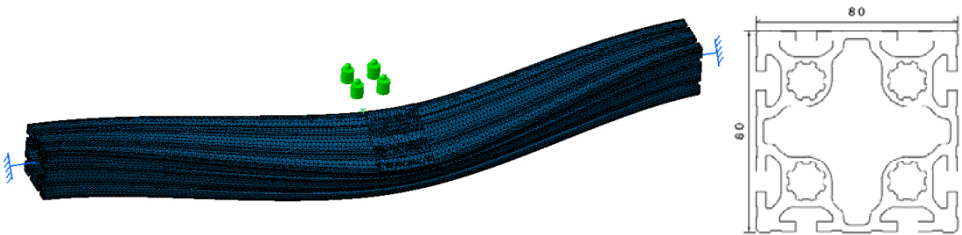


Figura 6.1.6 - Barra Al seção X

- Barra de alumínio com seção transversal em X de 50x100mm.

Tabela 6.1.4 – Freqüências de Ressonância

Modo	Freqüências (Hz)	Massa (kg)
1°	73,99	4,503
2°	137,00	
3°	373,95	
4°	546,08	
5°	661,95	

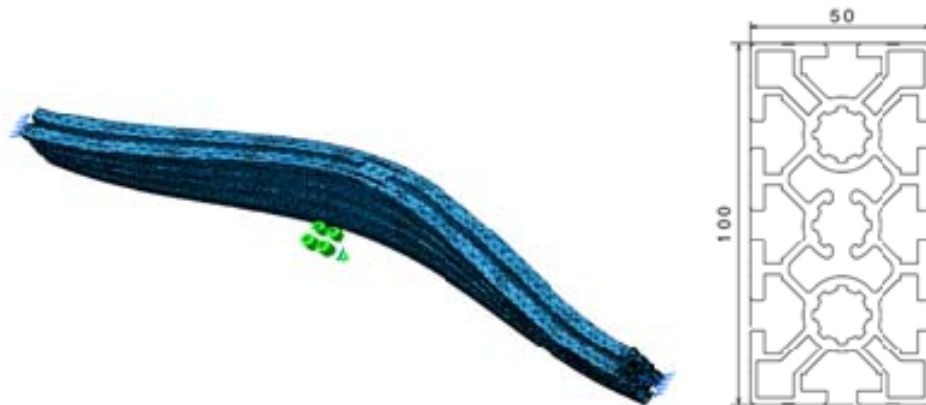


Figura 6.1.7 - Barra Al 50x100

A relação entre a massa e a rigidez é mais vantajosa para as barras de alumínio com seção em X.

6.1.1 – Estrutura Principal

No processo de simulação computacional da estrutura foi criado um modelo simplificado que buscou representar o mais fielmente o conjunto mecânico real. O desenho de conjunto simulado tinha simplificações geométricas como eliminação dos rolamentos e de elementos estruturais distantes das partes críticas do sistema, que tiveram as massas representadas por massas virtuais fixadas nas faces das barras.

O modelo teve como restrições os engastes nos oito pés e nos eixos x e z da correia de translação da estrutura de suporte do eixo árvore. Tal aproximação da restrição dada pela correia não leva em consideração a deflexão da mesma, sendo o fator de modelagem que mais introduz erro na simulação.

Na busca de uma estrutura suficientemente rígida para o processo definimos como principal parâmetro de projeto a meta de alcançar uma estrutura cujas primeiras freqüências naturais estivessem próximas a 60Hz.

Com a variação das dimensões da estrutura, altura do pórtico e dimensão e perfil das barras, e a aplicação de reforços no pórtico, fomos evoluindo e aumentando as frequências naturais do sistema até entrarem no intervalo aceitável.

Fator crítico computacional e metodológico na simulação com a ferramenta de análise utilizada é a definição e computação dos contatos entre as faces, usualmente definidos como conexões por junção (fastened connection). O processo de simulação teve como complicação o fato das barras com perfil em X utilizadas apresentarem muitas faces em contato, dificultando a simulação dado o grande número de contatos por junção criados.

A solução adotada foi criar a estrutura como uma peça única em alumínio para a estrutura principal e para a estrutura de suporte do eixo árvore, eliminando mais de 50% dos contatos simulados.

Estaticamente, a estrutura é viável e as deformações são de pequena magnitude. O problema principal não está nas deformações estáticas, mas sim na resposta dinâmica da estrutura.

Nas simulações vimos que o componente crítico em relação à frequência era a barra transversal de deslocamento no eixo X, que suporta todo o peso da estrutura de suporte do eixo árvore e do sistema de rotação do eixo Z. A alta rigidez observada na barra de 80x80mm levou à sua definição para a fabricação deste componente.

Segue a comparação da estrutura projetada primeiramente e a estrutura final definida, mostrando a grande evolução com a modificação dos pontos fracos observados e apontados pelos professores.

- Estrutura tipo pórtico com barras de aço de seção tubular 50x50mm e 3m de espessura, altura de 350mm. Barra transversal de alumínio seção transversal tubular 70x70mm.

Tabela 6.1.3 - Frequências de Ressonância

Modo	Frequências (Hz)	Massa (kg)
1º	39,9	98,33
2º	41,2	
3º	61,7	
4º	85,7	
5º	90,3	

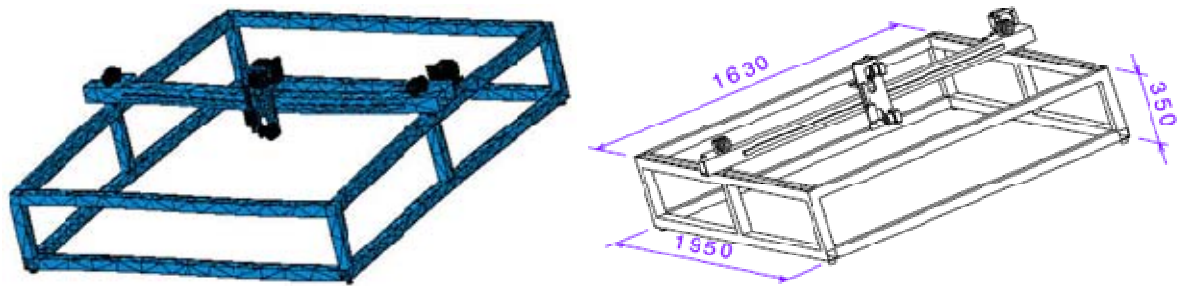


Figura 6.1.8 - Figura – Estrutura h=350mm com reforço, barra Al 70x70mm

Estrutura tipo pórtico com barras de alumínio com perfis em X de 50x50mm e 50x100mm, altura de 250mm. Barra transversal de alumínio perfis em X de 80x80mm.

Tabela 6.1.4 – Freqüências de Ressonância

Modo	Freqüências (Hz)	Massa (kg)
1°	51,3	77,78
2°	95,7	
3°	111,9	
4°	171,2	
5°	172,1	

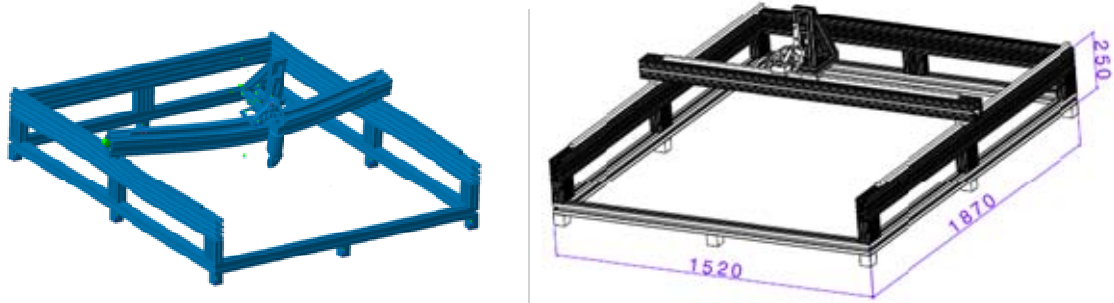


Figura 9.1.6 - Estrutura h=350mm com reforço, barra Al 70x70mm

A análise dos resultados obtidos com as simulações valida nosso projeto estrutural.

A relação entre a massa e a rigidez é mais vantajosa para as barras de alumínio com seção em X. Analisando em paralelo a facilidade de montagem e de fabricação temos novamente a barra de alumínio como melhor opção. A questão que deve ser esclarecida é a das junções entre as barras. No aço o processo de soldagem é pouco preciso, mas simples e com alta rigidez. Nas barras de alumínio as junções são realizadas através de parafusos especiais, processo simples que necessita de altos torques para garantir a rigidez do contato.

6.2 Simulação do Desenho de Conjunto

Malha:

Entidade	Quantidade
Nós	262864
Elementos	912253

Tipo de Elemento:

Conectividade	Estatísticas
SPIDER	11848 (1,30%)
TE4	900405 (98,70%)

Qualidade do Elemento:

Critério	Bom	Pobre	Ruim	Pior	Média
Distortion	374553 (41,60%)	176828 (19,64%)	349024 (38,76%)	70,527	38,947
Stretch	652591 (72,48%)	247043 (27,44%)	771 (0,09%)	0,000	0,453
Length Ratio	844217 (93,76%)	55629 (6,18%)	559 (0,06%)	66,213	2,761

Materiais

Material	Alumínio
Módulo de Elasticidade	7e+010N_m2
Coeficiente de Poisson	0,346
Densidade	2710kg_m3
Expansão Térmica	0,00002_Kdeg
Limite de Escoamento	9,5e+007N_m2

Material	Aço
Módulo de Elasticidade	2e+011N_m2
Coeficiente de Poisson	0,266
Densidade	7860kg_m3
Expansão Térmica	0,00001_Kdeg

Limite de Escoamento	2,5e+008N_m2
-----------------------------	--------------

Análise Modal

Computação da Estrutura

Número de nós	:	262864
Número de elementos	:	912253
Número de graus de liberdade	:	788592
Número de relações cinemáticas	:	35544
Número de coeficientes	:	197837

Tetraedros lineares	:	900405
Conexões por junção solido a solido (fastned connection)	:	11848

Computação da Massa da Estrutura

Nome: StructuralMassSet.1

Número de linhas	:	788592
Número de coeficientes	:	14107362
Número de blocos	:	29
Maximo número de coeficientes por bloco	:	500000
Tamanho total da Matriz	:	164 . 45 Mb

Massa estrutural: 81.43 kg

Coordenadas do centro de inércia.

Xg : -6 . 718e+002 mm

Yg : 2 . 101e+002 mm

Zg : -4 . 333e+000 mm

Tensor de inércia na origem: kgxm2

3.454e+001 1.145e+001 -1.419e-001

1.145e+001 6.499e+001 9.875e-002

-1.419e-001 9.875e-002 9.629e+001

Computação da Massa Adicional

Nome: ComputedMass.1

Número de linhas	:	788592
Número de coeficientes	:	792846
Número de blocos	:	2
Maximo número de coeficientes por bloco	:	500000
Tamanho total da Matriz	:	12 . 08 Mb

Massa adicional : 6.685 kg

Coordenadas do centro de inércia.

Xg : -5 . 844e+002 mm

Yg : 5 . 457e+002 mm

Zg : -1 . 252e+002 mm

Tensor de inércia na origem: kgxm2

5.60665 2.13074 -0.489072
 2.13074 2.39764 0.45526
 -0.489072 0.45526 7.78495

Computação da Rigidez

Número de linhas : 788592
 Número de coeficientes : 14107362
 Número de blocos : 29
 Máximo número de coeficientes por bloco : 500000
 Tamanho total da matriz : 164 . 45 Mb

Computação das Restrições (Constraints)

Nome da Restrição: ComputedRestraint.1
 Número de restrições (constraints) : 37196
 Número de coeficientes : 0
 Número de restrições fatorizadas : 36179
 Número de coeficientes : 216026

Computação da Frequência Solução 1

Frequência: FrequencySet.1
 Restrições: ComputedRestraint.1
 Massa: ComputedMass.1
 Máquina com posicionamento em meio curso, com estrutura de suporte do eixo árvore centralizada no plano XY.
 Números de modos computados : 10
 Condições de contorno para computação dos modos : Engastado
 Número total de iterações : 15

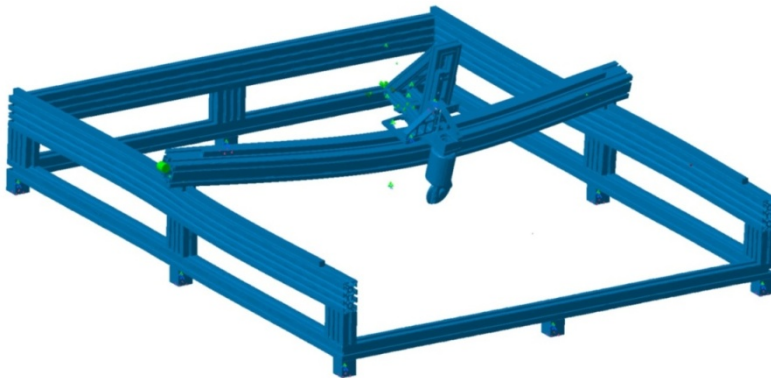
Número do Modo	Frequência (Hz)
1	51.386
2	95.716
3	111.99
4	171.24
5	172.11
6	193.66
7	198.06
8	200.09
9	226.54
10	250.43

Participação Modal:

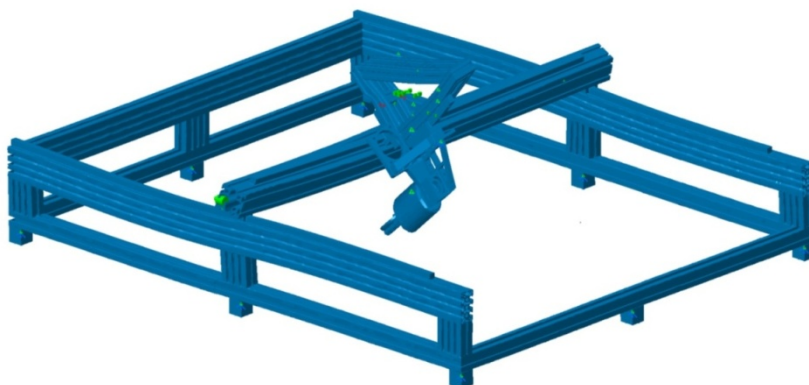
Modo	Frequência (Hz)	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	51.386	25.01	0.05	1.31	0.12	0.29	0.95
2	95.716	2.28	0.00	11.94	1.61	4.75	0.05
3	111.99	0.25	16.51	0.07	0.95	0.01	3.01

4	171.24	0.11	10.00	0.00	0.02	0.00	0.59
5	172.11	3.35	0.23	0.09	0.01	0.14	0.39
6	193.66	0.35	36.07	0.00	0.51	0.01	15.04
7	198.06	7.21	1.06	0.12	0.07	0.06	2.38
8	200.09	1.19	0.64	0.33	0.42	0.25	0.41
9	226.54	5.84	0.53	0.01	0.05	0.10	13.08
10	250.43	2.09	0.22	0.13	0.18	0.20	0.63
	Total	47.68	65.32	13.99	3.94	5.79	36.53

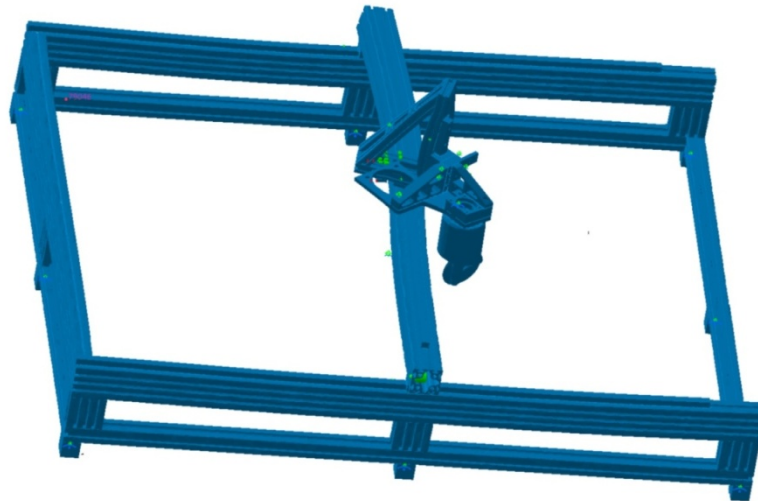
Solução.1 – Malha Deformada – Primeiro Modo - Frequência: 51,3858Hz



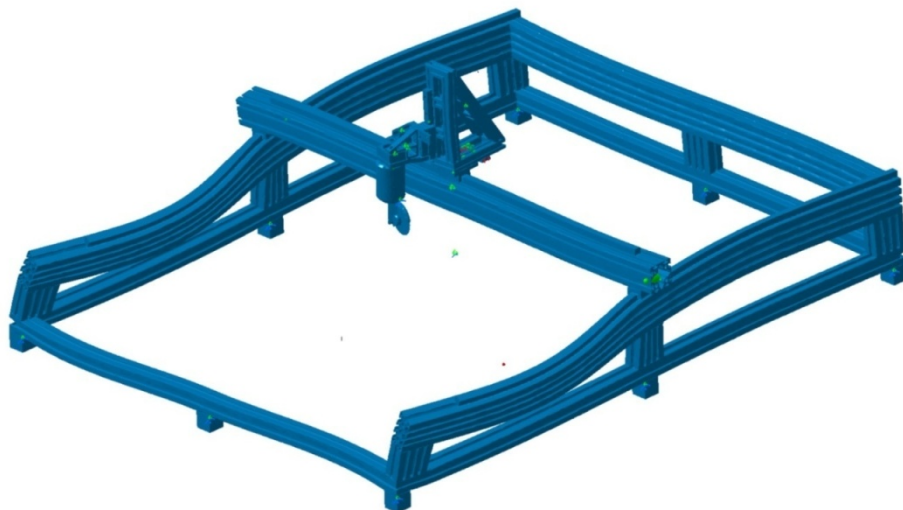
Solução.1 – Malha Deformada – Segundo Modo – Frequência: 95,716Hz



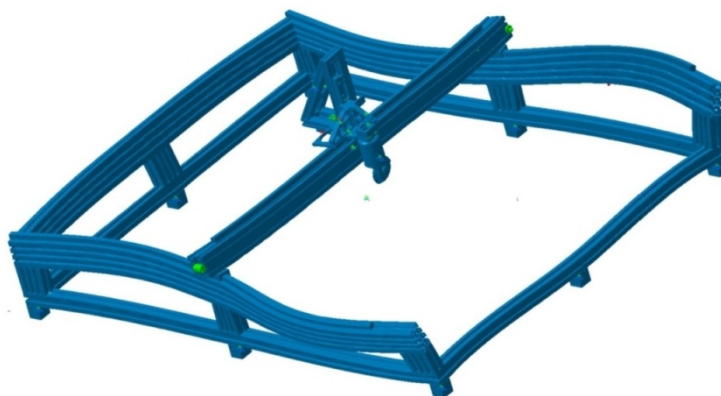
Solução.1 – Malha Deformada – Terceiro Modo – Frequência: 111,989Hz



Solução.1 – Malha Deformada – Quarto Modo – Frequência: 171,245Hz



Solução.1 – Malha Deformada – Quinto Modo – Frequência: 172,107Hz



Computação da Frequência Solução 2

Frequência: FrequencySet.2

Restrições: ComputedRestraint.2

Massa: ComputedMass.2

Máquina com posicionamento em 3/4 do curso.

Números de modos computados : 10

Condições de contorno para computação dos modos : Engastado

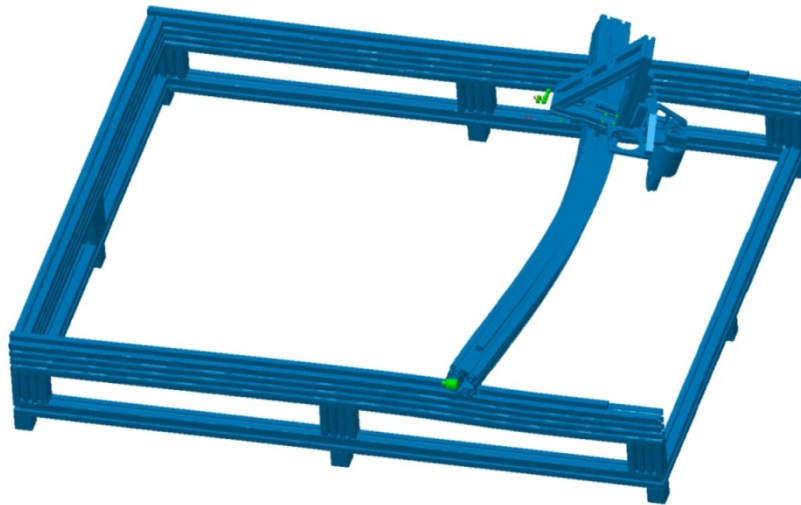
Número total de iterações : 14

Número do Modo	Frequência (Hz)
1	57.020
2	96.135
3	119.39
4	155.48
5	156.83
6	196.51
7	201.82
8	216.69
9	221.82
10	233.55

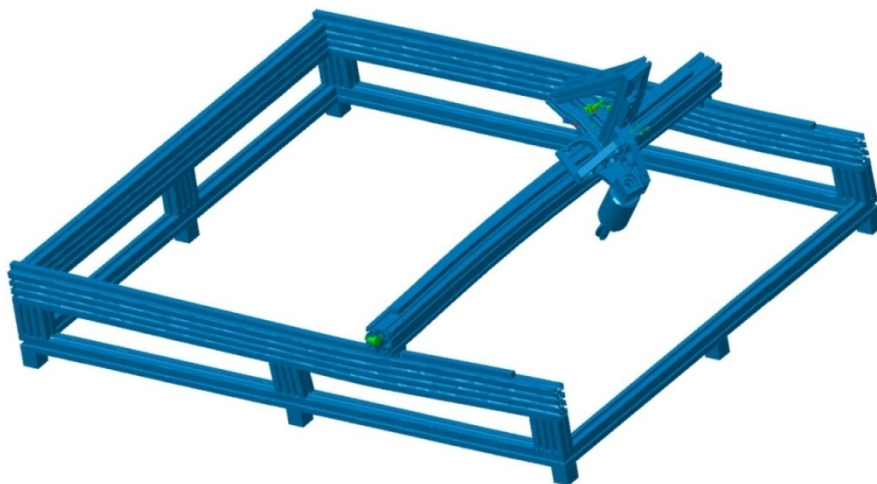
Participação Modal:

Modo	Frequência (Hz)	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	57.020	23.17	1.11	2.44	0.06	0.93	0.01
2	96.135	2.54	2.28	12.04	0.21	0.62	0.00
3	119.39	3.49	11.35	0.61	0.51	0.22	0.39
4	155.48	0.75	16.44	0.09	0.01	0.02	12.59
5	156.83	1.93	6.17	0.03	0.01	0.01	3.90
6	196.51	0.18	8.04	1.43	0.28	0.18	3.76
7	201.82	0.00	2.85	0.03	0.29	0.03	0.58
8	216.69	11.72	4.40	0.19	0.21	0.15	8.90
9	221.82	3.46	0.09	0.01	0.01	0.05	0.14
10	233.55	1.56	0.16	4.03	14.50	0.19	0.00
	Total	47.68	65.32	13.99	3.94	5.79	36.53

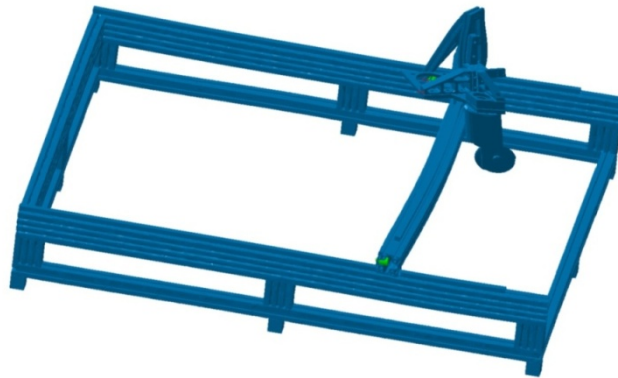
Solução.2 – Malha Deformada – Primeiro Modo - Freqüência: 57,0202Hz



Solução.2 – Malha Deformada – Segundo Modo – Freqüência: 96,135Hz



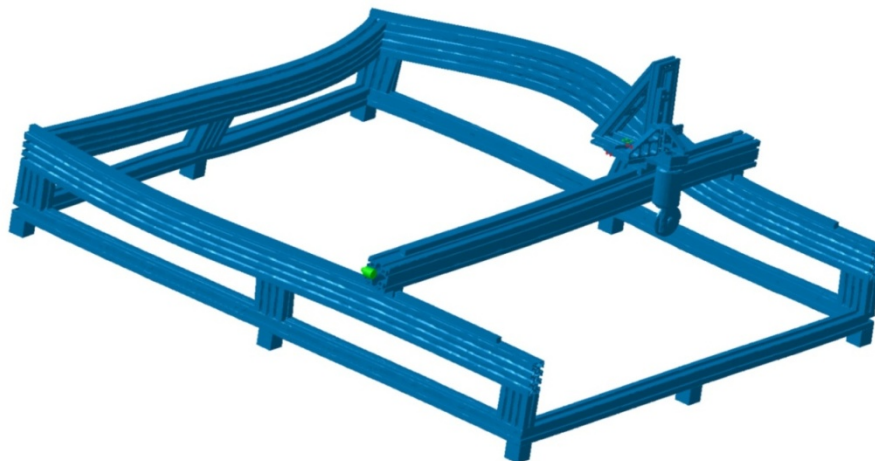
Solução.2 – Malha Deformada – Terceiro Modo – Frequência: 119,392Hz



Solução.2 – Malha Deformada – Quarto Modo – Frequência: 155,477Hz



Solução.2 – Malha Deformada – Quinto Modo – Frequência: 156,832Hz



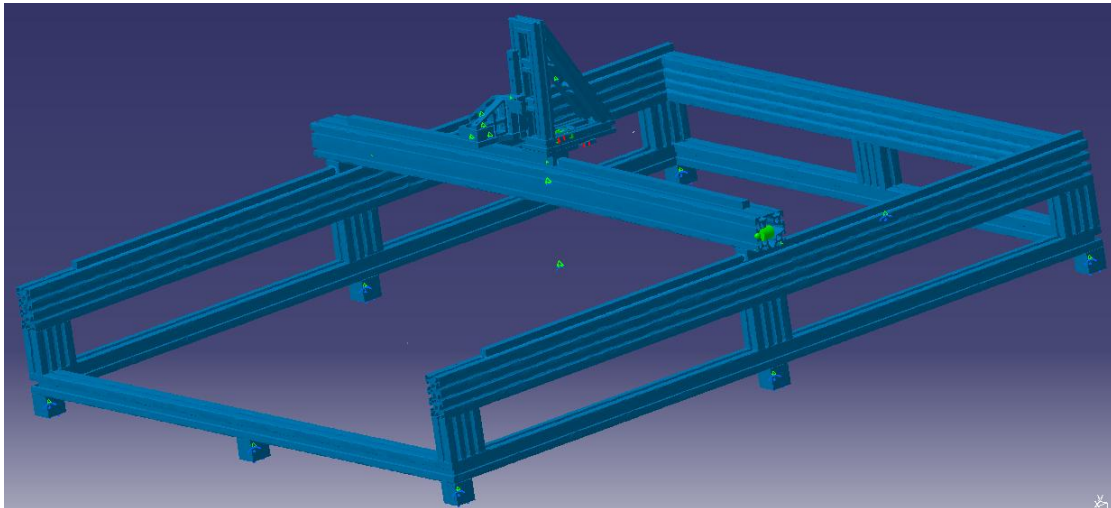
Análise Estática

Computação Modo Direto

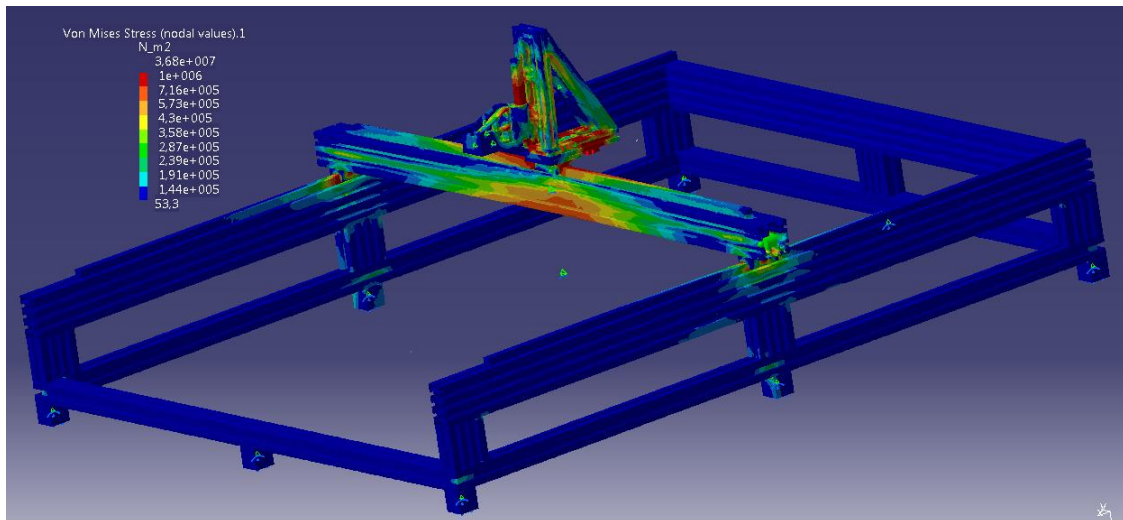
Name: StaticSet.1
 Restraint: RestraintSet.1
 Mass: MassSet.1
 Load: LoadSet.1
 Strain Energy : 8.323e-003 J
 Equilibrium

Componentes	Forças Aplicadas	Reações	Residual	Erro Relativo de Magnitude
Fx (N)	-100.0	100.0	-7.2477e-009	3.3869e-011
Fy (N)	-100.0	100.0	-8.0358e-010	3.7551e-012
Fz (N)	-100.0	100.0	-5.2866e-009	2.4704e-011
Mx (Nxm)	-52.458	52.458	-1.1532e-009	3.5455e-012
My (Nxm)	-16.530	16.530	6.4088e-010	1.9703e-012
Mz (Nxm)	68.988	-68.988	1.7902e-009	5.5038e-012

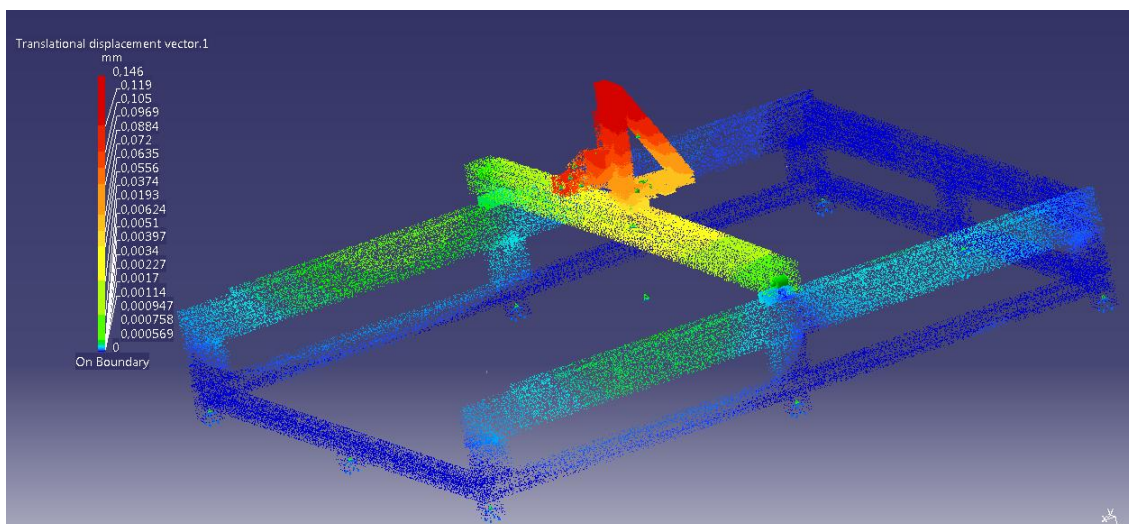
Solução da Análise Estática – Malha Deformada



Solução da Análise Estática – Tensões de Von Mises (valores nodais)



Solução da Análise Estática – Vetores de Deslocamento Translacional



6.3 Simulação da Estrutura

Malha:

Entidade	Quantidade
Nós	103601
Elementos	379755

Tipo de Elemento:

Conectividade	Estatísticas
TE4	376302 (99,09%)
SPIDER	3453 (0,91%)

Qualidade do Elemento:

Critério	Bom	Pobre	Ruim	Pior	Média
Distortion	161525 (42,92%)	45806 (12,17%)	168971 (44,90%)	70,337	40,235
Stretch	200071 (53,17%)	151543 (40,27%)	24688 (6,56%)	0,004	0,403
Length Ratio	323388 (85,94%)	46713 (12,41%)	6201 (1,65%)	40,744	3,268

Materiais

Material	Alumínio
Módulo de Elasticidade	7e+010N_m2
Coeficiente de Poisson	0,346
Densidade	2710kg_m3
Expansão Térmica	0,00002_Kdeg
Limite de Escoamento	9,5e+007N_m2

Material	Steel
Módulo de Elasticidade	2e+011N_m2
Coeficiente de Poisson	0,266
Densidade	7860kg_m3
Expansão Térmica	0,00001_Kdeg
Limite de Escoamento	2,5e+008N_m2

Análise Modal

Computação da Estrutura

Número de nós	:	103601
Número de elementos	:	379755
Número de graus de liberdade	:	310803
Número de relações cinemáticas	:	10359
Número de coeficientes	:	57856
Tetraedros lineares	:	376302
Conexões por junção solido a solido (fastned conection)	:	3453

Computação da Massa da Estrutura

Nome: StructuralMassSet.1

Número de linhas : 310803

Número de coeficientes : 5706120

Número de blocos : 12

Maximo número de coeficientes por bloco : 499995

Tamanho total da Matriz : 66 . 49 Mb

Massa estrutural: 77.04kg

Coordenadas do centro de inércia.

Xg : -6 . 871e+002 mm

Yg : 2 . 075e+002 mm

Zg : 1 . 891e+000 mm

Tensor de inércia na origem: kgxm2

3.475e+001 1.104e+001 -8.124e-001

1.104e+001 6.497e+001 -3.154e-001

9.124e-001 -3.154e-001 9.737e+001

Computação da Massa Adicional

Nome: ComputedMass.1

Número de linhas : 310803

Número de coeficientes : 314304

Número de blocos : 1

Maximo número de coeficientes por bloco : 314304

Tamanho total da Matriz : 4 . 78 Mb

Massa adicional : 21 kg

Coordenadas do centro de inércia.

Xg : -5 . 851e+002 mm

Yg : 3 . 532e+002 mm

Zg : -1 . 751e+002 mm

Tensor de inércia na origem: kgxm2

6.68188 4.34125 -2.1516

4.34125 7.86553 1.13601

-2.1516 1.13601 13.2084

Computação da Rigidez

Número de linhas : 310803

Número de coeficientes : 5706120

Número de blocos : 12

Máximo número de coeficientes por bloco : 499995
Tamanho total da matriz : 66 . 49 Mb

Computação das Restrições (Constraints)

Nome da Restrição: ComputedRestraint.1
Número de restrições (constraints) : 17295
Número de coeficientes : 0
Número de restrições fatorizadas : 16281
Número de coeficientes : 76103

Computação da Frequência Solução 1

Frequência: FrequencySet.1
Restrições: ComputedRestraint.1
Massa: ComputedMass.1
Máquina com posicionamento em meio curso, com estrutura de suporte do eixo árvore modelada como uma massa virtual.

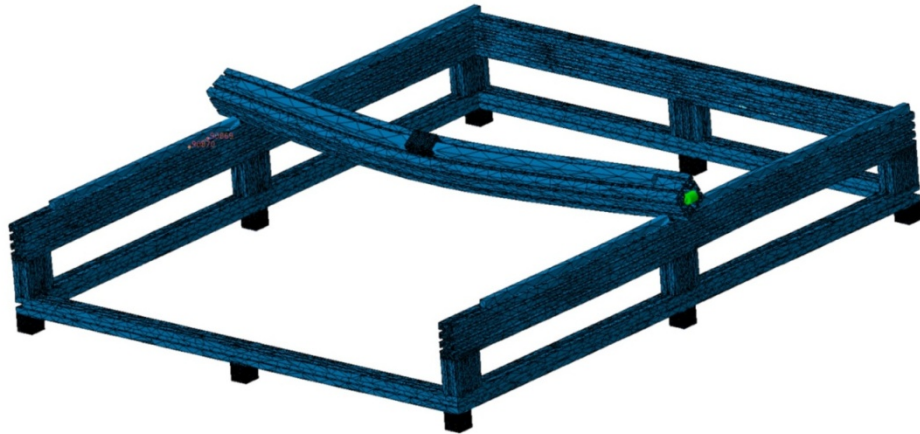
Números de modos computados : 5
Condições de contorno para computação dos modos : Engastado
Número total de iterações : 9

Mode number	Frequency Hz	Stability
1	70.166	1.0000e-005
2	101.65	1.0000e-005
3	106.26	1.0000e-005
4	266.40	1.0000e-005
5	330.51	1.0000e-005

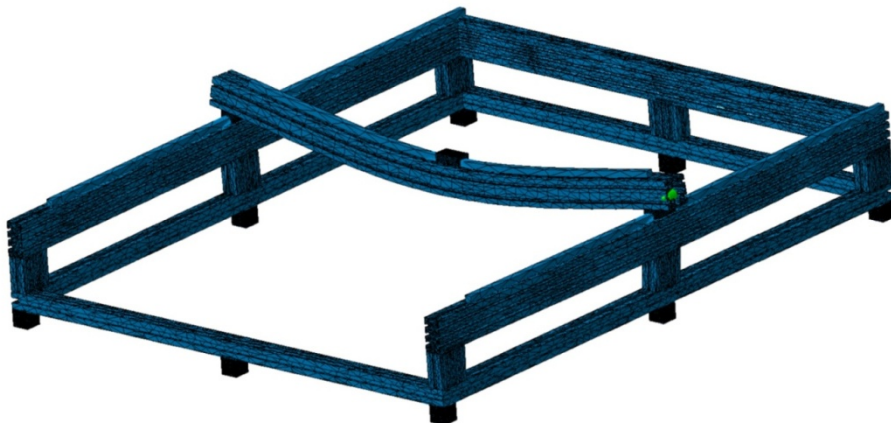
Modal participation :

Mode	Frequency Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	70.166	28.86	0.00	0.07	0.01	0.87	1.23
2	101.65	0.09	0.63	25.48	1.86	12.19	0.26
3	106.26	0.00	60.72	0.31	2.57	0.15	17.52
4	266.40	1.82	0.00	0.01	0.00	0.06	2.25
5	330.51	0.00	0.02	0.00	0.03	0.00	4.30
	Total	30.77	61.37	25.88	4.46	13.27	25.55

**Solução.1 – Malha Deformada – Primeiro Modo - Frequência:
70,166Hz**



**Solução.1 – Malha Deformada – Segundo Modo - Frequência:
101,648Hz**



**Solução.1 – Malha Deformada – Terceiro Modo - Frequência:
106,255Hz**



**Solução.1 – Malha Deformada – Quarto Modo - Frequência:
66,396Hz**



Solução.1 – Malha Deformada – Quinto Modo - Frequência: 330,506Hz



6.4 Simulação do Estrutura Suporte Eixo Árvore

Malha:

Entidade	Quantidade
Nós	304808
Elementos	978822

Tipo de Elemento:

Conectividade	Estatísticas
SPIDER	21923 (1,30%)
TE4	920099 (98,70%)
TE10	36800 (3,76%)

Qualidade do Elemento:

Critério	Bom	Pobre	Ruim	Pior	Média
Distortion	647820 (67,70%)	239288 (25,01%)	69791 (7,29%)	70,517	30,208
Nodes Jacobian	36800 (100,00%)	0 (0,00%)	0 (0,00%)	0,308	0,960
Stretch	956050 (99,91%)	592 (0,06%)	257 (0,03%)	0,000	0,607
Length Ratio	955906 (99,90%)	867 (0,09%)	126 (0,01%)	28,491	2,021

Materiais

Material	Alumínio
Módulo de Elasticidade	7e+010N_m2
Coefficiente de Poisson	0,346
Densidade	2710kg_m3
Expansão Térmica	0,00002_Kdeg
Limite de Escoamento	9,5e+007N_m2

Material	Aço
Módulo de Elasticidade	2e+011N_m2
Coefficiente de Poisson	0,266
Densidade	7860kg_m3
Expansão Térmica	0,00001_Kdeg
Limite de Escoamento	2,5e+008N_m2

Análise Estática

Computação da Estrutura

Número de nós	:	304808
Número de elementos	:	978822
Número de graus de liberdade	:	914424
Número de relações cinemáticas	:	65769
Número de coeficientes	:	493100

Tetraedros parabólicos	:	36800
Tetraedros lineares	:	900405
Conexões por junção solido a solido (fastned conection)	:	21923

Computação da Rigidez

Número de linhas	:	914424
Número de coeficientes	:	20472267
Número de blocos	:	41
Máximo número de coeficientes por bloco	:	499999
Tamanho total da matriz	:	237 . 77 Mb

Computação das Restrições (Constraints)

Nome da Restrição: ComputedRestraint.1

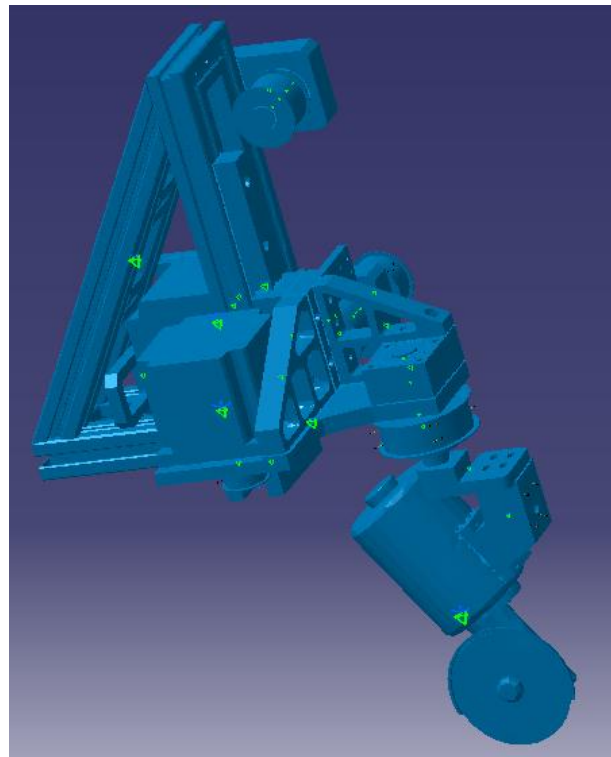
Número de restrições (constraints) : 66273
 Número de coeficientes : 0
 Número de restrições fatorizadas : 64992
 Número de coeficientes : 544840

Computação Modo Direto

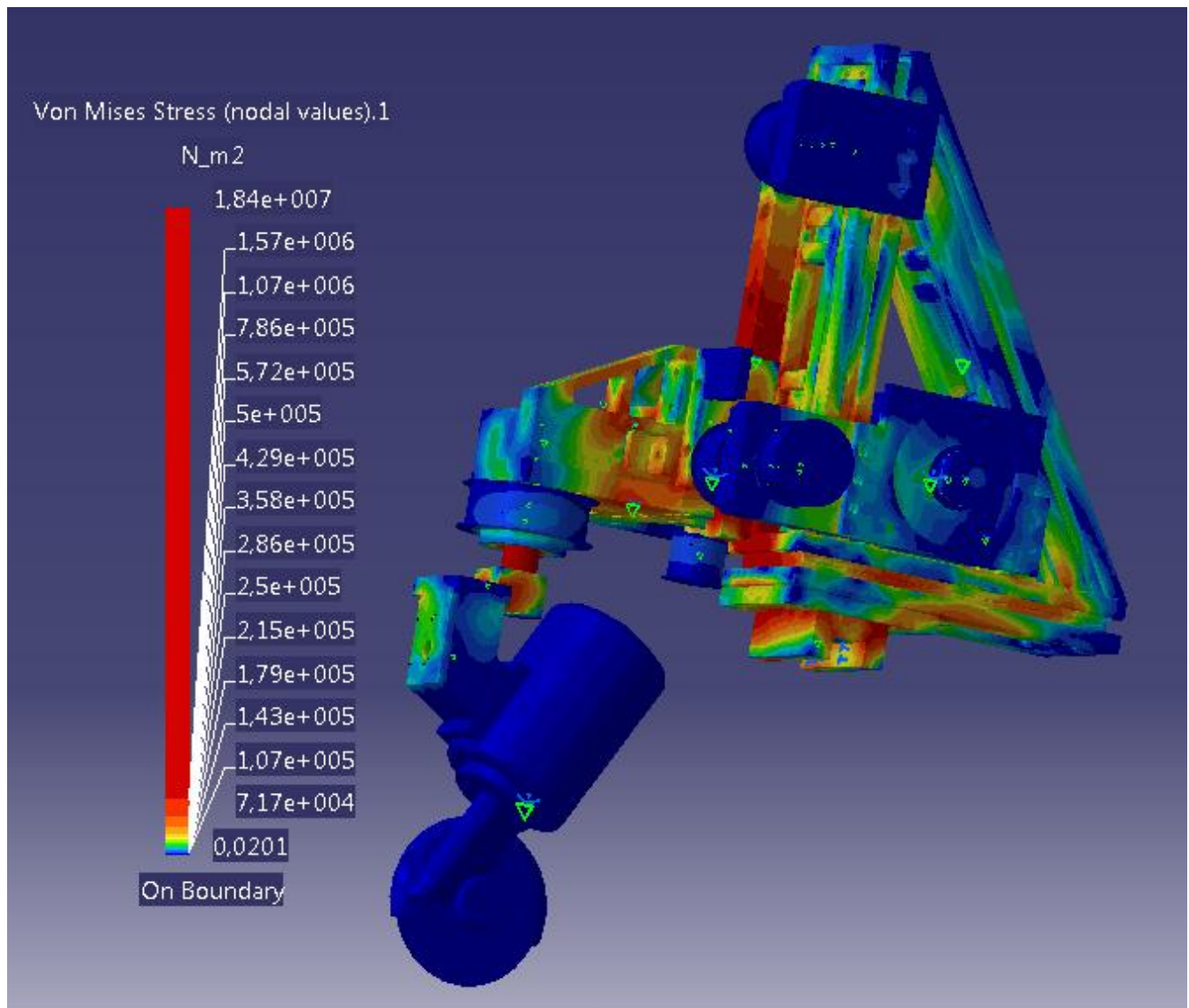
Name: StaticSet.1
 Restraint: RestraintSet.1
 Load: LoadSet.1
 Strain Energy : 5.019e-003 J
 Equilibrium

Componentes	Forças Aplicadas	Reações	Residual	Erro Relativo de Magnitude
Fx (N)	100.0	-100.0	-7.4803e-010	7.9897e-012
Fy (N)	100.0	-100.0	-4.1681e-008	4.4520e-010
Fz (N)	-100.0	100.0	3.8976e-010	4.1630e-012
Mx (Nxm)	9.3167	-9.3167	-1.1204e-008	4.4003e-010
My (Nxm)	8.4233	-8.4233	-3.3224e-010	1.3048e-011
Mz (Nxm)	13.295	-13.295	-5.4122e-009	2.1256e-010

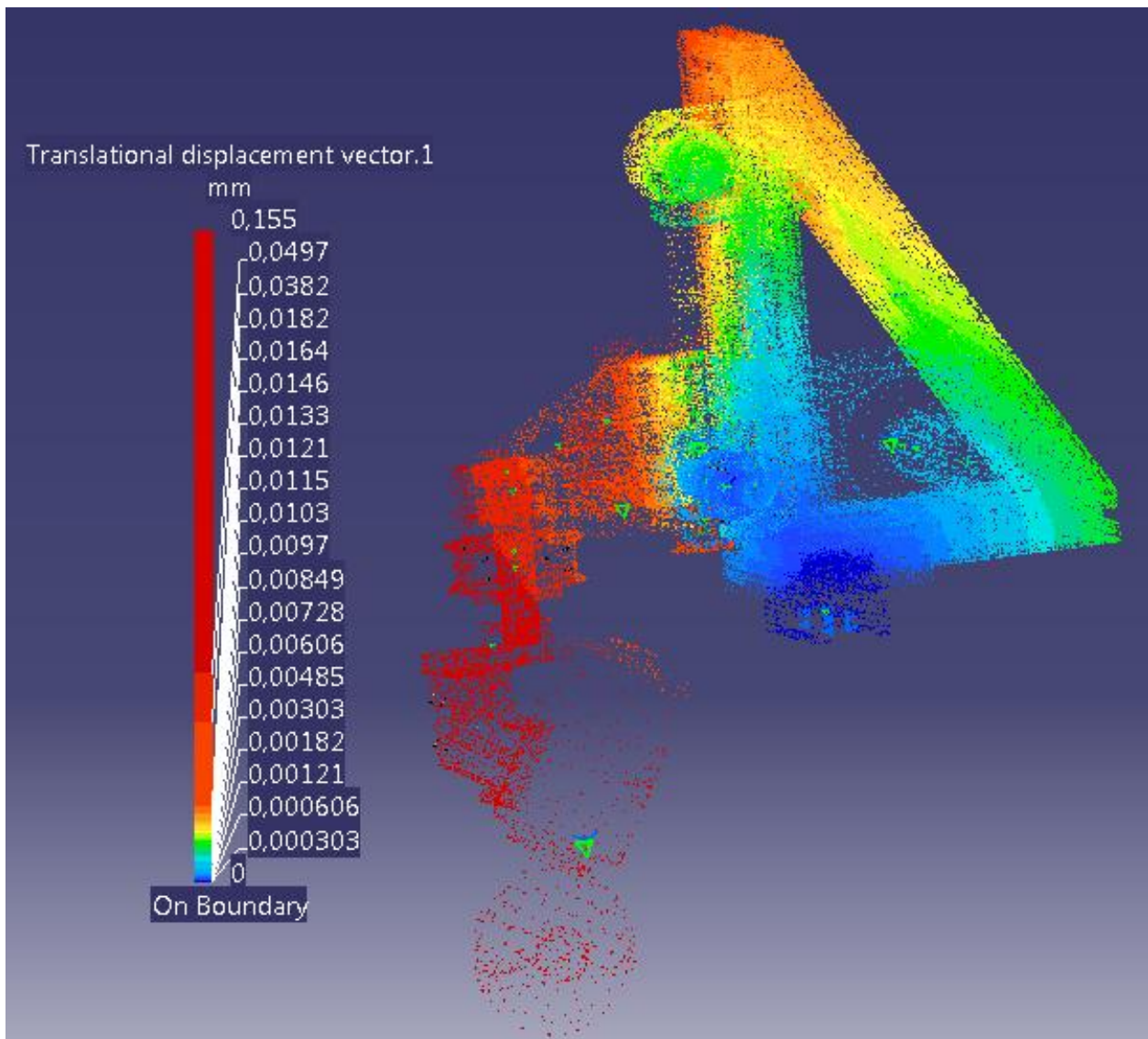
Solução da Análise Estática – Malha Deformada



Solução da Análise Estática – Tensões de Von Mises (valores nodais)



Solução da Análise Estática – Vetores de Deslocamento Translacional



6.5 Simulação do Sistema de Rotação do Eixo Z

Malha:

Entidade	Quantidade
Nós	52880
Elementos	192502

Tipo de Elemento:

Conectividade	Estatísticas
SPIDER	5518 (2,87%)
TE4	182095 (94,59%)
TE10	4889 (2,54%)

Qualidade do Elemento:

Critério	Bom	Pobre	Ruim	Pior	Média
Distortion	156419 (83,65%)	27905 (14,92%)	2660 (1,42%)	68,592	26,699
Nodes Jacobian	4889 (100,00%)	0 (0,00%)	0 (0,00%)	0,303	0,925
Stretch	186456 (99,72%)	256 (0,14%)	272 (0,15%)	0,051	0,649
Length Ratio	186733 (99,87%)	112 (0,06%)	139 (0,07%)	28,442	1,848

Materiais

Material	Alumínio
Módulo de Elasticidade	7e+010N_m2
Coeficiente de Poisson	0,346
Densidade	2710kg_m3
Expansão Térmica	0,00002_Kdeg
Limite de Escoamento	9,5e+007N_m2

Material	Aço
Módulo de Elasticidade	2e+011N_m2
Coeficiente de Poisson	0,266
Densidade	7860kg_m3

Expansão Térmica	0,00001_Kdeg
Limite de Escoamento	2,5e+008N_m2

Análise Estática

Computação da Estrutura

Número de nós	:	52880
Número de elementos	:	192502
Número de graus de liberdade	:	158640
Número de relações cinemáticas	:	16554
Número de coeficientes	:	115880

Tetraedros parabólicos	:	4889
Tetraedros lineares	:	182095
Conexões por junção solido a solido (fastned conection)	:	5518

Computação da Rigidez

Número de linhas	:	158640
Número de coeficientes	:	3471105
Número de blocos	:	7
Máximo número de coeficientes por bloco	:	499997
Tamanho total da matriz	:	40 . 33 Mb

Computação das Restrições (Constraints)

Nome da Restrição: ComputedRestraint.1

Número de restrições (constraints)	:	17508
Número de coeficientes	:	0
Número de restrições fatorizadas	:	17190
Número de coeficientes	:	140327

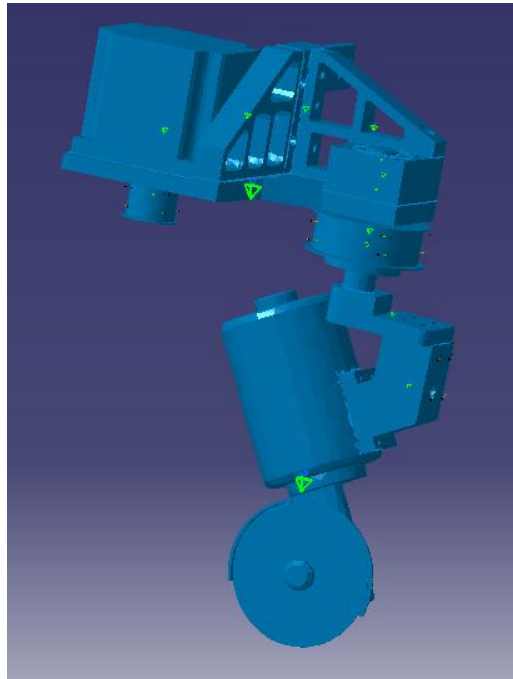
Computação Modo Direto

Name: StaticSet.1
 Restraint: RestraintSet.1
 Load: LoadSet.1
 Strain Energy : 8.631e-003 J
 Equilibrium

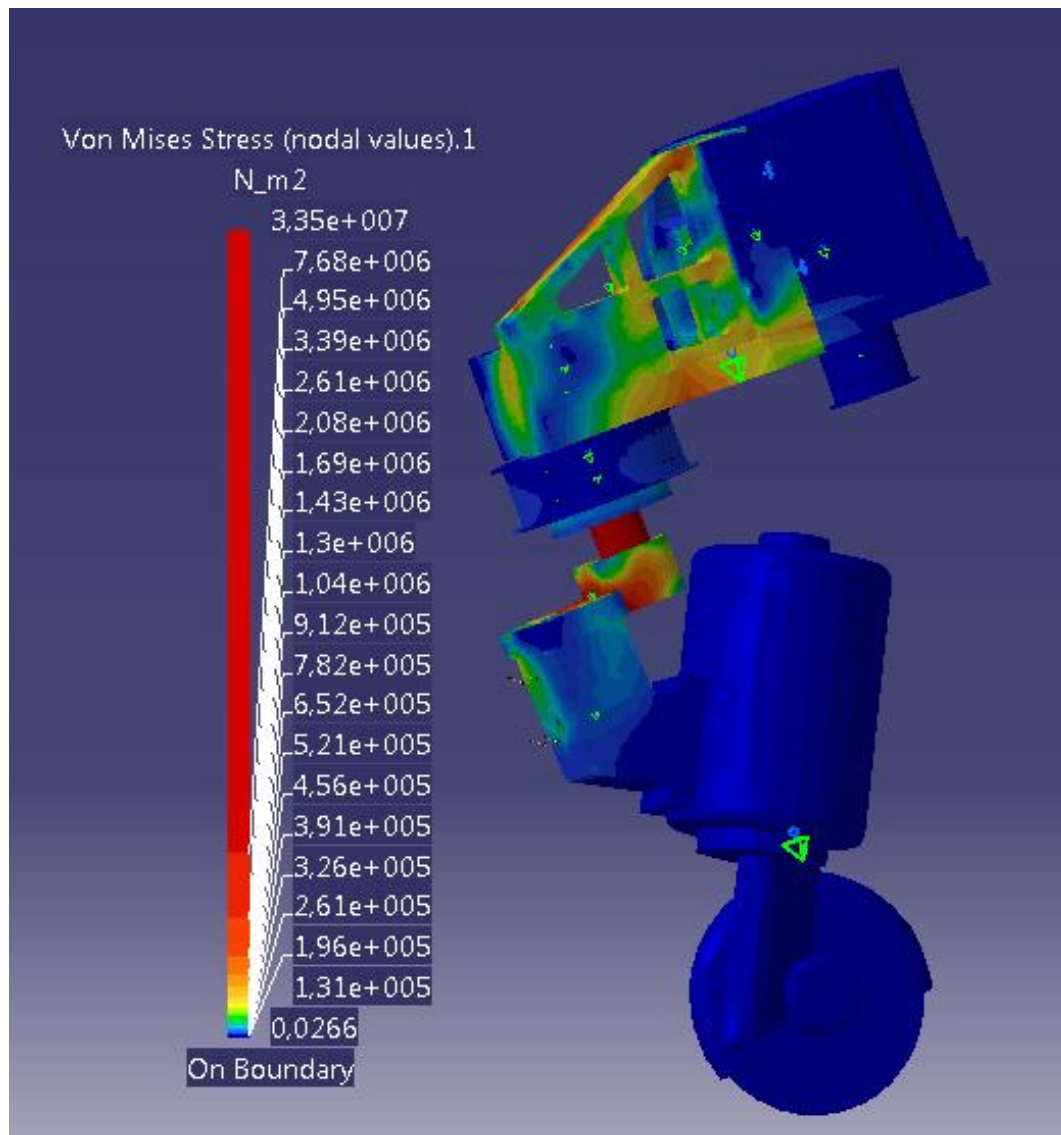
Componentes	Forças Aplicadas	Reações	Residual	Erro Relativo de Magnitude
Fx (N)	100.0	-100.0	-7.4803e-010	7.9897e-012

Fy (N)	100.0	-100.0	-4.1681e-008	4.4520e-010
Fz (N)	-100.0	100.0	3.8976e-010	4.1630e-012
Mx (Nxm)	9.3167	-9.3167	-1.1204e-008	4.4003e-010
My (Nxm)	8.4233	-8.4233	-3.3224e-010	1.3048e-011
Mz (Nxm)	13.295	-13.295	-5.4122e-009	2.1256e-010

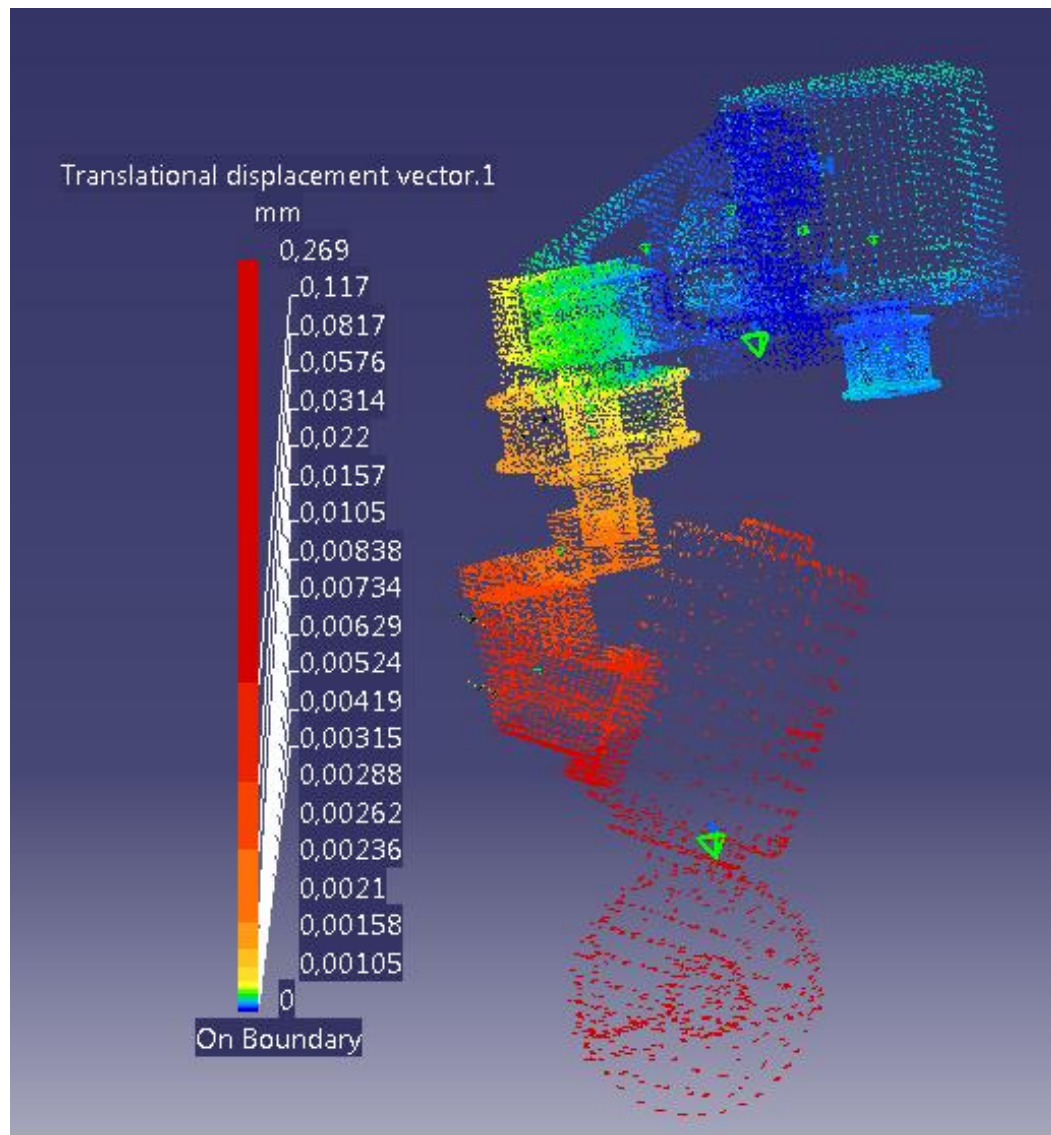
Solução da Análise Estática – Malha Deformada



Solução da Análise Estática – Tensões de Von Mises (valores nodais)



Solução da Análise Estática – Vetores de Deslocamento Translacional



7. Definição da Solução Adotada

7.1 – Desenho de Conjunto

7.1.1 Projeto Intermediário

O projeto intermediário entregue no primeiro relatório apresentava uma série de problemas, indicados principalmente pelos professores na primeira apresentação. A rigidez da estrutura principal ainda não entrava na margem aceitável.

O posicionamento do motor traseiro estava mal dimensionado, piorando o a rigidez da estrutura por concentrar massa em local com pouco suporte.

A barra de alumínio utilizada, com perfil em X de 50x50mm, apresentou baixa rigidez necessitando de muitos apoios e engastes, não satisfazendo os requisitos do projeto.

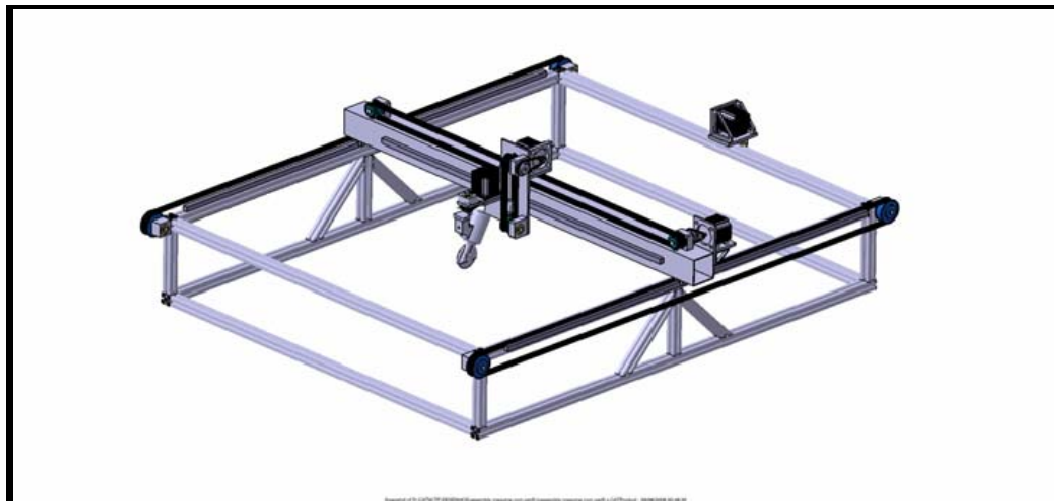


Figura 7.1 – Isométrica Estrutura Intermediária

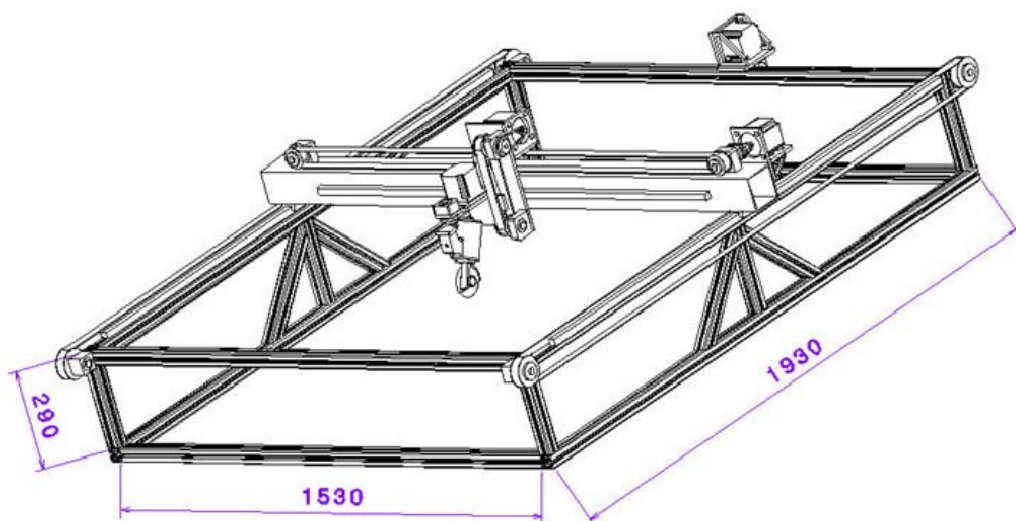


Figura 7.2 - Dimensões Estrutura Intermediária

7.1.2 Projeto Final

O projeto final apresenta maior robustez e maior aparência de produto final. A utilização de barras especiais somada à diminuição na altura da estrutura levou a rigidez da máquina ao encontro dos requisitos iniciais do projeto mecânico.

O posicionamento do motor traseiro na porção inferior da máquina elimina o esforço do peso do motor e de seus suportes da estrutura.

O posicionamento das barras de perfil 50x100mm garante a maior resistência ao esforço solicitado.

A grande área de contato e a quantidade de fixações por parafusos especiais das barras de 50x100x100mm, de sustentação da estrutura, garantem a rigidez e elimina a necessidade da introdução de mais barras para amarração da estrutura.

A massa final simulada totalizou 62kg.

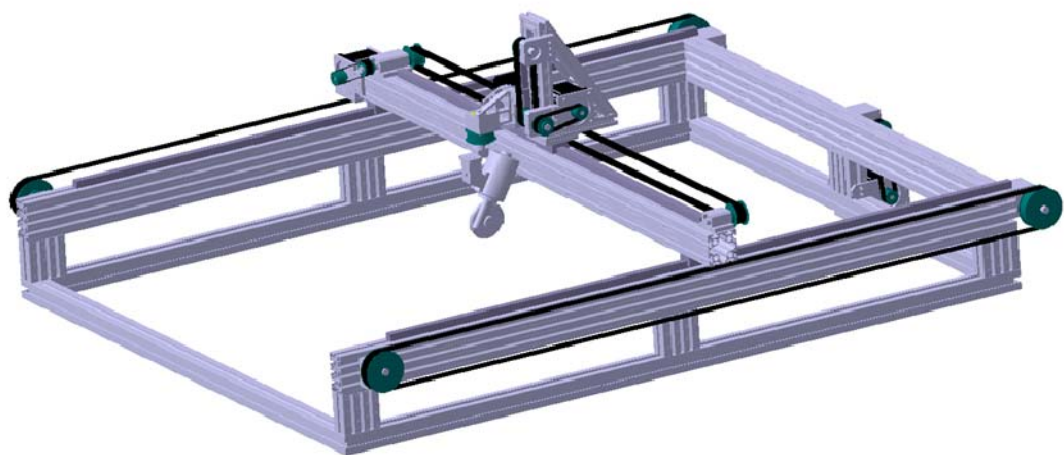


Figura 7.3 - Isométrica Estrutura Final - Frontal

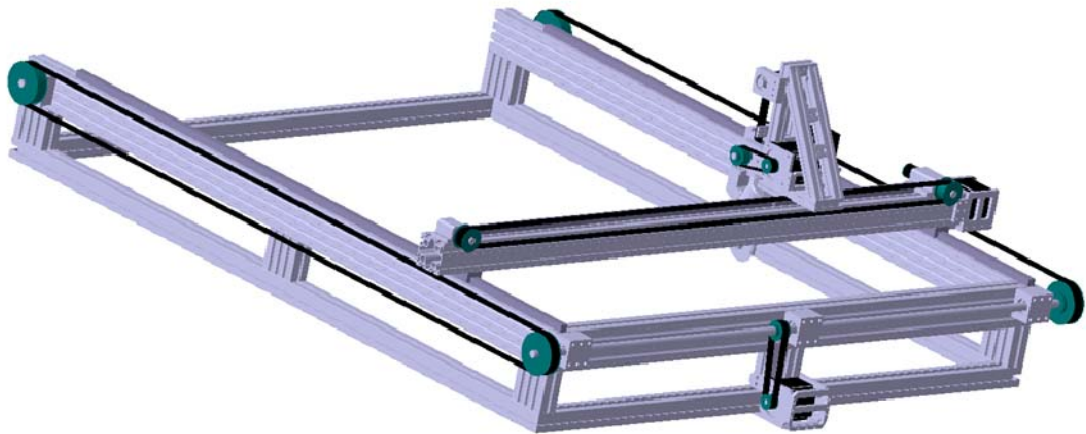


Figura 7.4 – Isométrica Estrutura Final – Traseira

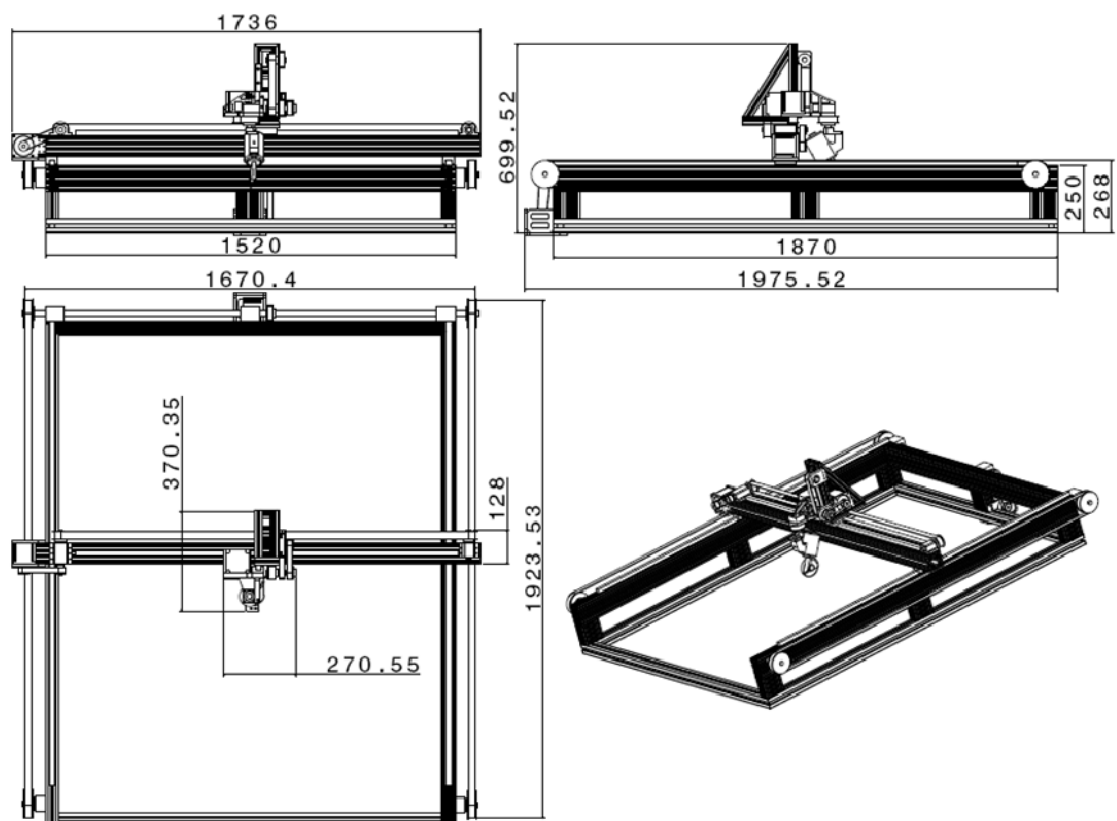


Figura 7.5 – Dimensões Principais Estrutura Final

7.2 – Estrutura de Suporte do Eixo Árvore

7.2.1 Projeto Intermediário

Observando a primeira definição do subconjunto que garantiria o deslocamento do eixo árvore no eixo Z e Y vemos como a evolução da noção de projeto mecânico foi grande.

A pesquisa e o contato com os materiais mais adequados para a fabricação de componentes de máquinas nos levaram a definição de um sistema infinitamente mais robusto, profissional e com características de produto final.

O interessante é notar que o conjunto definido na primeira parte, com estrutura baseada em uma chapa de alumínio plana cortada e posicionada na vertical, se mostrou suficientemente resistente nas simulações, com tensões máximas bem menores que às resistidas pelo material.

Já nas simulações modais a chapa comprometia completamente o desempenho do sistema, inviabilizando sua utilização. Aqui o conhecimento e experiência dos professores foram de extrema importância, desviando nosso foco no projeto do sistema com chapa de alumínio para uma solução completamente alternativa, a montagem de uma gaiola reforçada, toda em barras similares às utilizadas na estrutura principal, mas com perfil de 30x30mm.

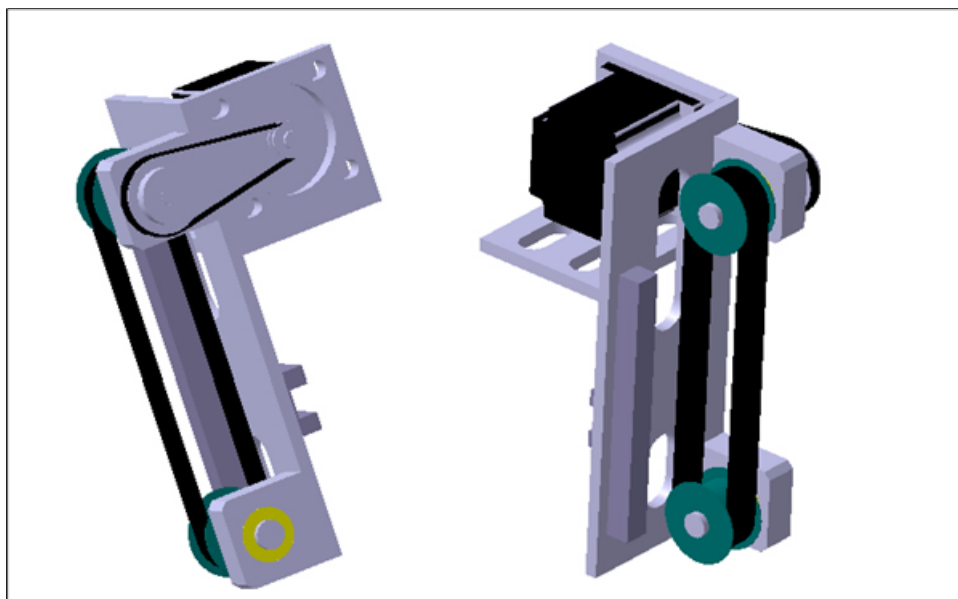


Figura 7.6 – Estrutura de Suporte do Eixo Árvore Antiga

7.2.2 Projeto Final

A estrutura de suporte do eixo árvore final apresentou excelente rigidez, porém massa muito grande, com 7.6kg simulados.

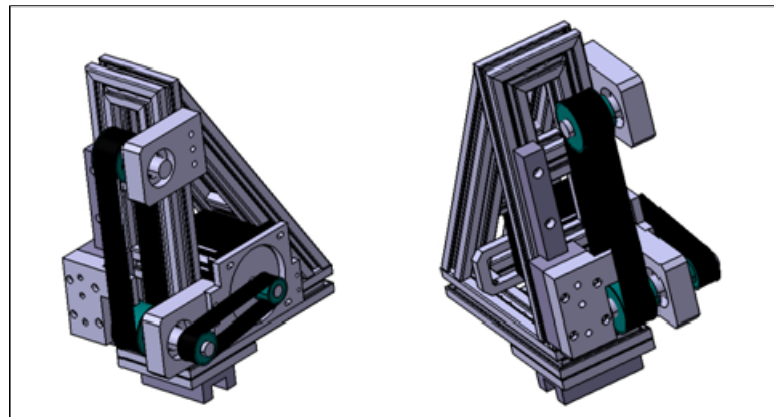


Figura 7.7 – Isométricas Estrutura Suporte Eixo Árvore.

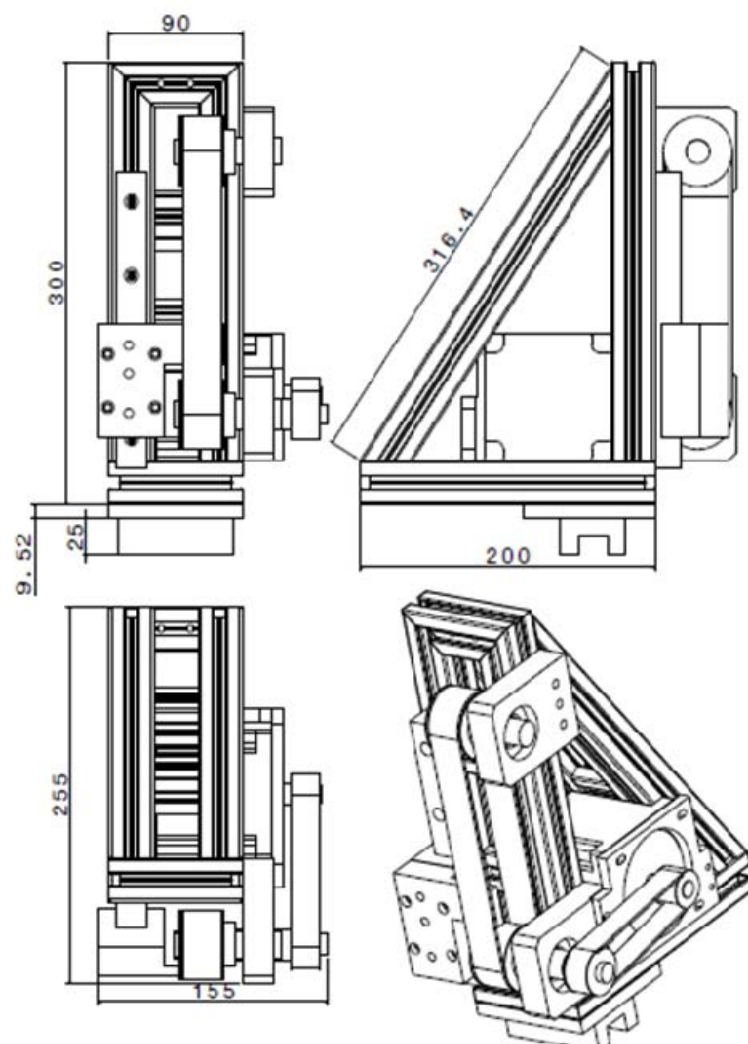


Figura 7.8 – Dimensões Principais Estrutura de Suporte Eixo Árvore.

7.3 – Sistema de Translação Eixo Y

7.3.1 Projeto Intermediário

Um detalhe importante verificado foi que com a fixação da guia linear na face frontal a máquina diminuiria a área útil de trabalho, que teria que ser compensada com o aumento das dimensões da estrutura principal aumentando o custo final do projeto, dado o alto preço das barras com perfis especiais.

A espessura da chapa do tubo de alumínio é muito fina, 3mm, comprometendo a rigidez da fixação da guia linear, ponto crítico no projeto.

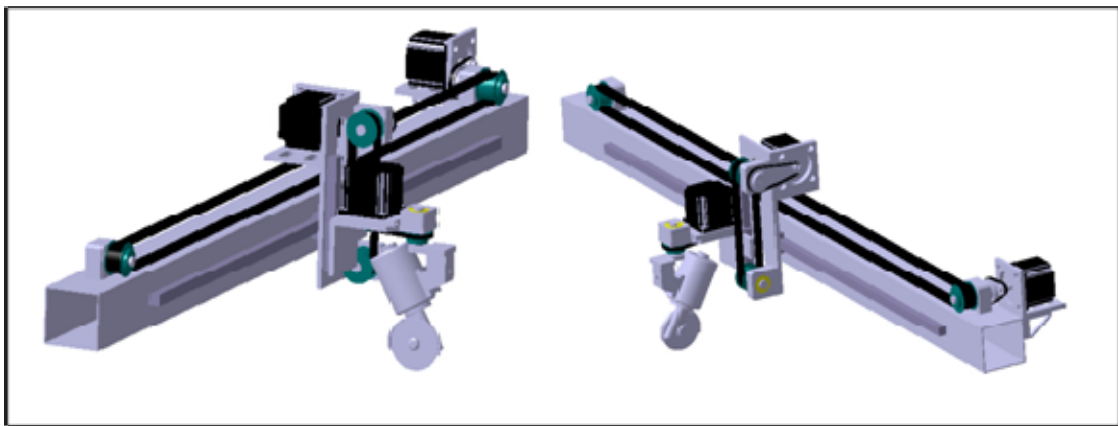


Figura 7.9 - Estrutura do eixo de translação Y antiga

7.3.2 Projeto Final

A barra de alumínio com perfil em X 80x80 apresenta rigidez excepcional, apresentando também a facilidade de montagem pelos canais existentes.

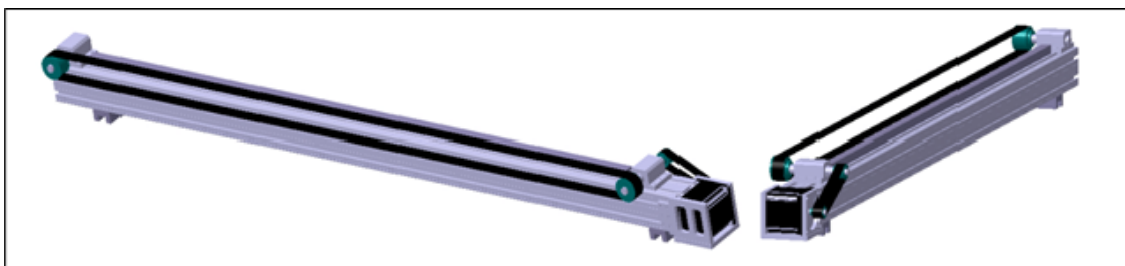


Figura 7.10 – Isométrica Sistema de Translação Y

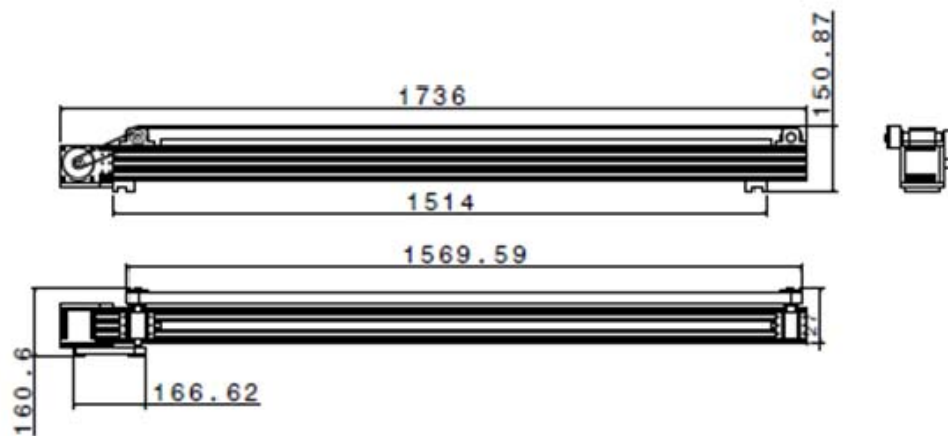


Figura 7.11 - Dimensões Principais Sistema de Translação Eixo Y

7.4 – Sistema de Rotação Eixo Z

7.4.1 Projetos Intermediários

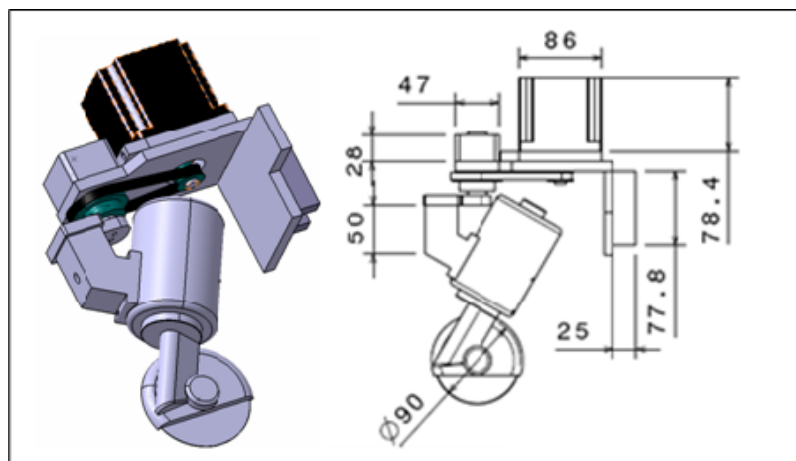


Figura 7.12 – Sistema de Rotação Eixo Z Intermediário

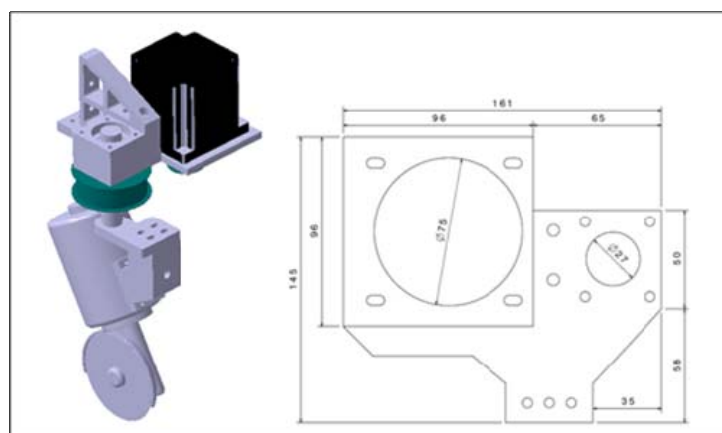


Figura 7.13 – Sistema de Rotação Eixo Z Intermediário

Vemos aqui o motor colocado na parte frontal do sistema de rotação do eixo Z, fato que aumenta o braço exercido pela força peso do motor, criando um momento que é distribuído pela estrutura recaindo todo na guia linear de translação e aumentando os esforços de torção na barra.

7.4.2 Projeto Final

No projeto final o posicionamento do motor está na parte posterior do sistema de rotação do eixo Z, acima do ponto de fixação, a guia linear de translação, diminuindo os esforços de torção na guia. Tal modificação auxilia também no aumento da rigidez do conjunto, pois aproxima o centro de massa ao eixo de fixação.

O subconjunto que representa o sistema de rotação do eixo Z foi projetado de maneira modular, possibilitando a fixação de diferentes atuadores com mínimas modificações de projeto. Tal fato cria uma versatilidade funcional no mecanismo importante para a caracterização do mecanismo como produto.

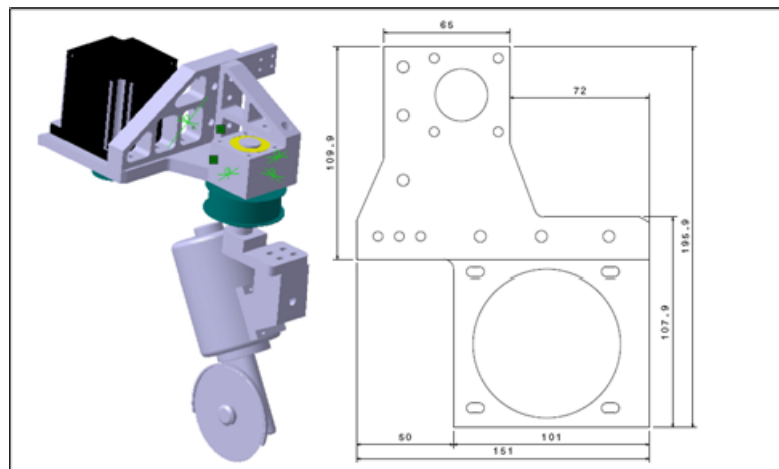


Figura 7.14 – Sistema de Rotação Eixo Z Final

7.5 – Definição Polias e Correias

Estrutura Principal

Tabela 7.1 - Polias, Correias e eixos da estrutura principal.

Polias	Quantidade	Modelo	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro Externo (mm)
Polia Motora	1	14 M5 15	22,29	26

Polia Primeira Redução	1	30 M5 15	47,74	34
Polia Segunda Redução	4	72 5M 25	114,59	-

Eixos	Quantidade	Comprimento (mm)	Diâmetro Máximo (mm)	Diâmetro Mínimo (mm)
Eixo Principal	1	1693	19	16
Eixo Lateral	2	80	19	16

Sistema	Distância Entre Eixos (mm)	Comprimento Correia (mm)
Primeira Transmissão	172,5	450
Segunda Transmissão	1822,5	4200

Sistema de Translação Eixo Y

Tabela 7.2 - Polias, Correias e eixos do sistema de translação Y.

Polias	Quantidade	Modelo	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro Externo (mm)
Polia Motora	1	14 M5 15	22,29	26
Polia Primeira Redução	1	18 M5 15	42,97	33
Polia Segunda Redução	2	30 M5 25	47,74	34

Eixos	Quantidade	Comprimento (mm)	Diâmetro Máximo (mm)	Diâmetro Mínimo (mm)
Eixo Principal	1	163	19	16
Eixo Lateral	2	122	19	16

Sistema	Distância Entre Eixos (mm)	Comprimento Correia (mm)
Primeira Transmissão	149,7	375
Segunda Transmissão	1517,8	3200

Estrutura Suporte Eixo Árvore

Tabela 7.3 - Polias, Correias e eixos da estrutura do suporte eixo árvore.

Polias	Quantidade	Modelo	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro Externo (mm)
Polia Motora	1	14 M5 15	22,29	26
Polia Primeira Redução	1	18 M5 15	28,64	33
Polia Segunda Redução	2	27 M5 25	42,97	47

Eixos	Quantidade	Comprimento (mm)	Diâmetro Máximo (mm)	Diâmetro Mínimo (mm)
Eixo Principal	1	105	19	16
Eixo Lateral	2	74	19	16

Sistema	Distância Entre Eixos (mm)	Comprimento Correia (mm)
Primeira Transmissão	102,7	305
Segunda Transmissão	178	360

Sistema de Rotação Eixo Z

Tabela 7.4 - Polias, Correias e eixos do sistema de rotação Z.

Polias	Quantidade	Modelo	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro Externo (mm)
Polia Motora	1	18 M5 15	28,64	33
Polia Primeira Redução	1	56 M5 15	89,12	-

Eixos	Quantidade	Comprimento (mm)	Diâmetro Máximo (mm)	Diâmetro Mínimo (mm)
Eixo Principal	1	1693	19	16

Sistema	Distância Entre Eixos (mm)	Comprimento Correia (mm)
Primeira Transmissão	135,2	450

8. Desenhos de Fabricação e Desenhos de Conjunto

Os desenhos de fabricação e de conjuntos de todos os sistemas do projeto estão disponíveis no final deste relatório, após as referências bibliográficas. Esses desenhos não estão listados no índice, mas cada um deles possui sua própria identificação.

Os desenhos estão separados em três seções: a primeira possui os desenhos de conjunto e que servem para a montagem dos sistemas, a segunda seção contém os desenhos utilizados na fabricação de peças para a montagem da estrutura principal da máquina do sistema do eixo árvore (essa estrutura será feita de perfis de alumínio extrudado e será cortada e montada pelo fornecedor dos perfis) e, por fim, a última seção traz os desenhos de fabricação das peças que serão feitas utilizando o método de corte a jato de água.

Essas seções serão separadas por uma folha não numerada com a descrição da seção que virá logo a seguir.

9. Esquema Elétrico

O esquema elétrico mostra como serão ligados os fios em cada um dos conectores, motores e drivers de acionamento.

A figura procura englobar todos os sistemas eletro-eletrônicos existentes no projeto, assim como procura detalhar ao máximo o modo como devem ser interconectados os pinos. O esquema não representa o comprimento dos fios e cabos, nem descreve onde essas conexões serão feitas.

De maneira geral, a máquina possui um cabeamento que procura separar os sistemas em três módulos auto-contidos. Um deles é a própria máquina, o outro é a fonte de potência, os drivers de potência e a fonte de 5V e o outro o desktop com a software de controle. A figura abaixo procura exemplificar o esquema simplificado de ligação entre esses três módulos:

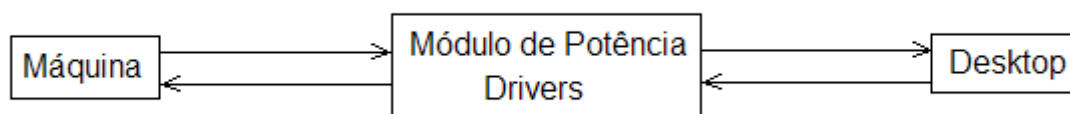


Figura 9.1 - Esquema simplificado de ligação entre os módulos do projeto.

O diagrama com o esquema elétrico se encontra no Anexo 3.

9.1 Sistema de Potência e Alimentação

Além do uso normal da rede elétrica para acionamento do computador e da ferramenta de corte, existe a necessidade da geração de voltagens mais baixas de 5V na utilização dos sensores de fim de curso e 12V no acionamento dos motores.

A fonte de 5V pode ser criada facilmente utilizando-se um circuito auxiliar com regulador de tensão. Na verdade todos os drivers de acionamento já possuem um regulador de tensão capaz de gerar 5V (todos os circuitos integrados possuem lógica e tecnologia TTL e são necessariamente alimentados por 5V). Para evitar qualquer tipo de interferência causada pelo fuga de corrente para um sistema de sensoramento, será montado mais um circuito regulado de 5V, dedicado a somente gerar o sinal de 5V para os reed switches.

Os motores requerem mais potência. Na realidade necessitam de pelo menos 4 ampéres cada um quando tiverem suas bobinas energizadas. O total de 4 motores faz com que a fonte de potência precise fornecer pelo menos 16 ampéres a uma voltagem fixa de 12V.

Após uma pesquisa de mercado foi decidido pela compra de uma fonte de potência de 12V de saída e com limite de fornecimento de corrente de 20A. Essa fonte, portanto tem uma potência nominal de 240W. Além disso, essa fonte será utilizada como tensão de entrada para o regulador de tensão de 5V responsável pelos sensores.

9.2 Acionamento da Ferramenta de Corte

A ferramenta de corte – a serra de disco – utiliza a rede elétrica de 220V e por isso necessita de um circuito de acionamento separado controlado pelo software de **controle**.

A solução encontrada nesse caso é a utilização de um sistema simples de acionamento por relé. O esquema elétrico simplificado desse circuito pode ser visto na figura abaixo:

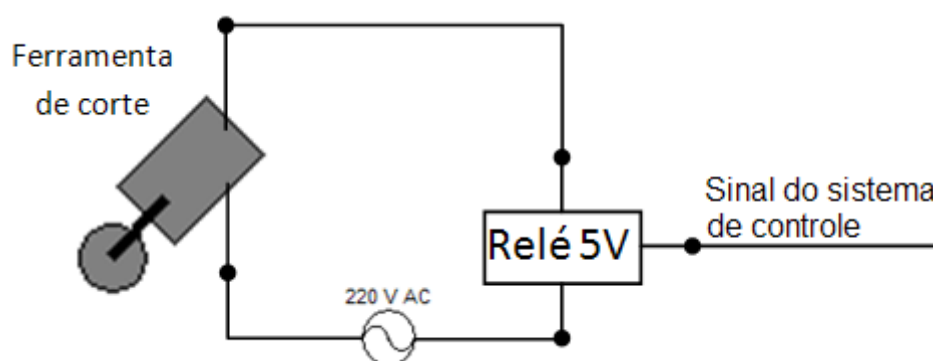


Figura 9.2 - Circuito simplificado de acionamento da ferramenta de corte.

O relé de 5V será comutado por um sinal gerado através da porta paralela pelo sistema de controle. Toda vez que for necessário acionar a ferramenta, quando for iniciada a usinagem, o pino referente (pino 14 da porta paralela) será comutado para nível lógico high e o relé fechará o circuito na rede elétrica de 220V.

O circuito real possui ainda mais alguns componentes eletrônicos. Como é de praxe em circuitos desse tipo (e necessário também para evitar-se curtos-circuitos), o circuito de controle do relé precisa de uma resistência em série para controlar a corrente que será puxada da porta paralela, evitando que esta seja danificada.

9.3 Utilização da Porta Paralela

Assim como a porta física serial, a porta física paralela pode ser encontrada em quase todos os computadores vendidos no mercado atualmente. Além dessa facilidade de compra, a porta paralela apresenta algumas vantagens quando se considera o tipo de utilização que será feita dela.

Neste caso, necessitamos apenas que os sinais possam estar disponíveis de maneira simples, que os sinais provenientes dos sensores possam ser adquiridos da maneira mais simples possível e que existam pinos em quantidade suficiente para as configurações da máquina. A porta paralela está na maioria esmagadora dos casos disponível no formato DB-25 fêmea nos desktops modernos. Isso facilita muito a montagem de sistemas que se utilizem dessa porta já que existem no mercado inúmeros tipo de conectores prontos para o uso. No caso da máquina tema desse texto, foi utilizado um conector do tipo macho com ligação feita através de flat cables. O conector já possui todos os encaixes necessários para garantir uma ligação profissional e livre de interferências possivelmente geradas por ligações de má qualidade feitas utilizando solda diretamente sobre os terminais do conector.

Colocar os pinos da porta paralela em níveis lógicos de tensão alto e baixo é muito simples para o software de controle de modo que em um tempo extremamente pequeno ele pode fazer com que um dos pinos de saída possa ser comutado de 0V até 5V e ao contrário. Essa mudança de níveis lógicos será a base principal de acionamento dos motores através dos drivers de potência.

A porta paralela, como será discutido com detalhes mais a frente, precisa ser configurada de modo a apresentar também pinos de entrada de dados. Os sensores de final de curso (reed switch) enviarão ao sistema um sinal indicando que algum dos eixos alcançou o seu fim de curso através da mudança de nível lógico em um pino de entrada da porta.

A porta paralela possui 25 pinos disponíveis, mas nem todos podem ser utilizados (uma vez que alguns pinos só possuem a tensão de terra e não podem ser configurados para outras funções) para controle, apesar disso, possuem configuração bidirecional. Essa configuração bidirecional é capaz de alterar os pinos de forma a tornar-los pinos de entrada de dados (input data pin) ou pinos de saída de dados (output data pin). As figuras abaixo mostram como são essas duas configurações possíveis:

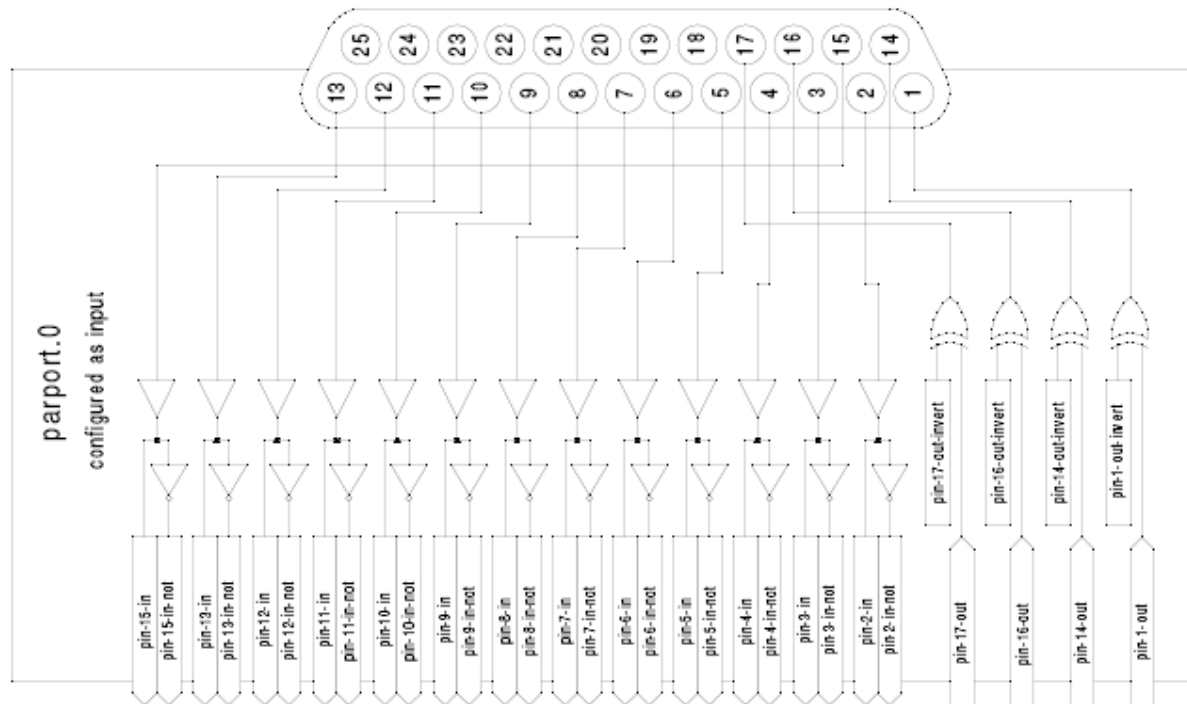


Figura 9.3 – Porta paralela configurada como Input (entrada). Fonte [7].

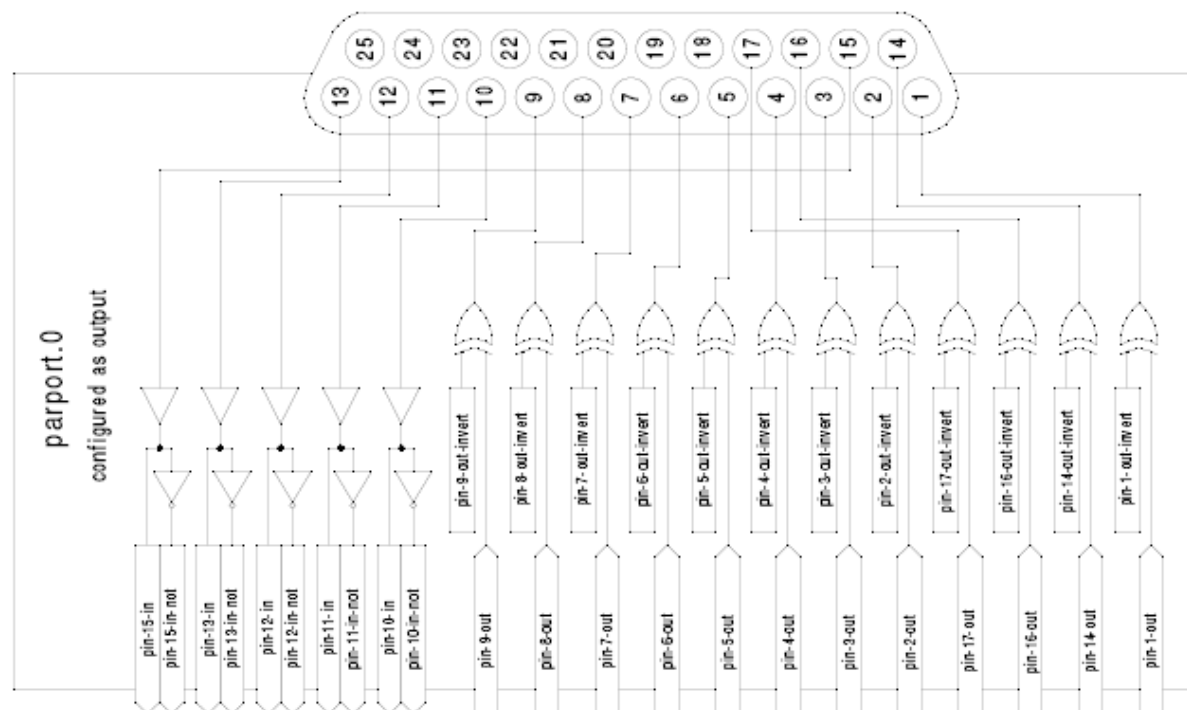


Figura 9.4 - Porta paralela configurada como Output (saída). Fonte [7].

Como se pode notar nas figuras, a porta paralela quando configurada como Input, apresenta os pinos na seguinte disposição: 4 pinos de saída e 13 pinos de

entrada. Quando está configurada como Output apresenta esta configuração: 12 saídas e 5 entradas.

O projeto precisa de pelo menos 10 portas de saída e ao menos 4 portas de entradas. Essas necessidades levam, inevitavelmente, à escolha da configuração de Output. Desse modo possuímos ainda uma folga caso seja considerada a colocação de algum tipo de sinalização externa ou botão de emergência.

O desktop utilizado no projeto só possui uma porta paralela em sua configuração de hardware. Isso não é de forma alguma um problema para o software de controle, uma vez que este pode controlar até 8 portas paralelas ao mesmo tempo. Nesse caso a numeração da porta será 0, sendo denominada assim nas programações no Linux CNC.

9.4 Driver de potência de acionamento dos motores

O acionamento dos motores de passo precisa ser feito por um circuito com lógica especializada para essa tarefa. Diferentemente dos motores de corrente contínua, os motores de passo possuem bobinas de que devem ser acionadas de uma forma cíclica e ordenadas de modo a girar seu eixo gradualmente de uma medida bem conhecida. No caso de nossos motores, em um passo completo, o eixo se move de $1,8^\circ$.

Essas placas necessitam de alimentação de 12V. Internamente, através de um regulador de tensão são gerados os 5V necessários para que os componentes TTL executem a lógica necessária. Os transistores de potência se encarregam de enviar a corrente necessária a 12V às bobinas dos motores, sendo que a corrente pode e deve ser controlada através do circuito de shunt. Esse driver é dimensionado para suportar quatro ampéres de corrente em funcionamento normal. Obviamente esse limite depende da capacidade de dissipação do calor nos transistores de potência.

Os motores utilizados possuem quatro bobinas internas (quatro fases) e como consequência, possuem oito fios externos. Esses fios precisam ser unidos de forma a montar um esquema interno de apenas duas bobinas (duas fases) já que os drivers de acionamento possuem apenas quatro saídas e são capazes de acionar duas bobinas por vez. Essa ligação pode ser feita basicamente de duas maneiras, colocando as bobinas em paralelo ou em série. Nesse caso se utilizará a ligação em série (a ligação em série faz com que o motor possua mais torque do que se estivesse ligado em paralelo). Detalhes de como é feita essa ligação podem ser vistos no data sheet do motor no anexo 2.

O projeto desse driver já havia sido realizado pelo departamento de mecatrônica da Escola Politécnica, restando apenas comprar os componentes necessários, comprar as placas de circuito impresso e montá-las de acordo com o esquema elétrico. A listagem de todos os componentes necessários a montagem do driver, incluindo a denominação que é dada aos componentes na folha do esquema elétrico, é essa:

Tabela 9.5 - Componentes para a montagem dos drivers de acionamento.

Nº do Componente	Descrição	Código Comercial
U1	CI 7407	7407
U2	CI L297	L297
U3, U4	CI L6203	L6203
U5	Regulador de Tensão de 5V	7805
C1	Capacitor Eletrolítico 220 μ	C220 μ
C2, C5, C7, C8, C9	Capacitor Cerâmico 100nF	C100nF
C3	Capacitor Eletrolítico 10 μ F	C10 μ F
C4	Capacitor Cerâmico 3,3nF	C220nF
C6	Capacitor Cerâmico 220nF	C220nF
CB1, CB2, CB3, CB4	Capacitor Cerâmico de 15nF	C15nF
CS1, CS2	Capacitor Cerâmico 22nF	C22nF
R1, R2, R3, R4, R5, R6, R7	Resistor de 4k7	R4k7
R8	Resistor de 10k	R10k
SHUNT1, SHUNT2	Resistência de SHUNT 5W	0,47R
RS1, RS2	Resistência de 10R	R10R
RLED	Resistor do LED	330R
P1	Resistor variável de 10k	P10k
LED	LED vermelho	Red LED

Cada um dos drivers de acionamento custa em média R\$75,00. No anexo 4, encontra-se o esquema elétrico dos componentes e suas ligações. Convém ressaltar mais uma vez, que o projeto desse circuito de acionamento não foi feito durante o desenvolvimento dessa tese, e sim obtido através do professor orientador.

Os drivers são comandados pelos sinais gerados pelo sistema de controle. O sistema de controle produz, para cada um dos drivers, três sinais: enable (habilitação do motor), DIR (direção de rotação), e STEP (sinal para avanço de um passo). No caso específico desse projeto, o sinal de enable será gerado em um pino e será conectado a todos os drivers de acionamento, de maneira que quando um motor for habilitado todos estarão habilitados e o contrário também se verificará no caso de desabilitação. Os outros sinais precisam ser necessariamente independentes, uma vez que os motores precisam ser acionados de modo diferente para cada um das trajetórias que a máquina executará.

10. Sensores de Fim-de-curso - Reed Switch

O projeto inicial do sistema de controle previa que se utilizassem sensores de fim de curso do tipo indutivos. Esses sensores são comuns no comércio especializado, embora possuam muitas vezes um preço relativamente alto se a utilização for em um projeto que exige gastos pequenos. A figura abaixo mostra um sensor do tipo indutivo, facilmente encontrado no mercado:



Figura 10.1 - Sensor Indutivo. Fonte [8].

A máquina aqui projetada necessitará de 4 sensores desse tipo. Uma pesquisa de mercado demonstrou que o preço médio desse tipo de sensor é de R\$90,00. Considerando que o custo total é alto, foi necessário partir para uma solução alternativa que atendesse de modo satisfatório a maioria das exigências para o controle.

No mercado são vendidos pequenas “chaves magnéticas” conhecidas como Reed Switches, ou ainda no jargão comercial, ampolas. Reed Switches nada mais são do que pequenas cápsulas de vidro com gases inertes no seu interior capazes de alterar o seu estado (aberto ou fechada) para o estado contrário quando estão sob a influência de um campo magnético externo. Na verdade esse componente funciona exatamente como um tipo de relé, a diferença básica está no fato que o reed switch é acionado por um campo magnético e não por um sinal elétrico. Na verdade o uso desses tipos de comutadores já é clássico em máquinas ferramentas como sensores de proximidade exatamente como serão utilizados nesse projeto. A figura abaixo mostra um reed switch do tipo NA (normalmente aberto):

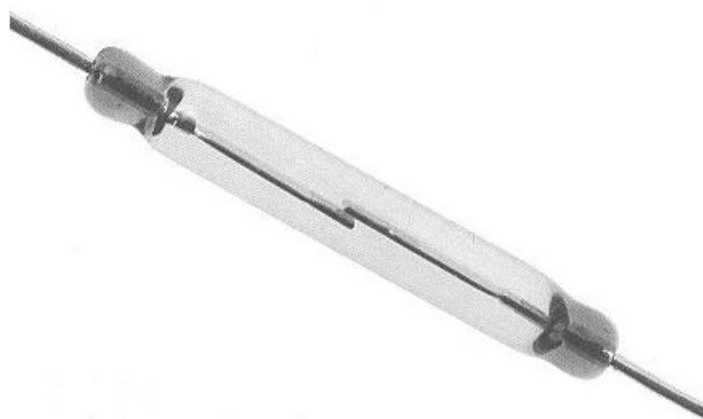


Figura 10.2 - Reed Switch tipo NA. Fonte [9].

Reed Switches tem um custo médio de R\$2,00. O que torna a sua utilização no projeto extremamente interessante. Além disso, as características físicas e de resposta a excitação são muito boas. Por conterem massas muito pequenas, a comutação se dá de forma muito rápida, sendo possível obter respostas desse componentes em frequências altas (até mesmo frequência de rádio). No caso, essas ampolas serão usadas como sensores de fim de curso e, portanto, não precisarão responder de maneira tão rápida.

A máquina objetivo desse projeto trabalhará sob condições amenas de trabalho, praticamente sob temperatura ambiente em todas as suas partes e tensões elétricas baixas nos circuitos de lógica e sensoriamento. Dessa forma, os reed switches não serão solicitados de forma agressiva. Mesmo assim, apresentadas as características necessárias de funcionamento desses componentes, vemos que eles podem ser utilizados com segurança:

Tabela 10.1 - Características de Funcionamento do Reed Switch. Fonte [10].

Características de Funcionamento do Reed Switch	
Tipo de Contato	Normalmente Aberto
Temperatura de Funcionamento	-40°C a 125°C
Voltagem de ruptura do dielétrico	mín. 100V
Frequência máxima de operação	500 Hz

Outra característica importante a ser observada na utilização de Reed Switches, é o modo como devem ser comutados utilizando um ímã permanente. É necessário que o campo magnético esteja alinhado de forma correta para excitar os terminais da ampola. Um campo alinhado de forma errada fará com que o sensor

não identifique a existência do sinal e perca o momento exato (ou mesmo não identifique) o momento de enviar o sinal para a porta paralela.

Existem diversas opções de ímãs permanentes, com diferentes formatos físicos e de campo. Serão utilizados ímãs de forma de barra, com um pólo em cada ponta desse pequeno paralelepípedo. A figura abaixo, extraída do Data Sheet do componente mostra as possíveis formas de acionamento da chave:

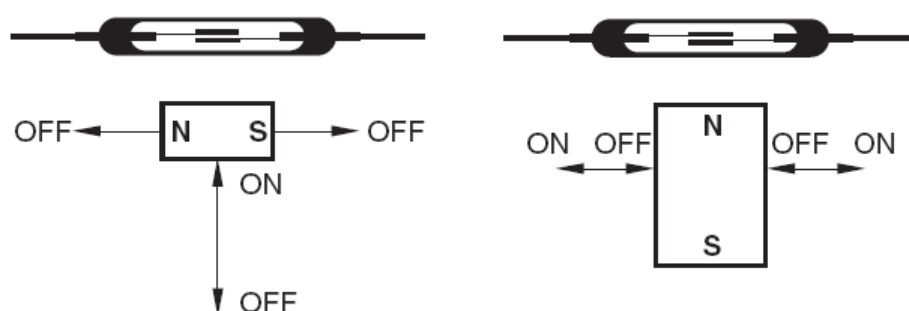


Figura 10.3 - Modos de acionamento do Reed Switch. Fonte [10].

No caso específico do projeto, é desejável que o sensor envie o sinal de fim-de-curso apenas quando estiver o mais próximo possível do ímã. Além disso, o pino da porta paralela deverá estar apenas em dois estados, aberto e em 5V, cada um em uma única situação respectivamente.

Na montagem mostrada à esquerda da figura acima, vemos que o sensor adquire a configuração fechada apenas quando o ímã encontra-se próximo ao reed switch. Quando o ímã se afasta ele passa a configuração aberta, permanecendo assim enquanto o ímã não voltar à posição mostrada na figura.

A montagem mostrada à direita possui uma característica diferente uma vez que o sensor assume a posição aberta de duas maneiras diferentes. Quando o ímã está exatamente perpendicular ao sensor e quando ele está longe do sensor. Para que o sistema de controle entendesse que o final de curso foi alcançado, seria necessário que fosse utilizada a configuração de porta de entrada invertida. De qualquer maneira isso não seria suficiente já que quando o ímã se afastasse do sensor ele abriria mais uma vez e o sistema entenderia que o final de curso foi alcançado novamente, quando isso não seria verdade.

Logo, é necessário que seja utilizada a configuração da esquerda. Além de atender as necessidades de projeto, facilita a montagem, já que a colocação de ambos os componentes (ímã e reed switch) é mais facilmente feita com ambos paralelos um ao outro.

11. Sistema de Controle

A utilização do software EMC² em plataforma Linux para o controle de máquinas CNC é cada vez mais comum. O software fornece um padrão a se seguir e com isso é possível a configuração de vários tipos de máquinas: fresas, tornos, máquinas de corte a laser, máquina de corte a plasma e no caso desse trabalho, uma máquina de corte com uma ferramenta de corte a disco. Outra vantagem do software é a possibilidade de configuração para máquinas com diferentes tipos de eixos de movimentação lineares e rotativos.

Essa plataforma de controle ainda apresenta uma vantagem adicional: ele interpreta o código G de forma automática. Isso facilita demais os usuários desse sistema de controle, já que todo o problema relacionado com interpretação de código e formatação de sinais para os drivers de acionamento já estão solucionados.

A figura abaixo, retirada do próprio manual do usuário do Linux CNC, ilustra de forma simples a estrutura básica de montagem de um sistema de controle baseado em EMC²:

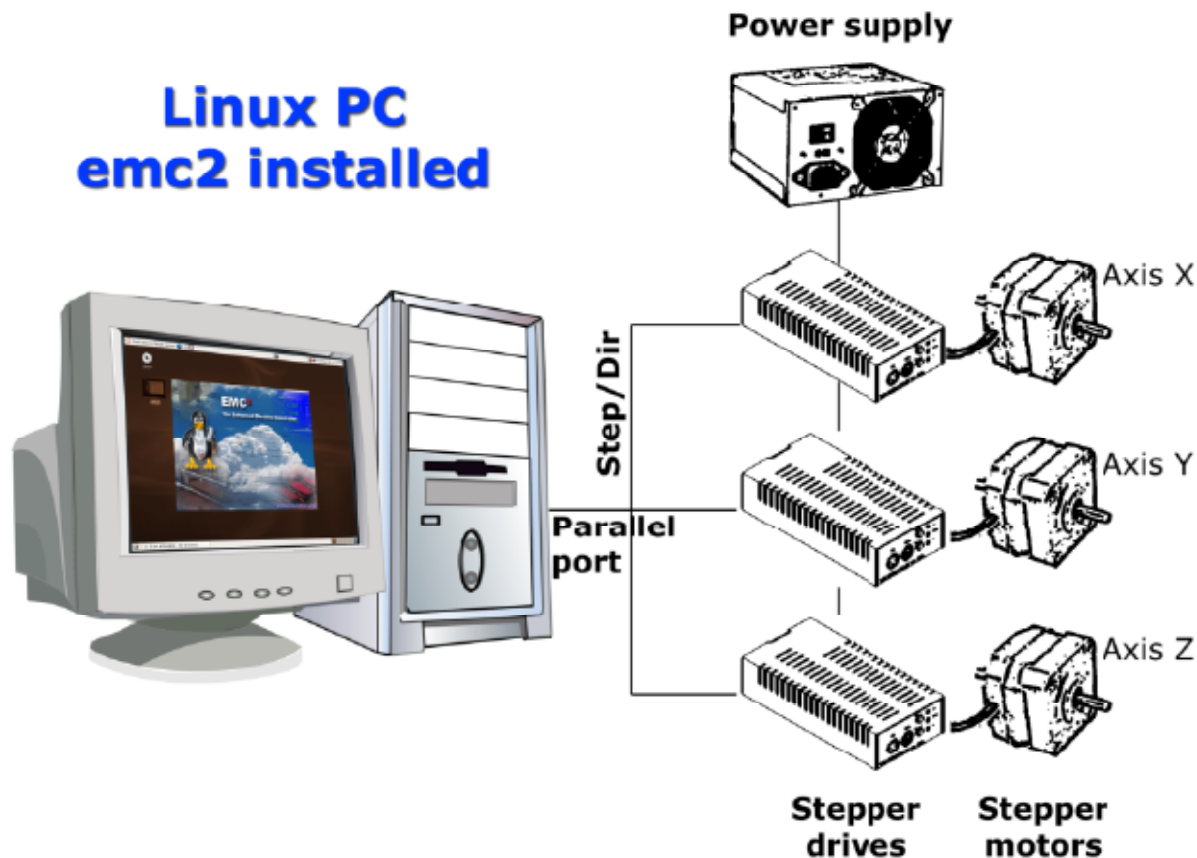


Figura 11.1 - Típico esquema de controle de uma máquina controlada pelo EMC². Fonte [7].

Usando o que é denominado Hardware Abstraction Layer (HAL), o software pode gerar em portas pré-definidas os sinais de controle. No caso se utilizará a porta paralela do computador. O HAL define internamente como um pino receberá os sinais gerados pelo microprocessador. Lembrando que na porta paralela serão colocados os sinais de enable, direção e o trem de impulsos que sinalizarão aos drivers dos motores quando e quanto é necessário mover-se.

Configurar o sistema de controle utilizando o EMC² significa configurar os arquivos utilizados na leitura do software para a geração de interfaces e comandos. Os arquivos básicos de configuração existentes possuem as seguintes extensões e funções:

.INI – possui arquivos de configuração que são compilados do EMC². Algumas configurações aqui colocadas são lidas diretamente pela Camada de Abstração de Hardware (HAL).

.HAL – esse arquivo é responsável pela ligação entre os sinais criados pelo EMC² e as portas especificadas de hardware.

.VAR – esse arquivo possui variáveis numéricas utilizadas pelo interpretador e é salvo sempre que o programa é executado, de uma utilização para a outra.

.TBL – esse arquivo é responsável por guardar informações relacionadas com as ferramentas.

.NML – esse arquivo se encarrega de configurar os canais de comunicação utilizados pelo EMC². Normalmente esse arquivo é configurado para a comunicação de dispositivos dentro de um computador, mas ele possui a vantagem de poder ser configurado para que vários computadores comuniquem-se entre si.

.emcrc – esse arquivo guarda configurações específicas do usuário e salva o nome do diretório quando o usuário seleciona a configuração do EMC².

11.1 Configurações específicas dos arquivos do EMC²

Configuração do arquivo .INI

MACHINE (nome mostrado na janela principal): Fabric Cutting Machine

DISPLAY (formato da interface): axis

A figura abaixo mostra como é a interface produzida pelo display axis:

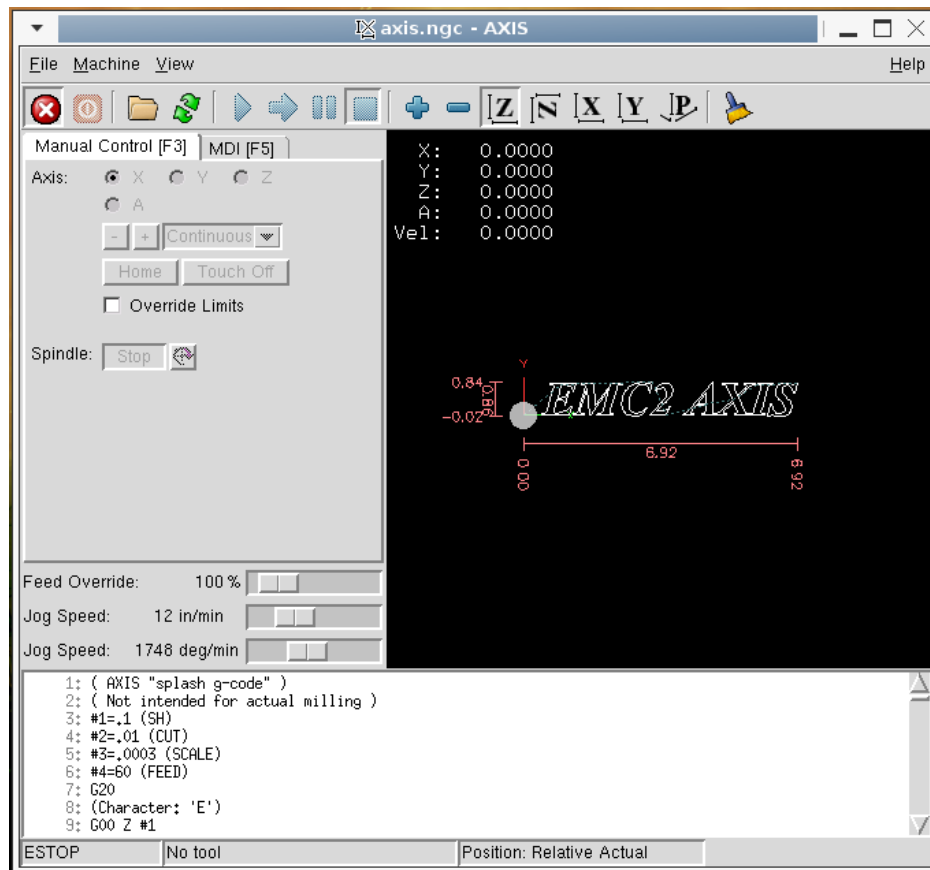


Figura 11.2 - Interface do usuário.

HALFILE (indicação do arquivo de configuração de portas físicas):
stepper_xyza.hal e standart_pinout.hal. Esses arquivos precisam ser configurados de modo a respeitar a definição feita no esquema elétrico. Maiores detalhes serão dados na seção referente ao arquivo .HAL

AXES (número de eixos da máquina): 4.

COORDINATES (nomes dados aos eixos): X Y Z A.

HOME (coordenadas do home da máquina): 0 0 0 0.

LINEAR_UNITS (unidade linear a ser usada): mm.

ANGULAR_UNITS (unidade angular a ser usada): degree.

DEFAULT_VELOCITY (velocidade inicial de um eixo linear em mm/s): 500.0

DEFAULT_ANGULAR_VELOCITY (velocidade inicial de um eixo angular em degree/s): 45.0

MAX_VELOCITY (máxima velocidade de um eixo em mm/s): 1000.0

MAX_ANGULAR_VELOCITY (máxima velocidade de um eixo angular em degree/s): 90.0

DEFAULT_ACCELERATION (aceleração inicial de um eixo em mm/s²): 500.0

MAX_ACCELERATION (máxima aceleração alcançada por um eixo em mm/s^2): 500.0

POSITION_FILE (especifica um arquivo para que as coordenadas da ferramenta seja gravada, isso possibilita ao software saber onde se encontra a ferramenta, mesmo que todo o sistema seja desligado, considerando que não houve nenhum tipo de movimentação manual nos eixos da máquina): position.txt

Na seção AXIS do arquivo .INI são feitas as configurações específicas para cada um dos eixos. Essas configurações dependem basicamente de como a máquina foi construída mecanicamente, uma vez que são necessárias as características de redução de cada um dos sistemas de acionamento da máquina. Os eixos são numerados desde zero até o número total de eixos menos uma unidade. As configurações utilizadas são essas:

[AXIS_0] (eixo de translação X)

TYPE (escolha entre eixo linear ou angular): LINEAR

HOME (escolha da coordenada de home do eixo): 0.000

MAX_VELOCITY (máxima velocidade do eixo em mm/s): 1000.0

MAX_ACCELERATION (máxima aceleração do eixo em mm/s^2): 500.0

BACKSLACH (essa medida serve para a compensação de um sistema mecanicamente pobre. Seria uma compensação de um erro sistemático. A unidade de medida é mm): 0.000.

SCALE (esse valor indica quantos passos são necessários ao motor para mover o eixo de uma unidade de medida, no caso de 1 mm, depende basicamente da redução utilizada): 2.

MIN_LIMIT (menor valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerador de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada menor, o sistema aborta esse movimento): -5.0.

MAX_LIMIT (maior valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerados de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada maior, o sistema aborta esse movimento): 1600.0

HOME_OFFSET (indicação da coordenada a ser assumida para o sensor de fim de curso): 0.0

HOME_SEARCH_VEL (velocidade utilizada para a movimentação para as coordenadas de home, em mm/s^2): 1000.0

HOME_LATCH_VEL (velocidade final utilizada numa seqüência de procura pelas coordenadas de home, em mm/s²): 1000.0

HOME_IGNORE_LIMITS (se a máquina utiliza sensores de limite de curso, então, essa variável deve ser colocada como yes): YES

Todos os eixos precisam ser configurados da mesma forma que o eixo X foi configurado, respeitando logicamente as peculiaridades de cada um. Para que não seja repetido todos os itens de configuração novamente, apenas os itens que possuem diferenças serão repetidos para cada um dos eixos restantes.

[AXIS_1] (eixo de translação Y)

SCALE (esse valor indica quantos passos são necessários ao motor para mover o eixo de uma unidade de medida, no caso de 1 mm, depende basicamente da redução utilizada): 5.

MIN_LIMIT (menor valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerador de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada menor, o sistema aborta esse movimento): -5.0.

MAX_LIMIT (maior valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerados de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada maior, o sistema aborta esse movimento): 1300.0

[AXIS_2] (eixo de translação Z)

SCALE (esse valor indica quantos passos são necessários ao motor para mover o eixo de uma unidade de medida, no caso de 1 mm, depende basicamente da redução utilizada): 4.

MIN_LIMIT (menor valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerador de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada menor, o sistema aborta esse movimento): -5.0.

MAX_LIMIT (maior valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerador de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada maior, o sistema aborta esse movimento): 90.0

[AXIS_3] (eixo de rotação Z)

TYPE (escolha entre eixo linear ou angular): ANGULAR

HOME (escolha da coordenada de home do eixo): 0.000

MAX_VELOCITY (máxima velocidade do eixo em degree/s): 90.0

MAX_ACCELERATION (máxima aceleração do eixo em degree/s²): 45.0

BACKSLACH (essa medida serve para a compensação de um sistema mecanicamente pobre. Seria uma compensação de um erro sistemático. A unidade de medida é mm): 0.000

SCALE (esse valor indica quantos passos são necessários ao motor para mover o eixo de uma unidade de medida, no caso de 1 degree (grau), depende basicamente da redução utilizada): 3.

MIN_LIMIT (menor valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerador de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada menor, o sistema aborta esse movimento): -181.0

MAX_LIMIT (maior valor de coordenada possível ao sistema, se por acaso o gerador de pulsos gerar um sinal que leve a máquina a uma coordenada maior, o sistema aborta esse movimento): 181.0

E a última configuração dessa arquivo:

TOOL_CHANGE_POSITION (coordenadas a serem alcançadas caso seja recebido um comando de troca de ferramentas, nesse caso não há trocas de ferramentas, mas por segurança, será configurado como home): 0 0 0 0

11.2 Configuração do arquivo .HAL (standart_pinout.hal)

Conforme explicado no início desse capítulo, o arquivo de extensão .hal é o responsável pela criação das conexões físicas entre os sinais gerados internamente pelo processador do desktop. Essas conexões precisam ser discriminadas de modo que o software saiba qual dos pinos da porta paralela ira receber um sinal externo ou gerará um sinal interno. No arquivo .hal acontece também a atribuição dos geradores de sinal aos pinos virtuais internos. Na verdade internamente, o EMC² trata os sinais como pinos virtuais que também precisam ser ligados aos geradores de sinal e que por sua vez precisam ser ligados aos pinos físicos da porta paralela. Existem dois arquivos .hal que trabalham em conjunto. O stepper_xyza.hal que cria os sinais de direção, step e enable para todos os motores e os conecta aos geradores internos de sinal e o standart_pinout.hal que precisa ser alterado para que a pinagem da porta paralela corresponda ao esquema elétrico. Em resumo, o primeiro arquivo cuida da criação de sinais e suas conexões virtuais internas e o

segundo das ligações externas. Os parâmetros ajustados em standart_pinout.hal são:

Linksp Xstep parport.0.pin-01-out (conectar o sinal Xstep ao pino físico 1 da porta paralela, sendo que será um pino de saída de sinal)

```
linksp Xstep parport.0.pin-01-out
linksp Xdir   parport.0.pin-02-out
linksp Ystep parport.0.pin-03-out
linksp Ydir   parport.0.pin-04-out
linksp Zstep parport.0.pin-05-out
linksp Zdir   parport.0.pin-06-out
linksp Astep parport.0.pin-07-out
linksp Adir   parport.0.pin-08-out
linksp Xen parport.0.pin-09-out
```

Será utilizado apenas um sinal de enable para a habilitação de todos os drives de acionamento. Essa prática é usada comumente e não traz desvantagens, uma vez que os motores permanecerão acionados durante todo o período de corte. E, se por uma emergência for necessário desabilitar os motores, todos serão desabilitados ao mesmo tempo. A última linha desse bloco de código acima é a linha que conecta o Xen ao pino 9 da porta paralela.

A criação de um sinal de saída para controle da ferramenta de corte:

```
newsig spindle_on bit
linksp spindle_on motion.spindle
linksp spindle_on parport.0.pin-14-out
```

A utilização de sensores de fim-de-curso faz com que seja necessária a criação de mais quatro sinais de entrada, as linhas de configuração necessárias são:

Criação de um sinal de entrada para o eixo X no pino 10 da porta paralela:

```
newsig Xhome bit
linkps parport.0.pin-10-in => Xhome
linksp Xhome => axis.0.home-sw-in
```

Criação de um sinal de entrada para o eixo Y no pino 11 da porta paralela:

```
newsig Yhome bit
linkps parport.0.pin-11-in => Yhome
linksp Yhome => axis.1.home-sw-in
```

Criação de um sinal de entrada para o eixo Z no pino 12 da porta paralela:

newsig Zhome bit

linkps parport.0.pin-12-in => Zhome

linksp Zhome => axis.2.home-sw-in

Criação de um sinal de entrada para o eixo A no pino 13 da porta paralela:

newsig Ahome bit

linkps parport.0.pin-13-in => Ahome

linksp Ahome => axis.3.home-sw-in

Os outros arquivos que foram explicitados no início do capítulo não precisam ser alterados porque na verdade são apenas arquivos de controle e comandos utilizados pelo próprio sistema para o seu funcionamento.

12. A Interface de usuário – “axis”

Conforme escolhido no arquivo .INI, a interface com o usuário será a denominada como AXIS. A figura abaixo mostra a interface do sistema utilizada em uma máquina ferramenta com quatro eixos: X, Y, Z e A. Essa configuração é a mesma que será utilizada na interface desse projeto.

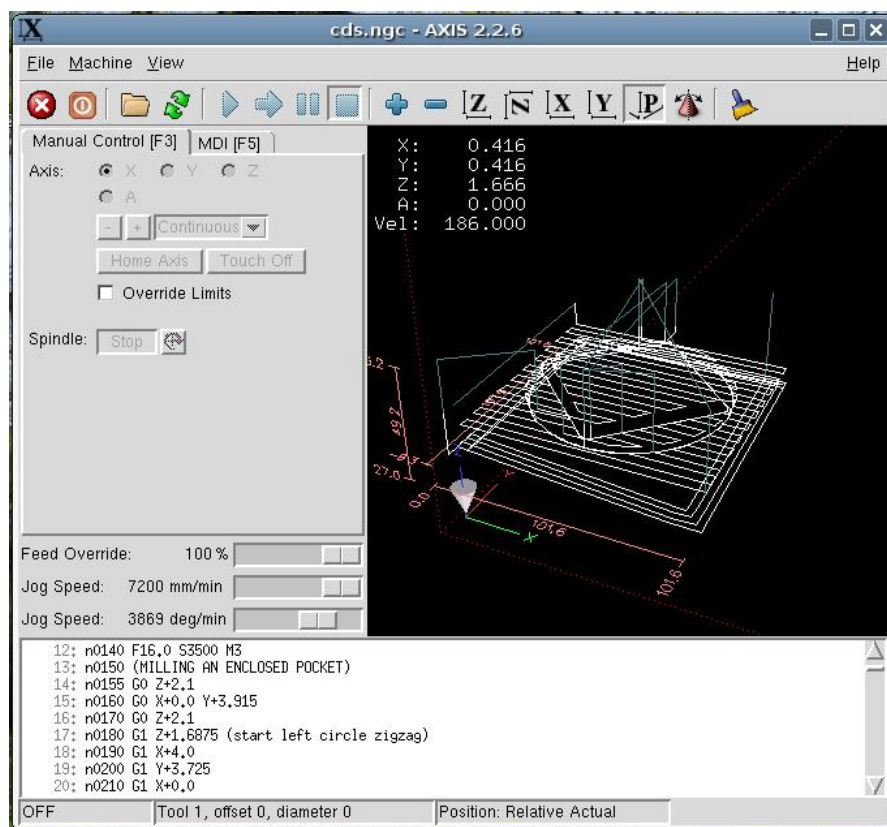


Figura 12.1 - Interface AXIS.

Essa configuração permite ao usuário acompanhar a posição da ferramenta, seja nos eixos prismáticos, seja no eixo de rotação. O programa mostra em tempo real qual a posição da ferramenta, o caminho a ser seguido e a ferramenta no momento da usinagem. A figura abaixo mostra uma visão mais próxima da ferramenta visual.

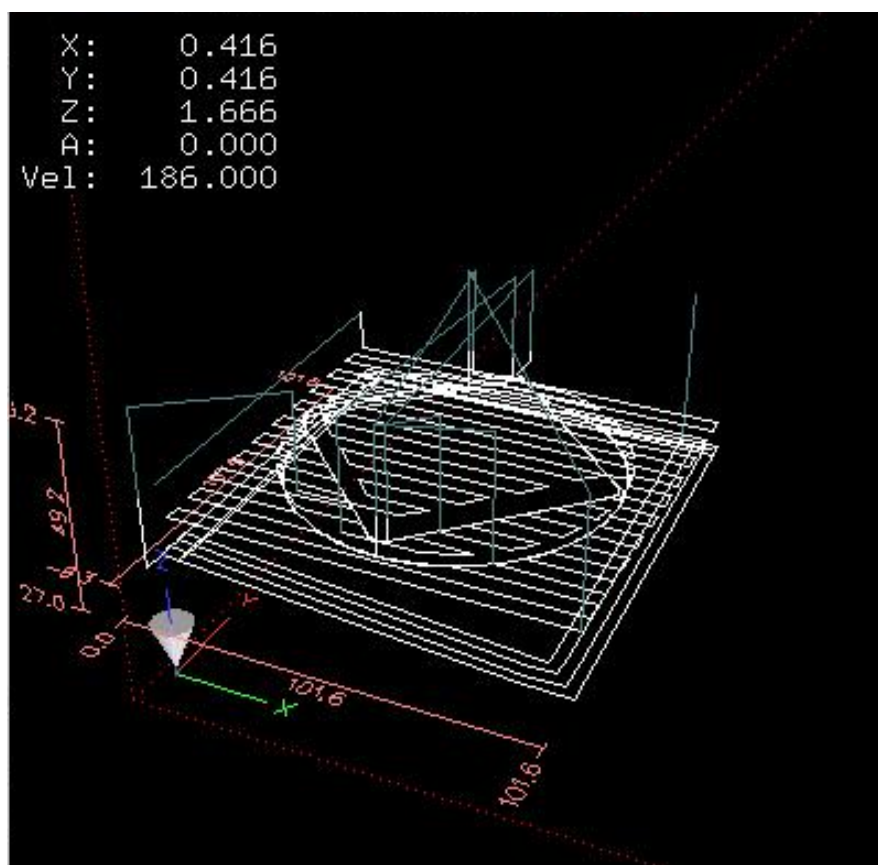


Figura 12.2 - Detalhe da ferramenta visual da interface.

Outra ferramenta que auxilia o usuário é a regulação manual da velocidade de usinagem. A figura abaixo mostra esse sistema de regulação manual.

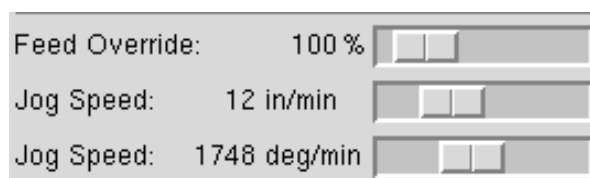


Figura 12.3 - Controle manual de velocidade.

Os comandos superiores da interface controlam ligamento da máquina, ligamento do spindle e dão ao usuário a opção de usinar passo a passo, além de existirem as ferramentas de visualização. Pode-se escolher o plano de vista, dar zoom ou rotacionar. A figura mostra em detalhes os botões de comando superiores da janela da interface:



Figura 12.4 - Botões superiores de controle da interface.

A ficha MDI (apertando-se o botão F5) apresenta um box onde o usuário pode colocar manualmente as próprias linhas de código G e executá-las.

13. Apêndice

Anexo 1 – Planejamento e Escopo de Trabalho

A1. Planejamento do Escopo

A1.1 - Definição dos Sistemas

- a. Eixo de Rotação Eixo Z;
- b. Sistema de Translação Eixo Z;
- c. Sistema de Translação Eixo X;
- d. Sistema de Translação Eixo Y.

A1.2 - Execuções

- e. Cálculo dos rolamentos e mancais;
- f. Cálculo do eixo de transmissão (fadiga);
- g. Cálculo das inércias: eixo de rotação e transmissão, polias, inércia do conjunto;
- h. Definição das velocidades e acelerações de operação;
- i. Cálculo do torque, da redução, definição das polias e da pré-tensão;
- j. Definição do motor e da corrente;
- k. Cálculo do peso do conjunto;
- l. Simulação em elementos finitos (frequências, deslocamentos e tensões).
- m. Detalhamento e finalização dos desenhos;
- n. Geração dos desenhos de fabricação;
 - o. Geração do código G para usinagem de peças.

a. Sistema de Translação do Eixo Z:

- i. Chapas de alumínio de 10mm:
 - Corpo;
 - Apoio motor;
 - Sistema pré-tensão (definir).
- ii. Bloco de alumínio:
 - Mancal. Qtd.: 2;
 - Suporte da serra a disco.

- iii. Rolamento. Quantidade: 2. (definir)
- iv. Eixo de transmissão de aço usinado.
 - Eixo para transmissão+acionamento;
 - Eixo para acionamento.
- v. Polias:
 - Modelo código 32MXL 025. Pg 55 do catálogo. Qtd.: 1;
 - Modelo código 80MXL 025. Pg 55 do catálogo. Qtd.: 1;
 - Modelo código 18 L 100. Pg 57 do catálogo. Qtd.: 2.
- vi. Movimento Linear:
 - Trilho ABBA. Comprimento: 200mm.
 - Patins BRH20B. Qtd.: 1.

b. Sistema de Translação Eixo X: (definir)

- i. Chapas de alumínio de 10mm:
 - Apoio motor;
 - Sistema pré-tensão (definir).
- ii. Bloco de alumínio:
- iii. Rolamento. Quantidade: 4. Definir
- iv. Eixo de transmissão de aço usinado.
 - Eixo para transmissão+acionamento;
 - Eixo para acionamento.
- v. Polias: (fazer orçamento)
- vi. Movimento Linear:
 - Trilho ABBA. Comprimento: 200mm.
 - Patins BRH20B. Qtd.: 1.

c. Sistema de Translação Eixo Y: (definir)

- i. Chapas de alumínio de 10mm:
 - Apoio motor;
 - Sistema pré-tensão (definir).
- ii. Bloco de alumínio:
- iii. Rolamento. Quantidade: 4. Definir
- iv. Eixo de transmissão de aço usinado.
 - Eixo para transmissão+acionamento;

- Eixo para acionamento.
- v. Polias:
- vi. Movimento Linear:
 - Trilho ABBA. Comprimento: 200mm.
 - Patins BRH20B. Qtd.: 1.

A2 – Definição dos componentes de fabricação

A2.1 – Barras estruturais

Barras em alumínio extrudado em perfil X. Sistema de fixação com cantoneiras, porcas e parafusos em T.

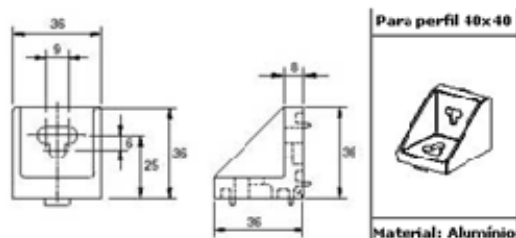


Figura A2.1.1 - Cantoneira para fixação

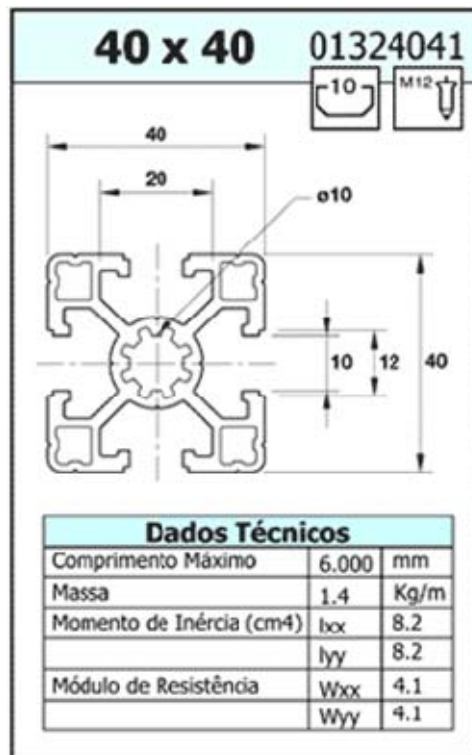


Figura A2.1.2 - Perfil da barra de alumínio

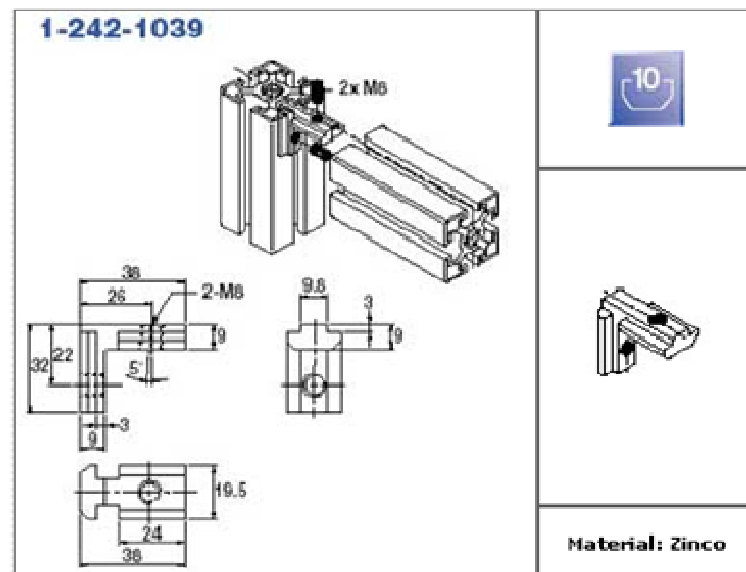


Figura A2.1.3 - Cantoneira interna

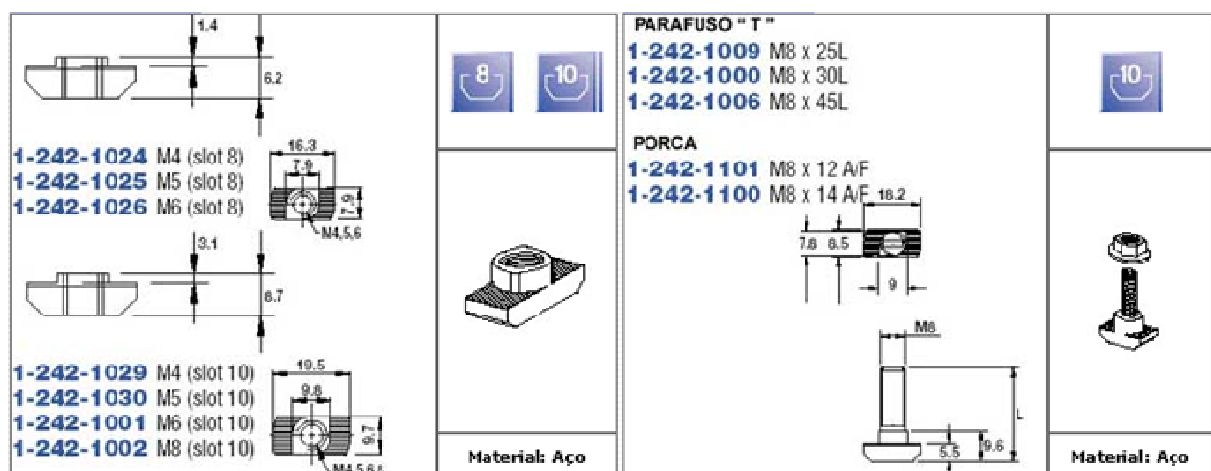


Figura A2.1.4 - Parafuso T e porca T para fixação

2.2 – Sistemas de Translação

A2.2 – Polias

Tabela A3. –Descrição das polias

Polias	Inércia	Diâmetro	Número de dentes	Peso CATIA (kg)	Peso Catálogo (kg)
Polia 80MXL025	2,00E-05	0,05173	80,00	0,0778	0,145
Polia 32MXL025	7,00E-08	0,02070	32,00	0,0103	0,25
Polia 26L100	3,40E-04	0,07484	26,00	0,427	1,3
Polia 18L100	8,00E-05	0,05459	18,00	0,2634	0,62

A2.3 – Guias Lineares

Guias lineares da fabricante chinesa ABBA BRH20 e patins 20B com abas.

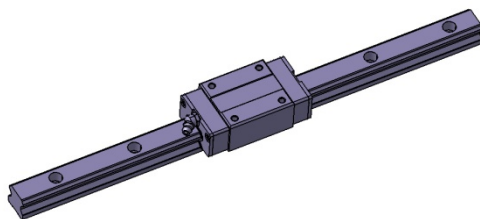
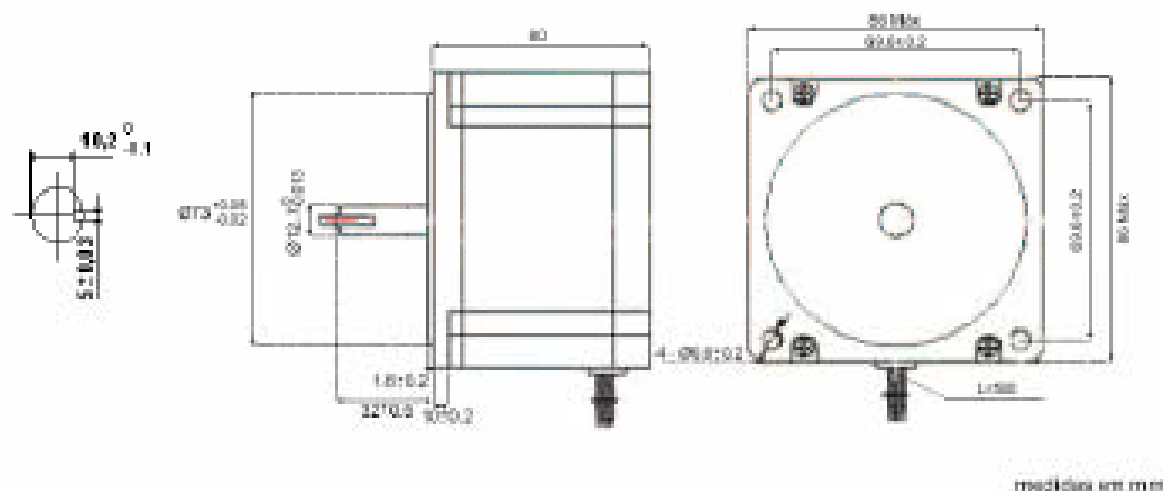


Figura A2.1.1 – Guia Linear

Anexo 2 – Datasheet do Motor AK85H8/3.36-1.8



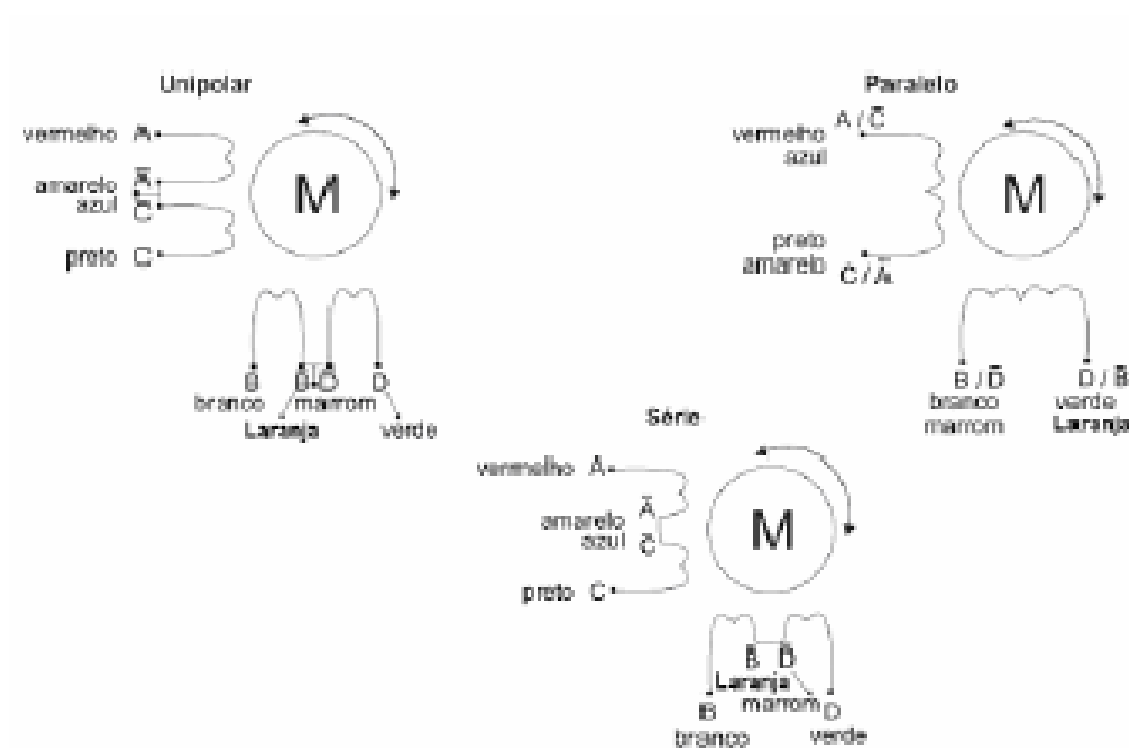
AK85H8/3.36-1.8



Especificações:

ITEM	ESPECIFICAÇÕES
Ângulo de passo	1,8°
Tensão	3.36 V/fase
Número de fases	4
Corrente	4.2 A/fase
Resistência	0.6 Ohm/fase
Indutância	3.5 mH/fase
Classe de Isolação	B
Holding torque	42 Kgf.cm
Número de fios	8
Temperatura máx.	80°C
Peso	2.3 Kg

Esquema de Ligação:



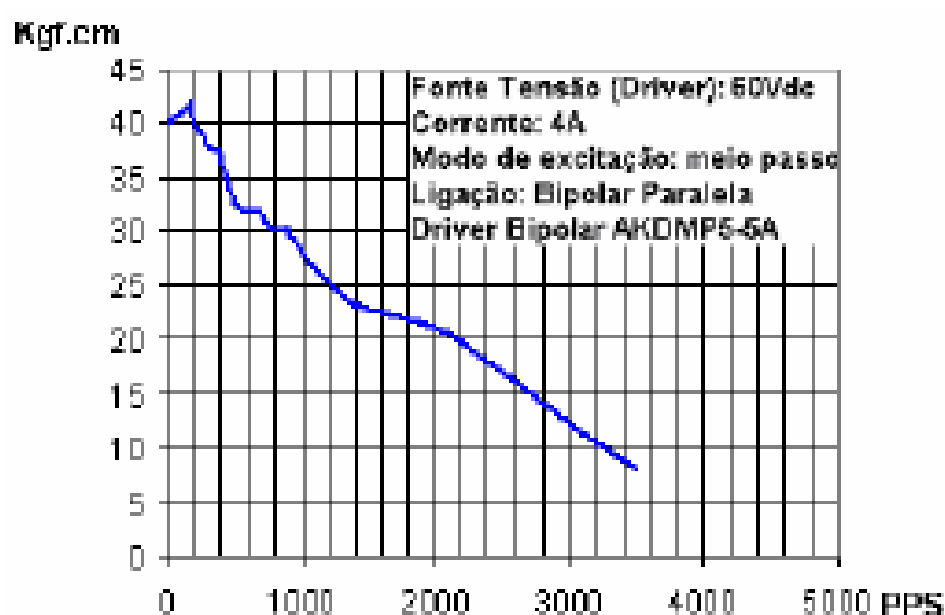
Modo de Ligação no Driver de Acionamento:

Ligação Unipolar	
Fios do motor	Terminal Driver
Vermelho	A+
Preto	A-
Branco	B+
Verde	B-
Amarelo / Azul	Comum fase A
Laranja / Marrom	Comum fase B

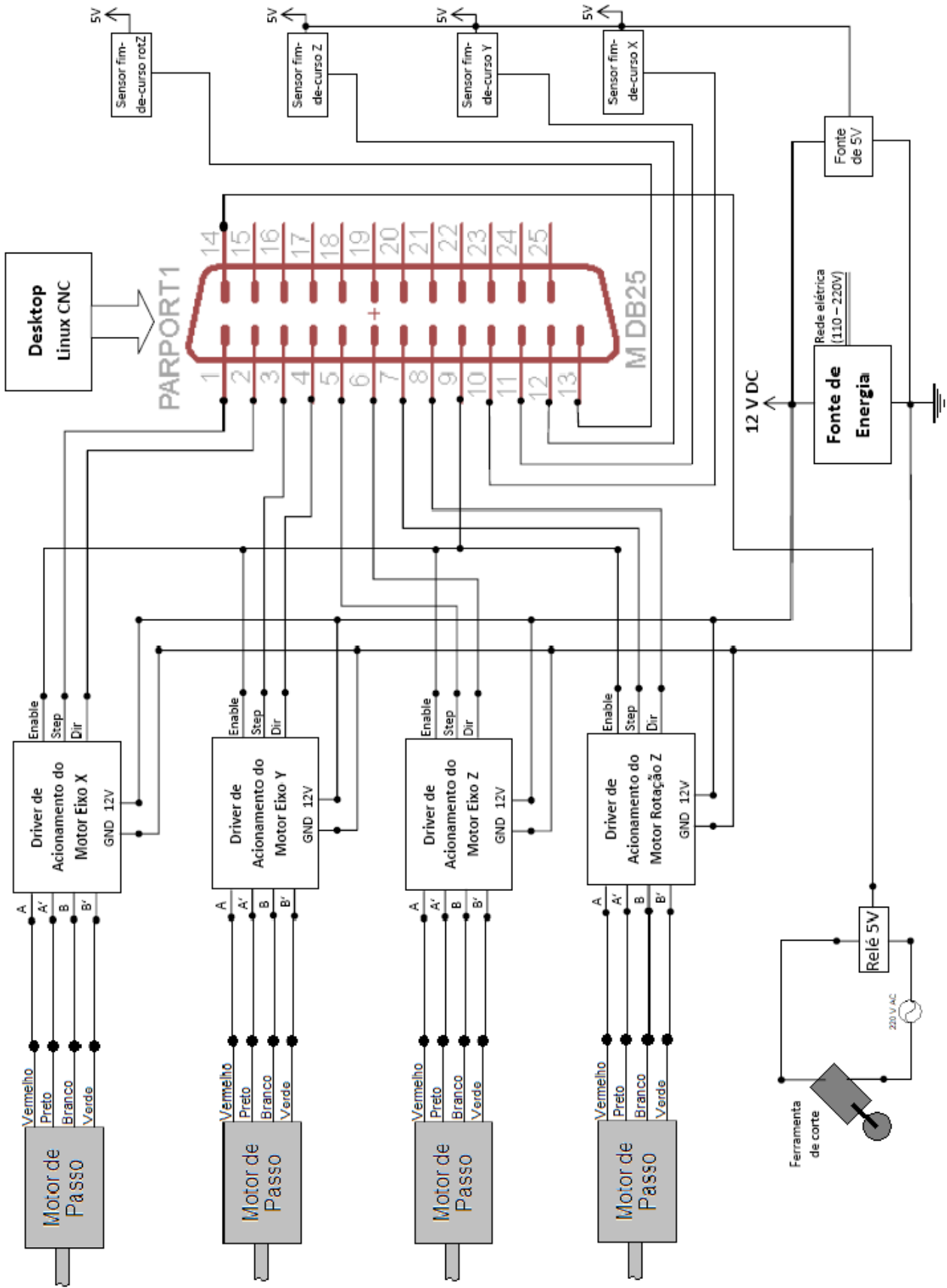
Ligação Bipolar Série	
Fios do motor	Terminal Driver
Vermelho	A+
Preto	A-
Branco	B+
Verde	B-
Amarelo / Azul	unidos
Laranja / Marron	unidos

Ligação Bipolar Paralela	
Fios do motor	Terminal Driver
Vermelho / Azul	A+
Preto / Amarelo	A-
Branco / Marron	B+
Verde / Laranja	B-

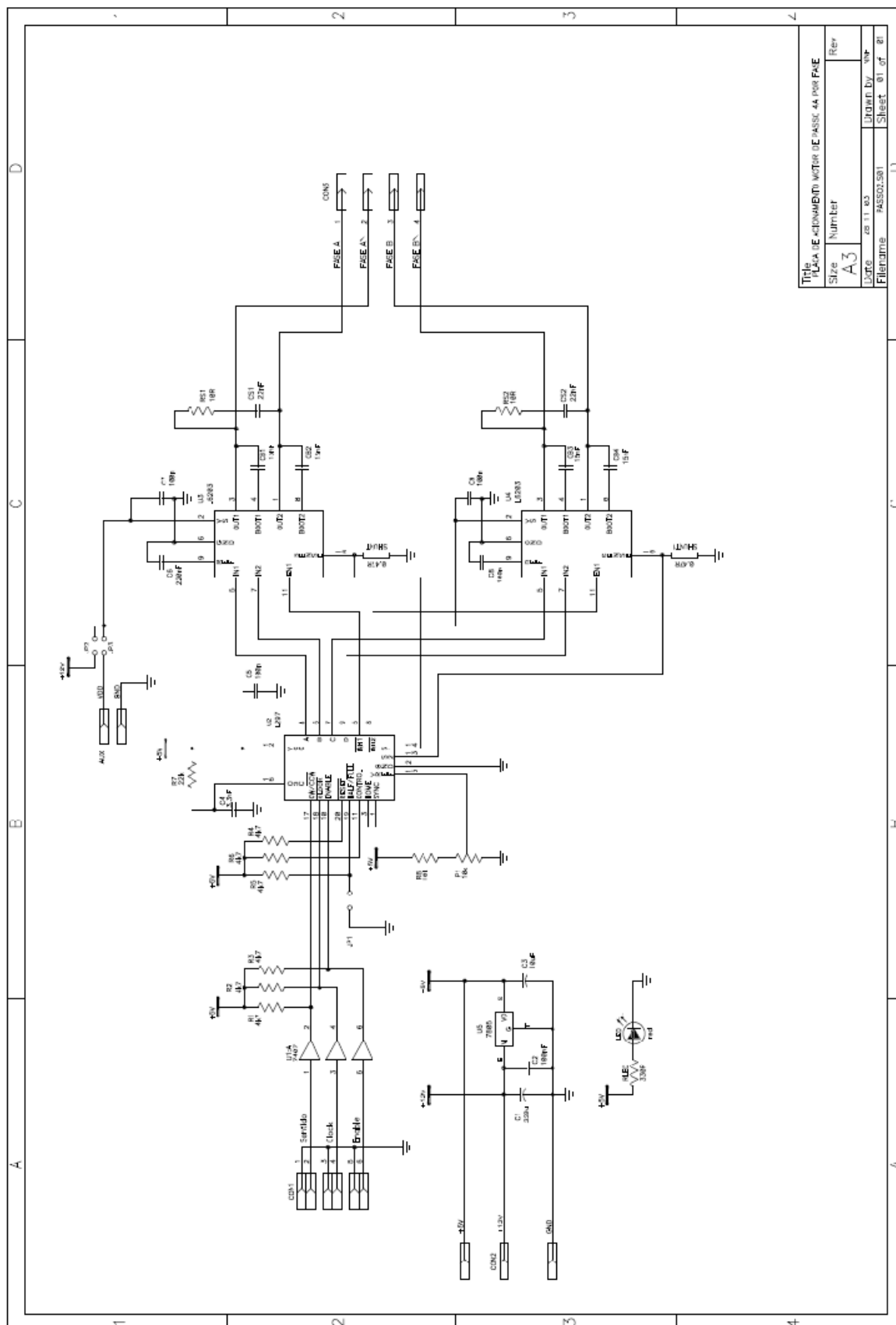
Gráfico de Desempenho



Anexo 3 – Esquema Elétrico do Projeto



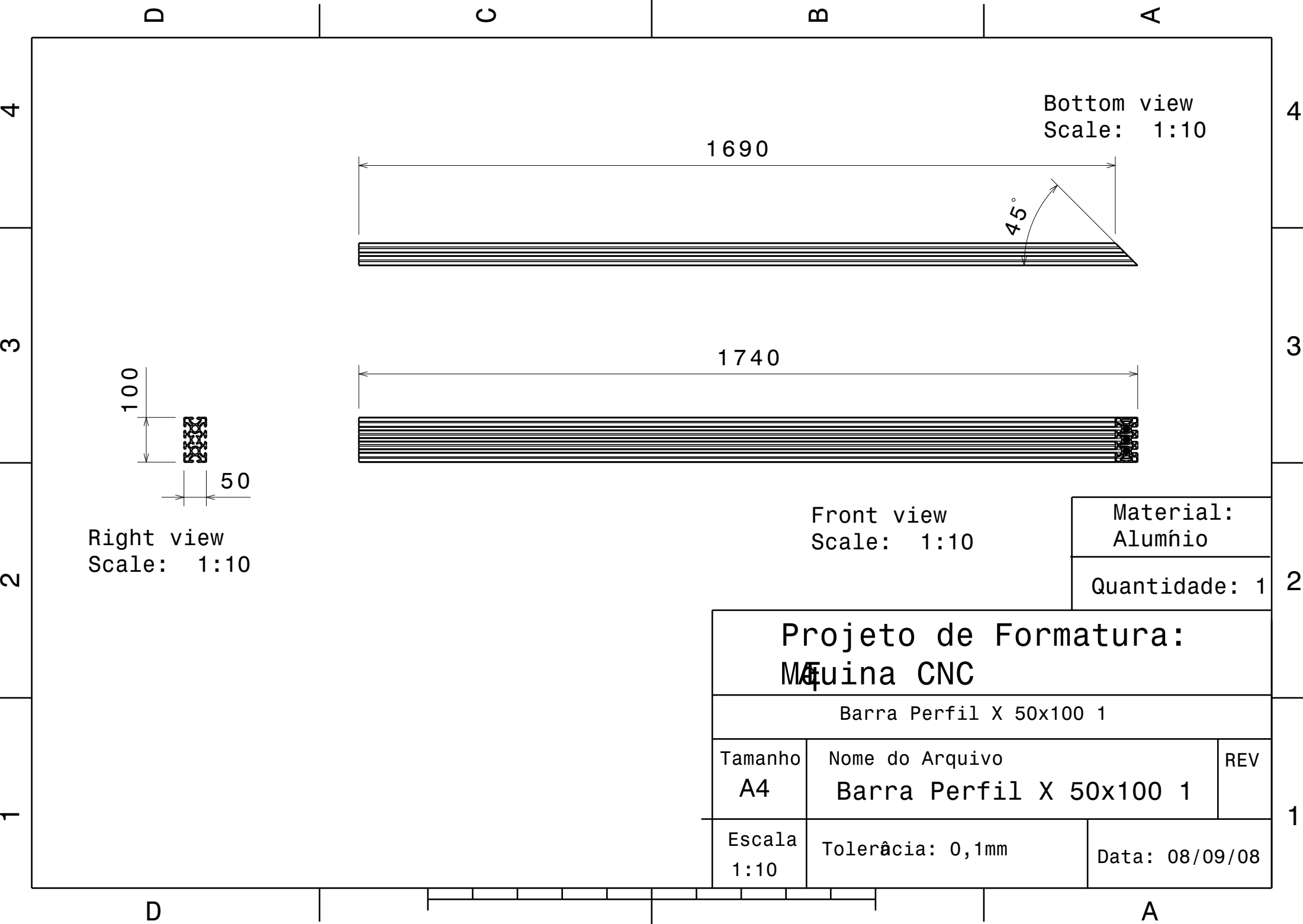
Anexo 4 – Esquema Elétrico do Driver de Acionamento



14. Referências Bibliográficas

- [1] TIMOSHENKO, P. S.; GERE J. **Mecânica dos Sólidos**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1994. 256p.
- [2] SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1984. 2 v.
- [3] NSK Ltd. **NSK Rolamentos**. São Paulo, [2005]. Apresenta teoria de dimensionamento.
- [4] CORREIAS SCHNEIDER. **Catálogos de Medidas**. São Paulo, [2006]. 84p. Apresenta polias e correias.
- [5] GATES Brasil – O nome mais confiável do mundo em correias e mangueiras. Disponível em <<http://www.gatesbrasil.com.br/>>. Acesso em 28 jun. 2008.
- [6] AKIYAMA, Distribuidora de Componentes Eletrônicos. Disponível em: <<http://www.akiyama.com.br/>>. Acesso em 28 jun. 2008.
- [7] **EMC² – The Enhanced Machine Controller: V2.1 User Handbook**. 2007. Disponível em <http://www.linuxcnc.org/docs/EMC2_User_Manual.pdf>
- [8] **Metaltex**. Disponível em: <<http://www.metaltex.com.br/classe.asp?classe=Automa%E7%E3o>>. Acesso em 02 out. 2008.
- [9] **Burgoseletrônica**. Disponível em: <<http://www.burgoseletronica.net/reedswitch.htm>>. Acesso em 03 out. 2008.
- [10] **Metaltex - Reed Switch Databook**. Disponível em: <<http://www.metaltex.com.br/downloads/OKI.pdf>>. Acesso em 03 out. 2008.
- [11] Driemeier, L. **Apostila PMR-2372: Introdução aos Elementos de Máquinas – Dimensionamento por Fadiga**. São Paulo, [2007].

Desenhos de Conjunto



D

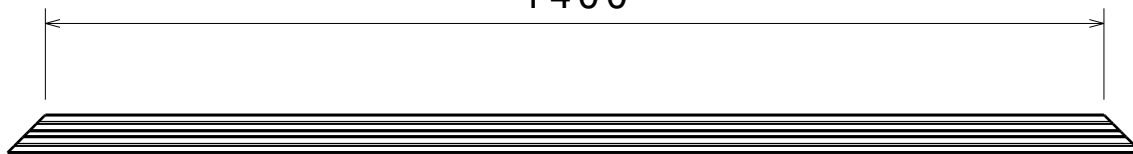
C

B

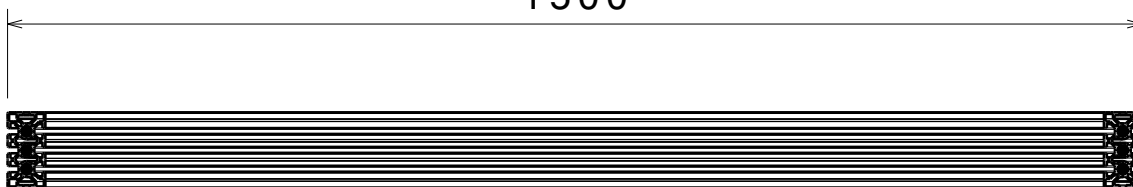
A

Bottom view
Scale: 1:10

1400

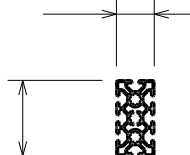


1500



50

100



Right view
Scale: 1:10

Front view
Scale: 1:10

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura:
Máquina CNC

Barra Perfil X 50x100 2

Tamanho
A4

Nome do Arquivo
Barra Perfil X 50x100 2

REV

Escala
1:10

Tolerância: 0,1mm

Data: 08/09/08

D

A

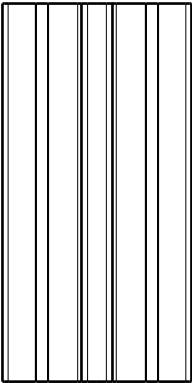
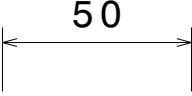
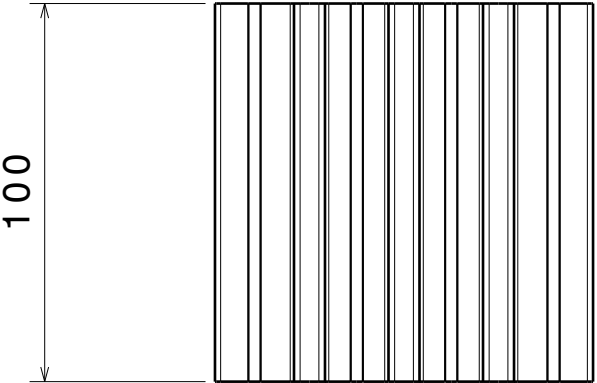
D

C

B

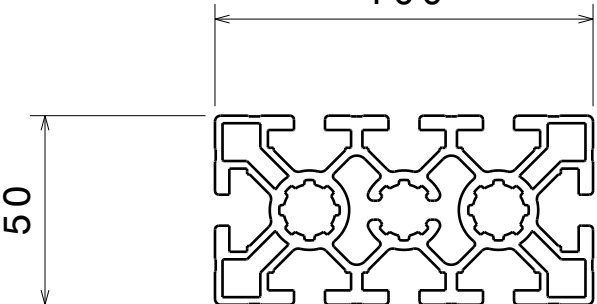
A

Front view
Scale: 1:2



Left view
Scale: 1:2

100



50

Top view
Scale: 1:2

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura:
Máquina CNC

Barra Perfil X 50x100 3

Tamanho
A4

Nome do Arquivo
Barra Perfil X 50x100 3

REV

Escala
1:2

Tolerância: 0,1mm

Data: 08/09/08

D

A

D

C

B

A

Front view
Scale: 1:10

1640

45°

45°

1740

Right view
Scale: 1:10

50

50

Top view
Scale: 1:10

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura:
Máquina CNC

Barra Perfil X 50x50 1

Tamanho
A4

Nome do Arquivo

Barra Perfil X 50x50 1

REV

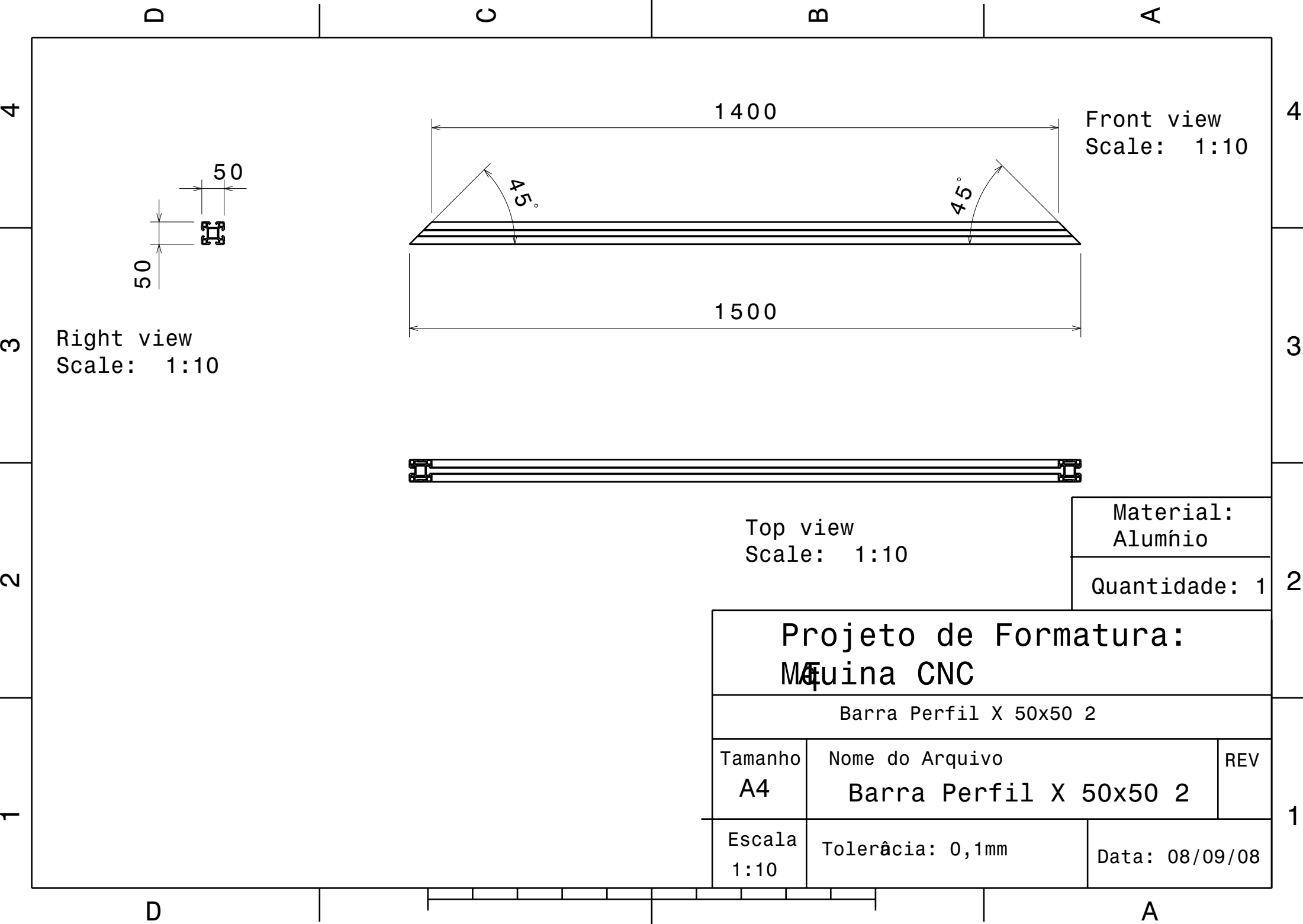
Escala
1:10

Tolerância: 0,1mm

Data: 08/09/08

D

A



D

C

B

A

4

4

3

3

2

2

1

1

1400

Front view
Scale: 1:10

50
50
50

Right view
Scale: 1:10

45°

45°

1500

Top view
Scale: 1:10

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura:
Máquina CNC

Barra Perfil X 50x50 2

Tamanho A4	Nome do Arquivo Barra Perfil X 50x50 2	REV
---------------	---	-----

Escala 1:10	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08
----------------	-------------------	----------------

D

A

D

C

B

A

4

4

3

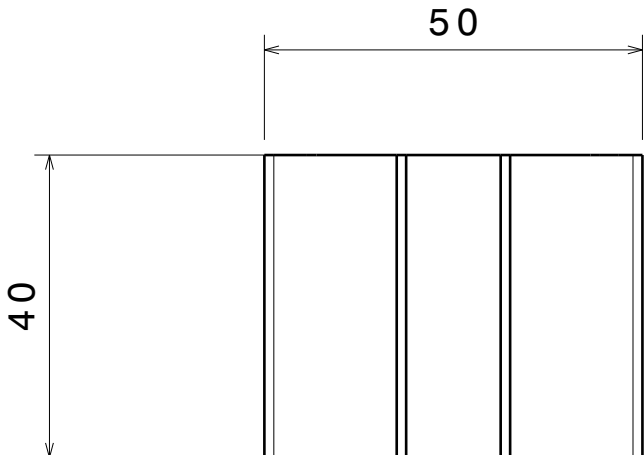
3

2

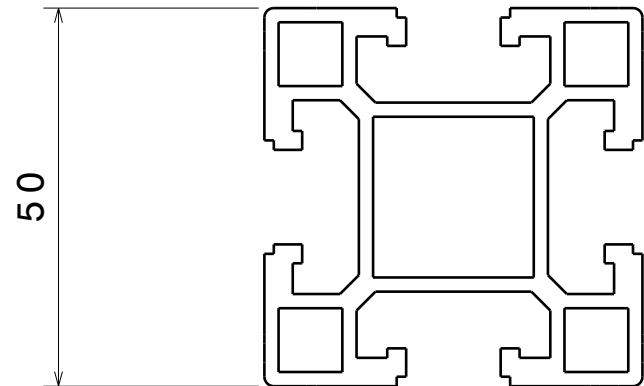
2

1

1



Front view
Scale: 1:1



Top view
Scale: 1:1

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Barra Perfil X 50x50 3

Tamanho
A4

Nome do Arquivo
Barra Perfil X 50x50 3

REV

Escala
1:1

Tolerância: 0,1mm

Data: 08/09/08

D

A

D

C

B

A

4

4

3

3

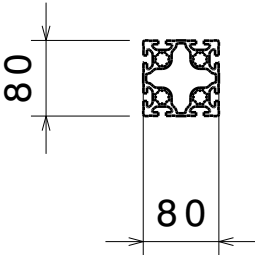
2

2

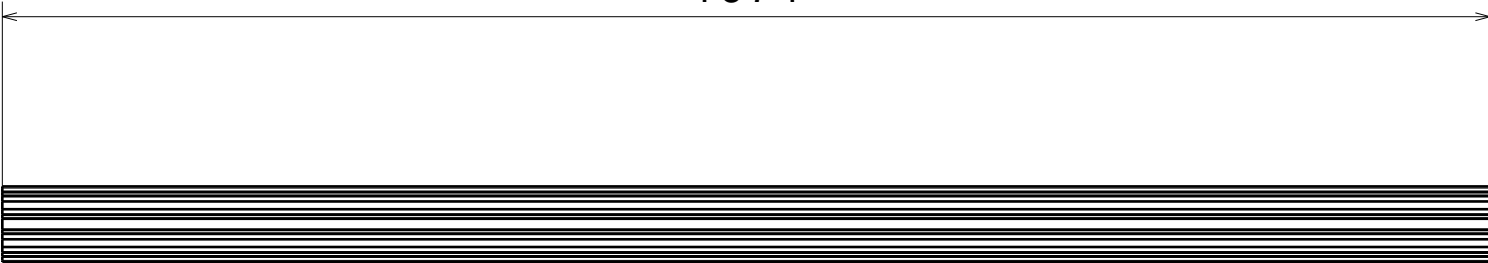
1

1

Right view
Scale: 1:8



1574



Front view
Scale: 1:8

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura:
Máquina CNC

Barra Perfil X 80x80

Tamanho
A4

Nome do Arquivo
Barra Perfil X 80x80

REV

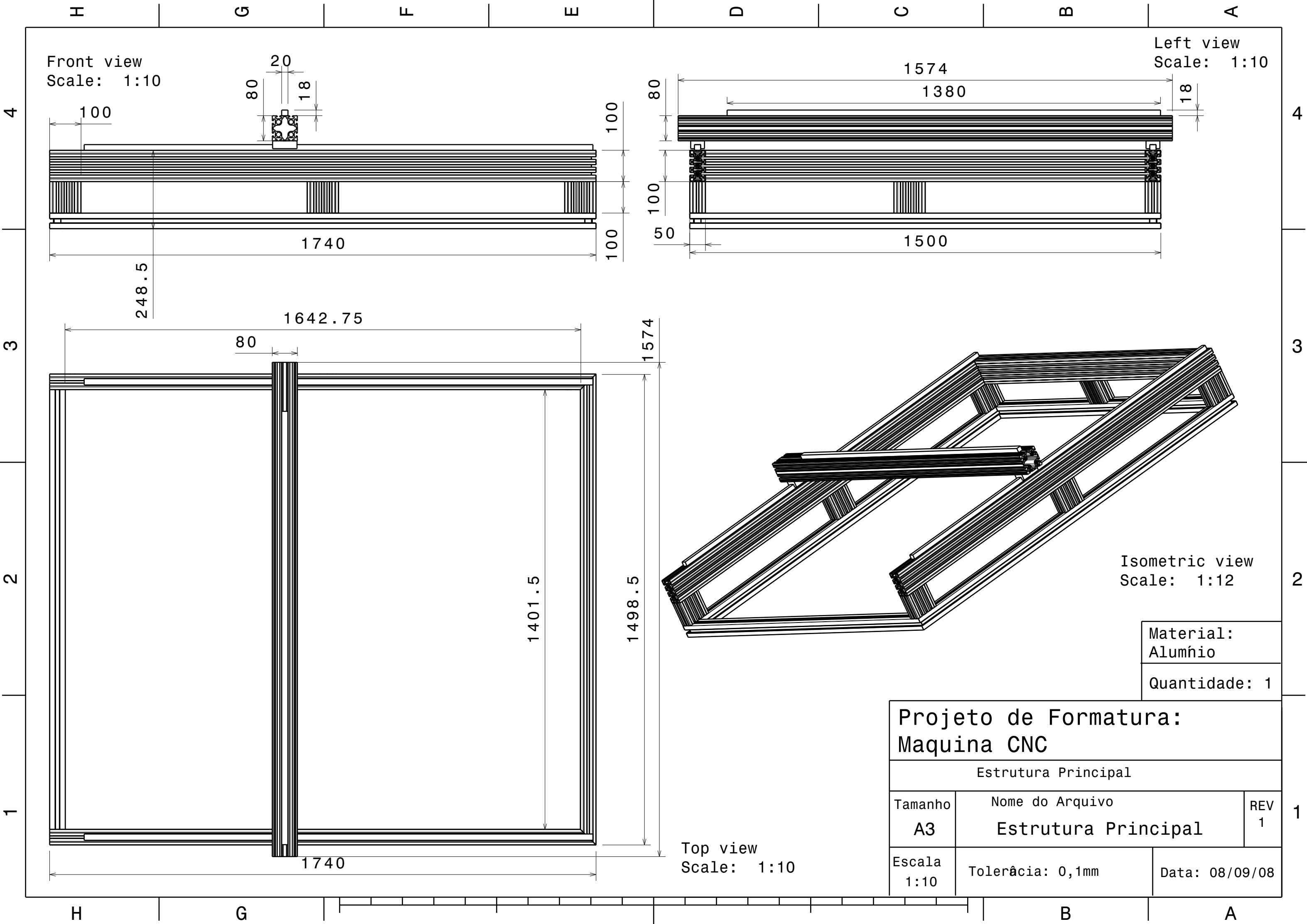
Escala
1:8

Tolerância: 0,1mm

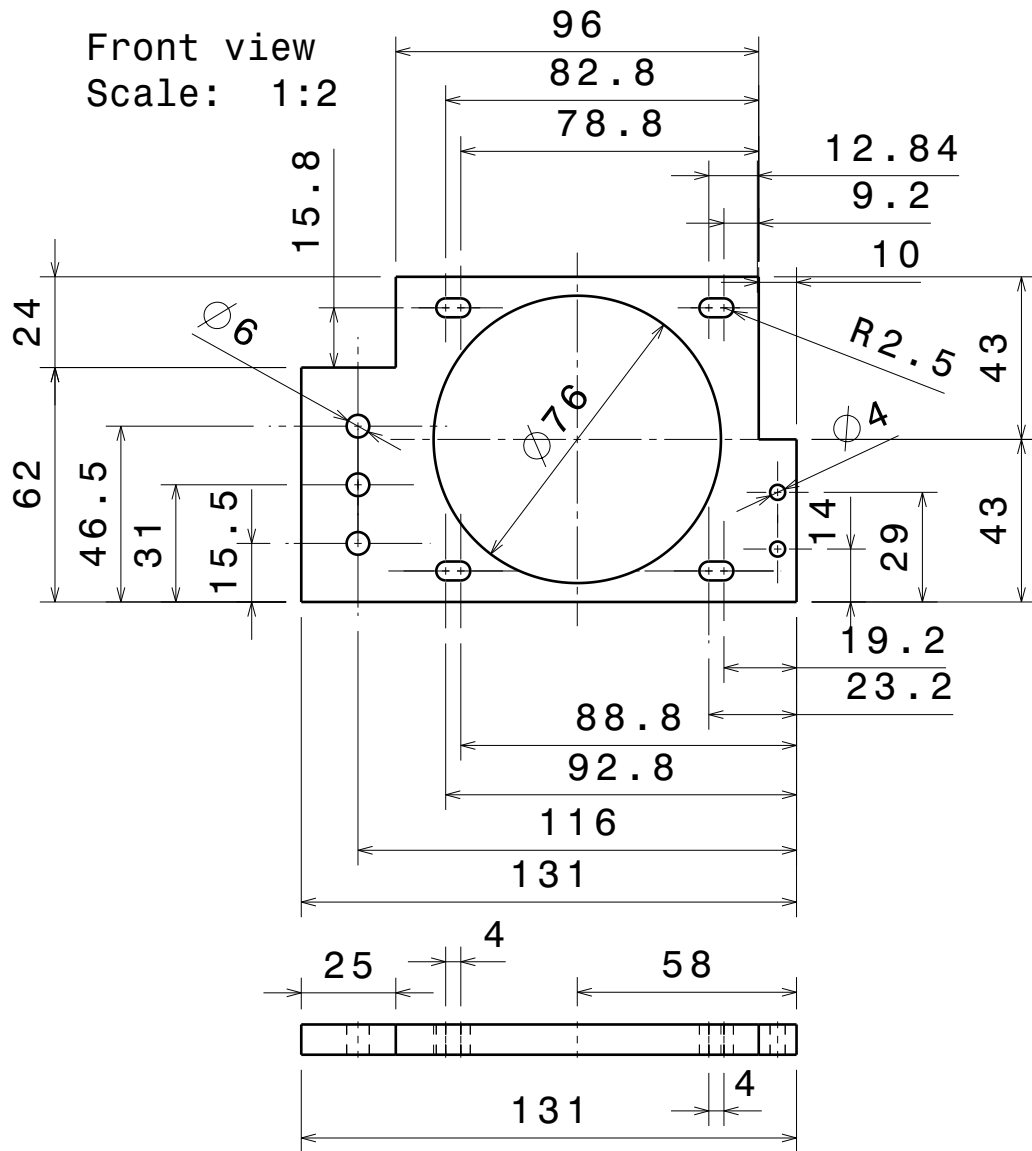
Data: 08/09/08

D

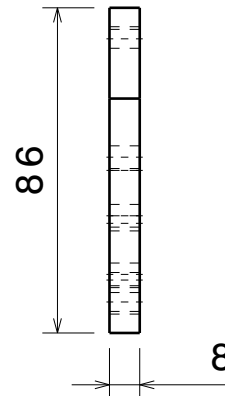
A



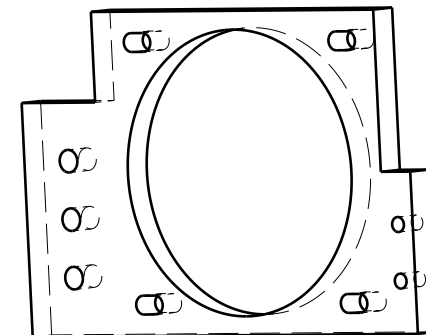
Front view
Scale: 1:2



Top view
Scale: 1:2



Left view
Scale: 1:2



Isometric view
Scale: 1:2

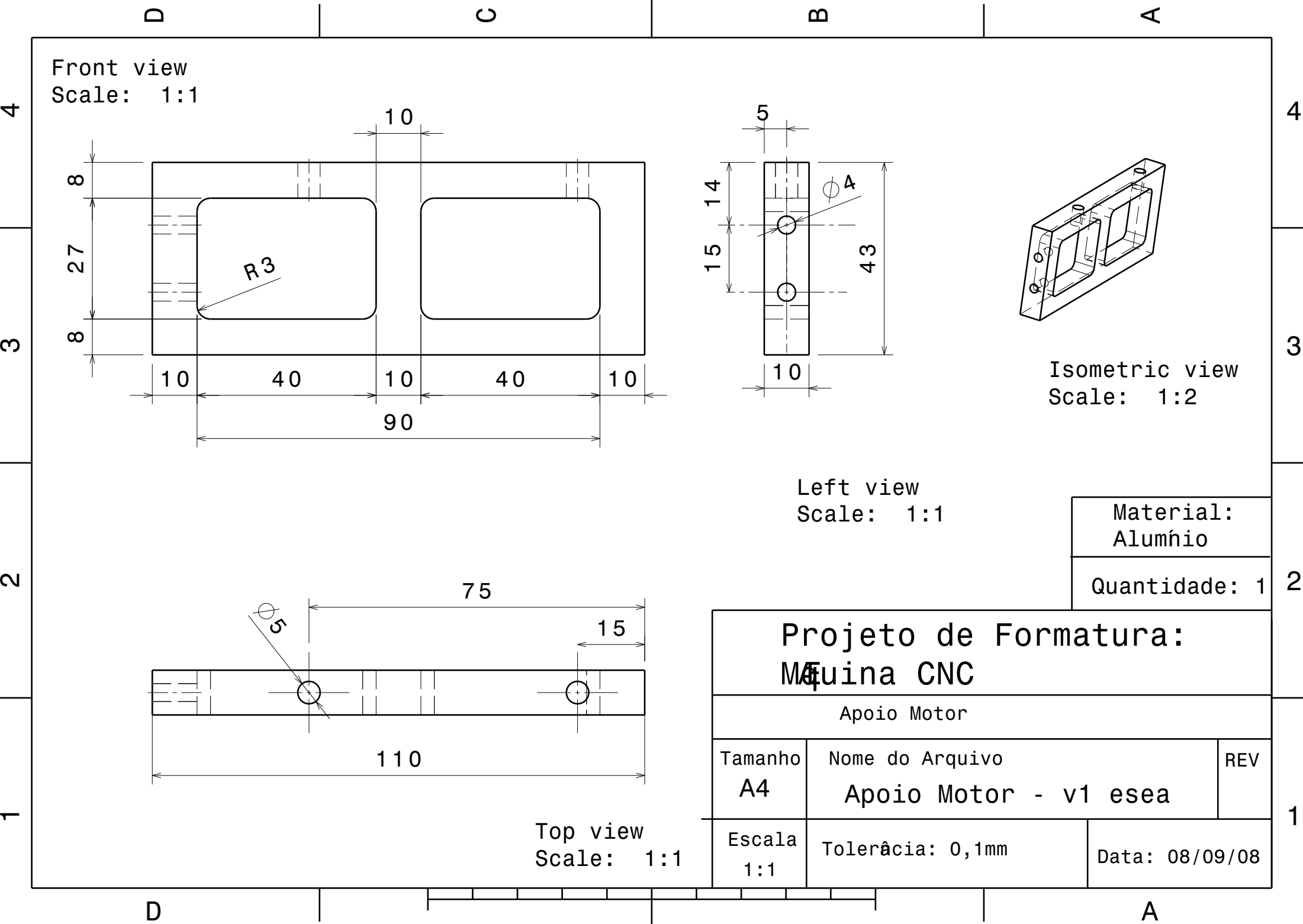
Material:
Alumínio

Quantidade: 1

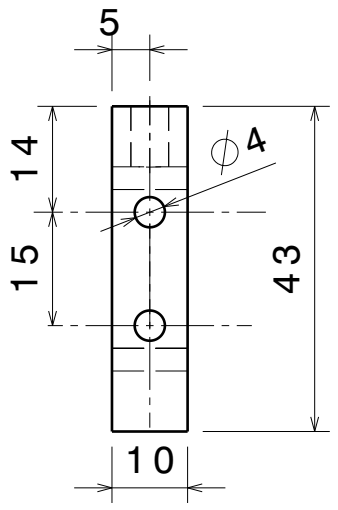
Projeto de Formatura: Máquina CNC

Acoplamento Motor 1

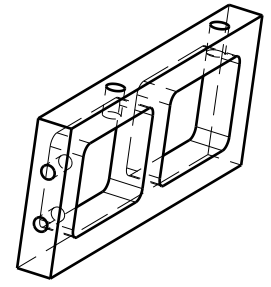
Tamanho	Nome do Arquivo	REV
A4	Acoplamento Motor 1 - v1 esea	
Escala	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08
1:2		



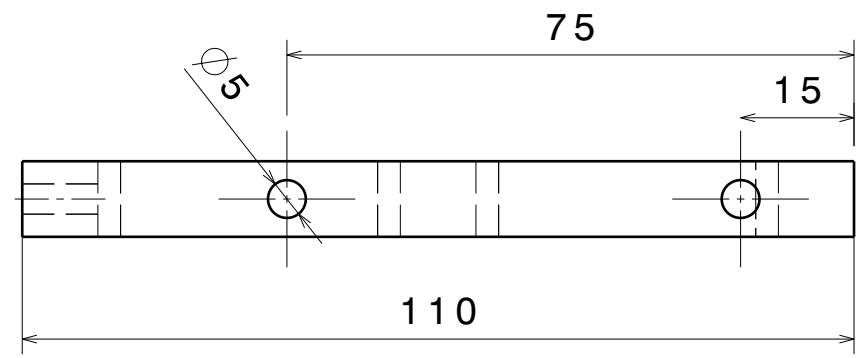
Front view
Scale: 1:1



Left view
Scale: 1:1



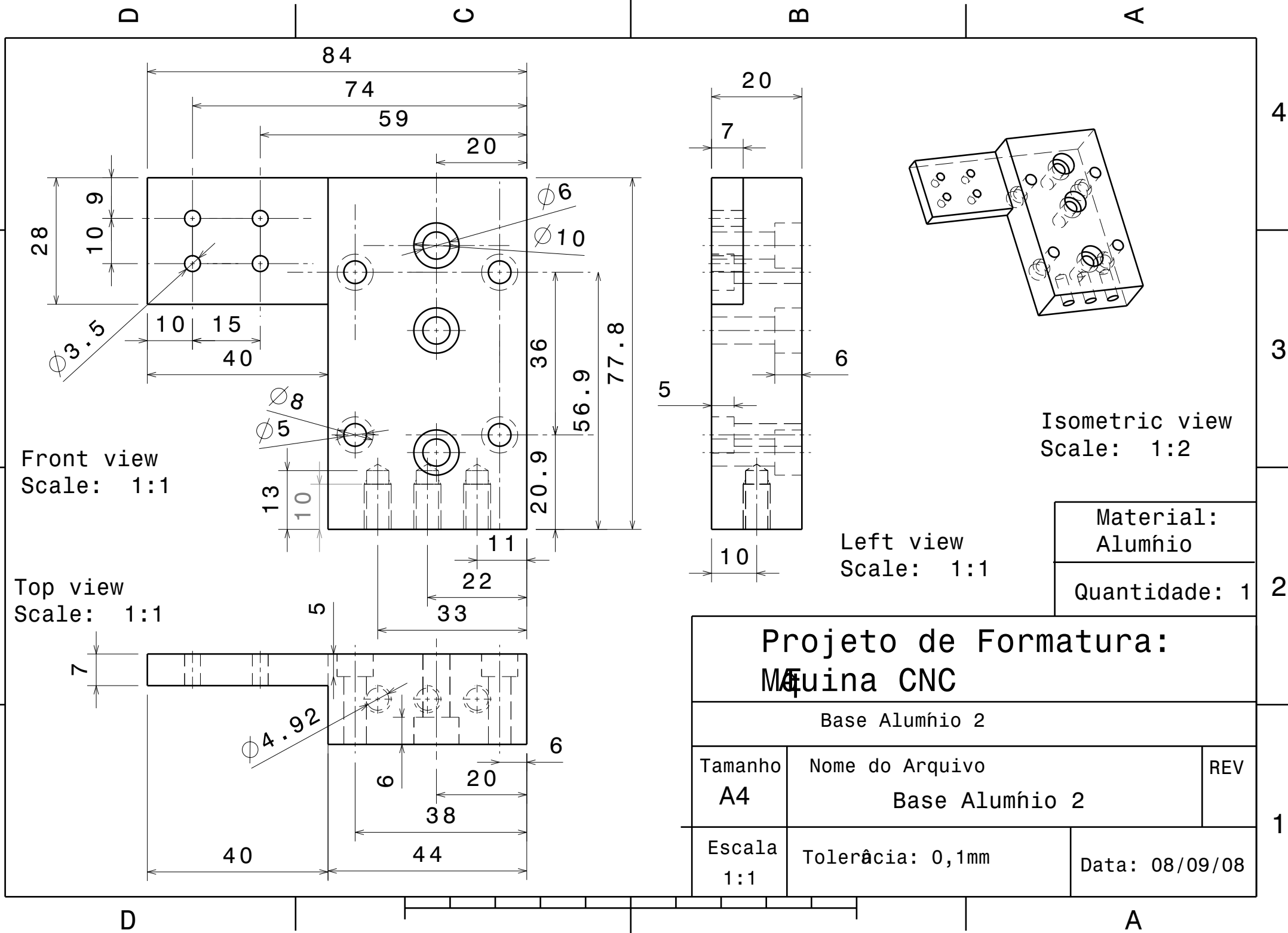
Isometric view
Scale: 1:2

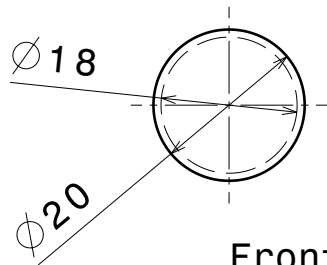


Top view
Scale: 1:1

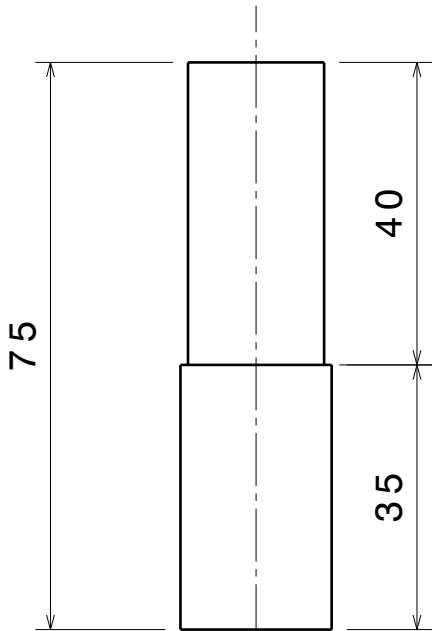
Material: Alumínio
Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC		
Apoio Motor		
Tamanho A4	Nome do Arquivo Apoio Motor - v1 esea	REV
Escala 1:1	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08

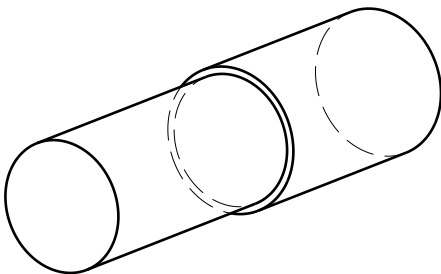




Front view
Scale: 1:1



Top view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

Material:
Aço
Quantidade: 1

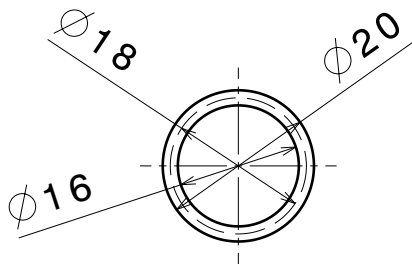
Projeto de Formatura:		
Máquina CNC		
Eixo Polias Eixo Z 1		
Tamanho	Nome do Arquivo	REV
A4	Eixo Polias Eixo Z 1- v1 esea	
Escala	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08
1:1		

D

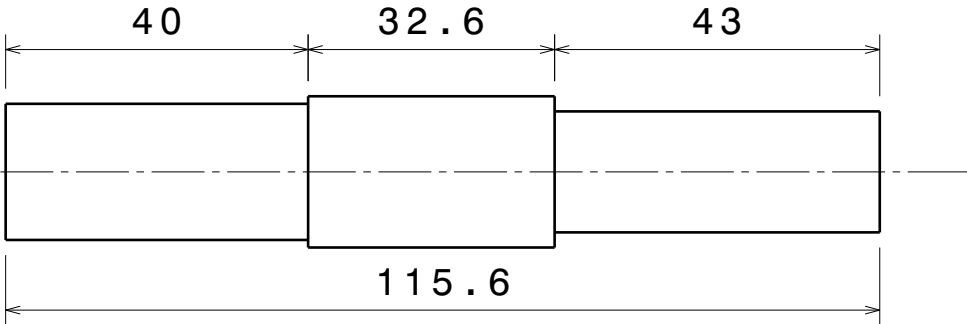
C

B

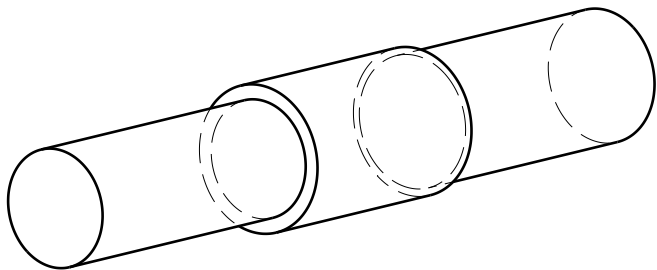
A



Front view
Scale: 1:1



Left view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

Material:
Aço

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Eixo Polias Eixo Z 2

Tamanho
A4

Nome do Arquivo
Eixo Polias Eixo Z 2 - v1 esea

REV

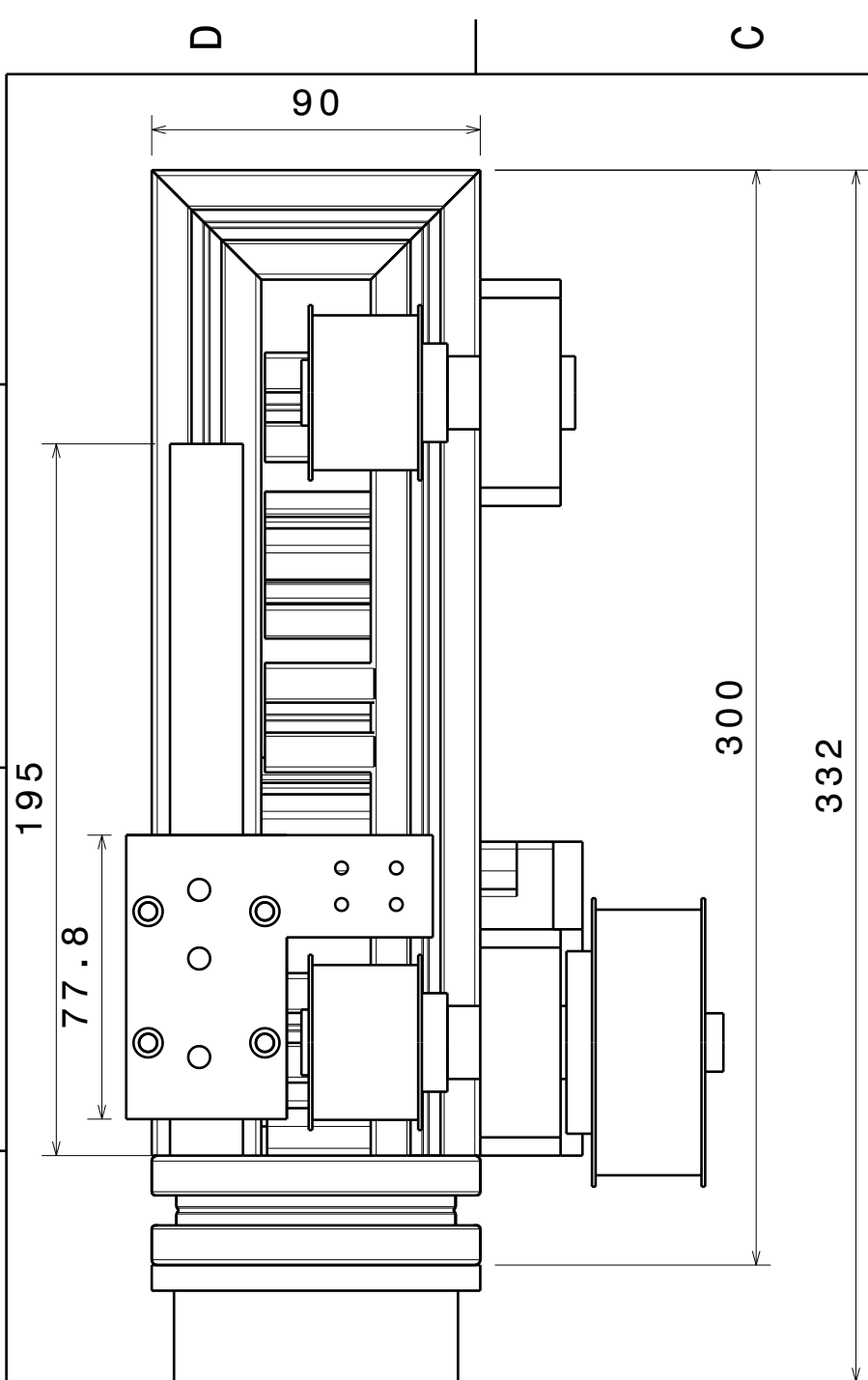
Escala
1:1

Tolerância: 0,1mm

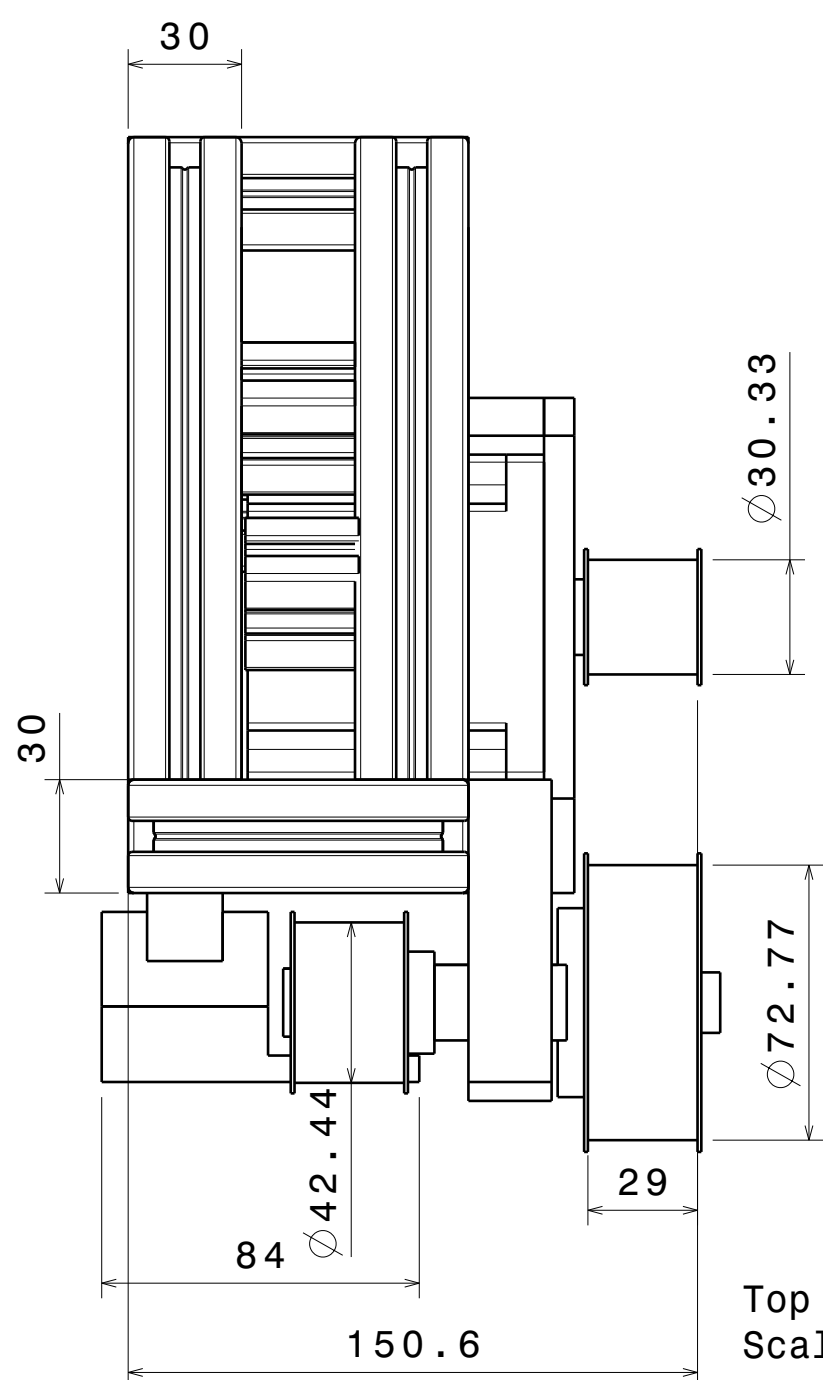
Data: 08/09/08

D

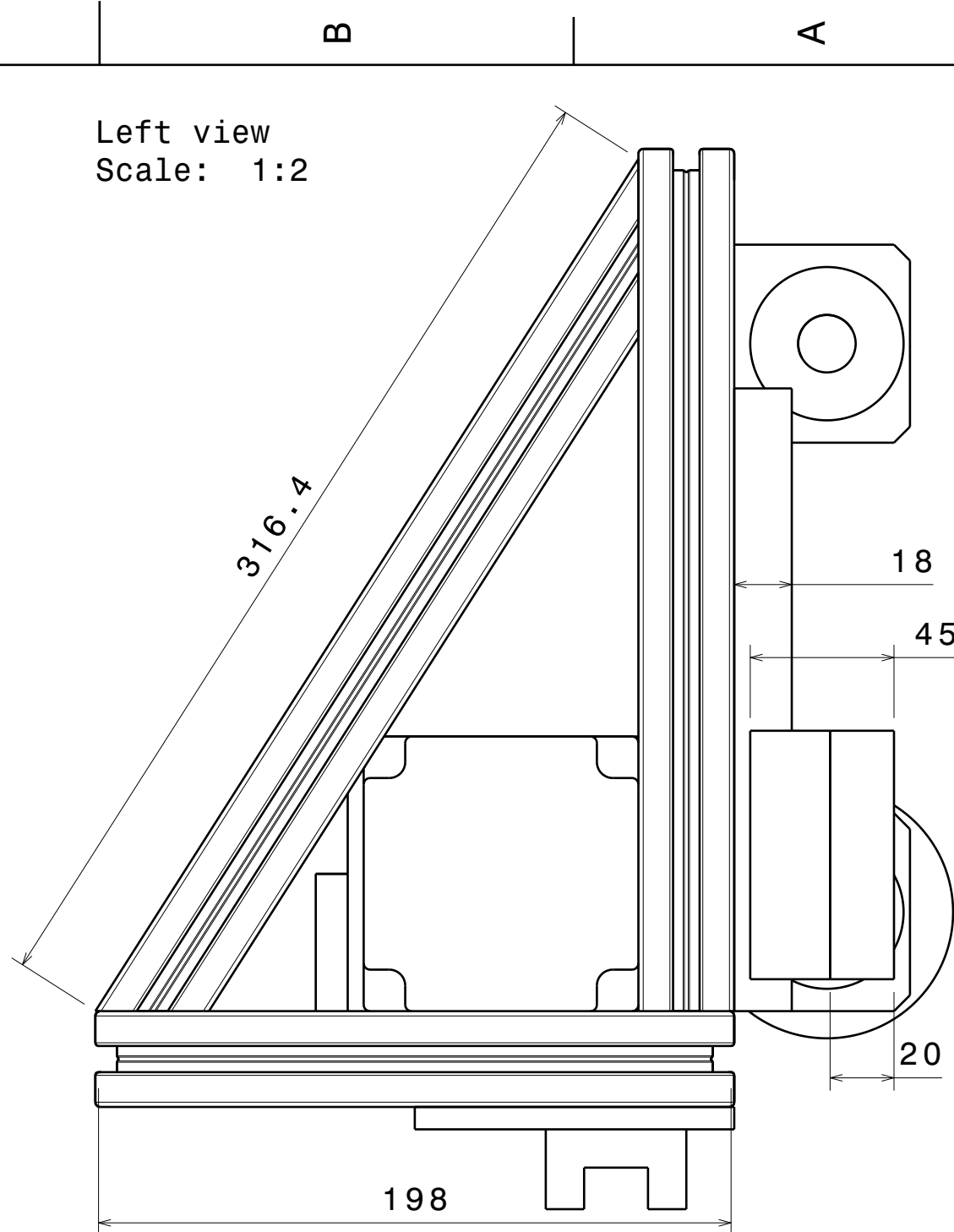
A



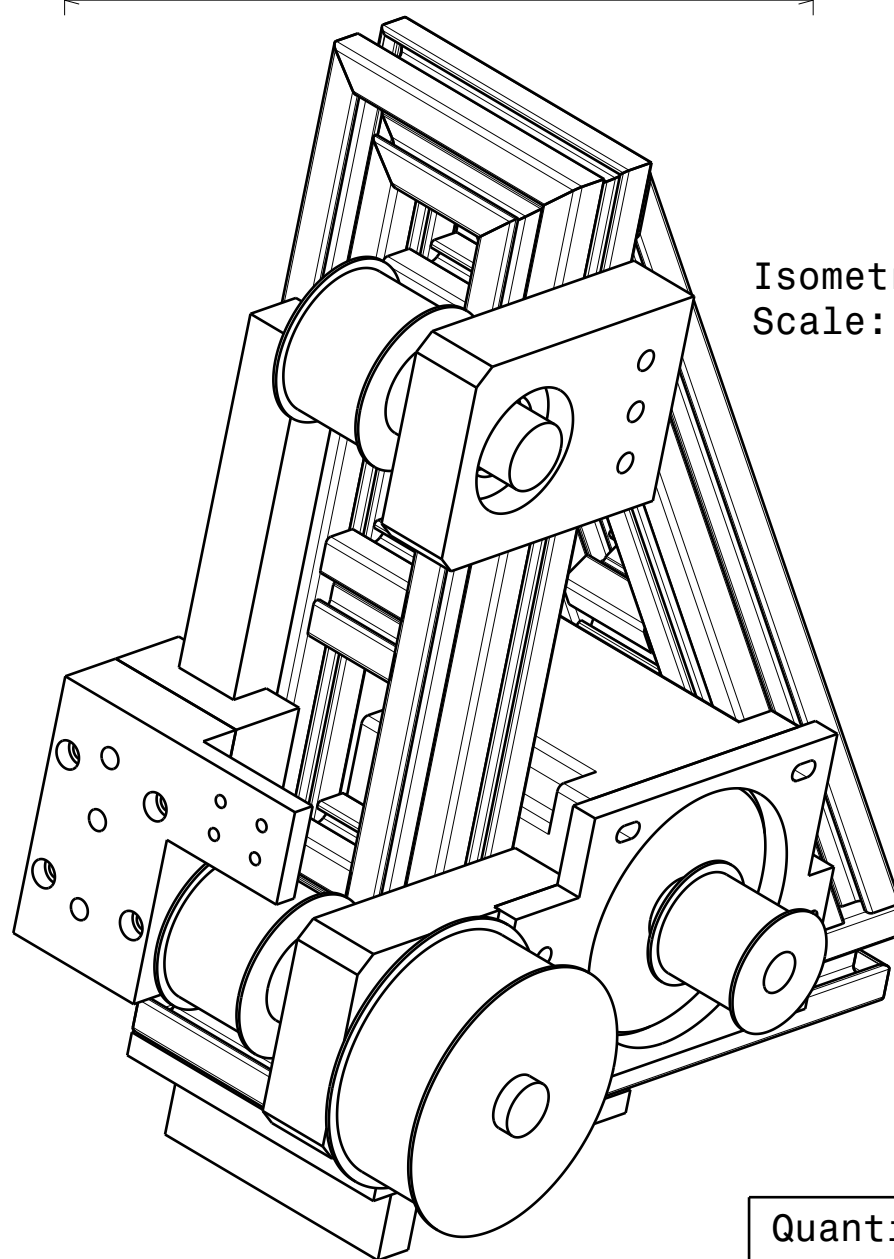
Front view
Scale: 1:2



Top view
Scale: 1:2



Left view
Scale: 1:2



Isometric view
Scale: 1:2

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Estrutura Suporte do Eixo rvore

Tamanho
A3

Arquivo
Estrutura Suporte Eixo Arvore

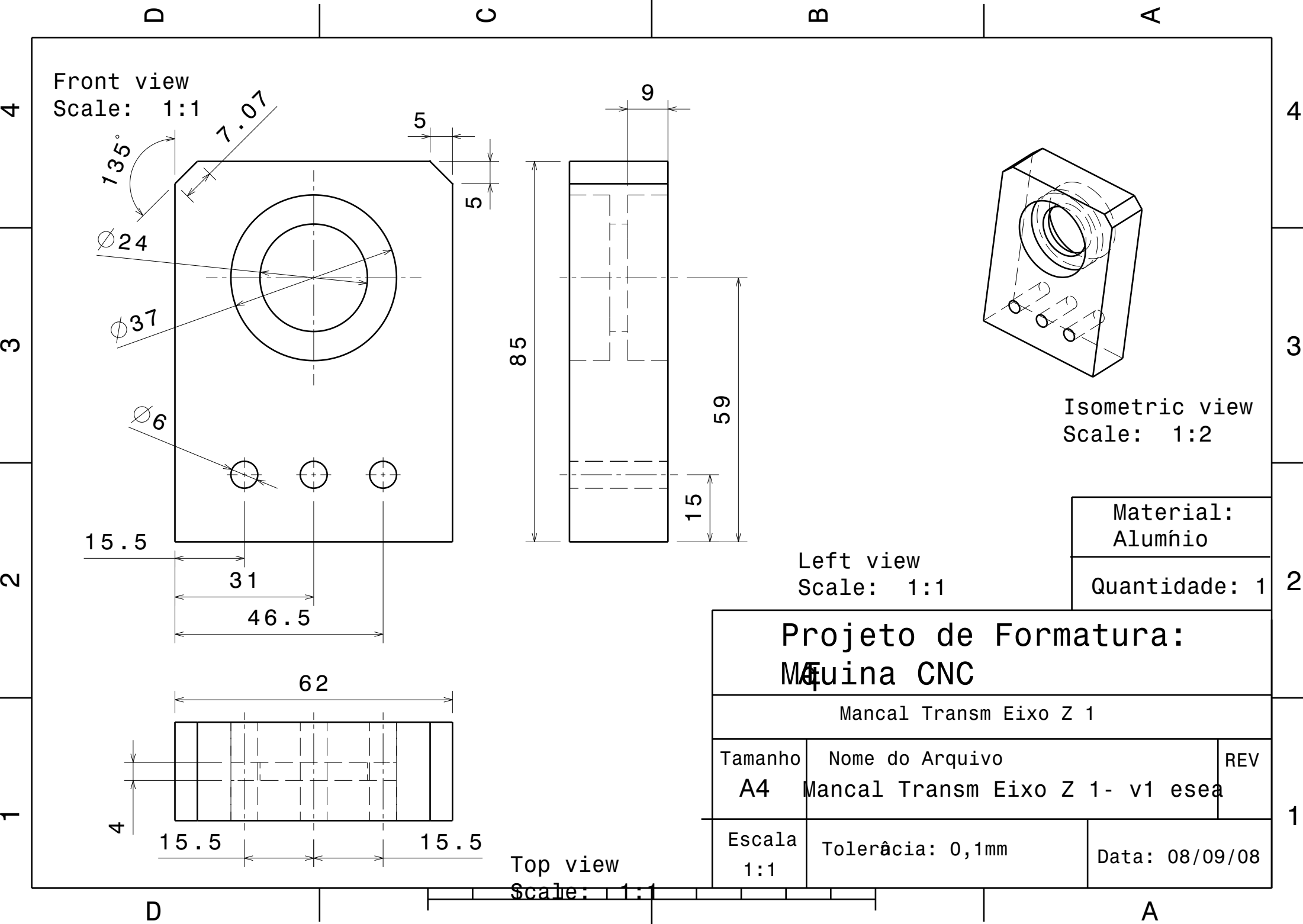
REV

ESCALA 1:1

Tolerância: 0.1mm

Data: 08/09/08

A



Front view
Scale: 1:1

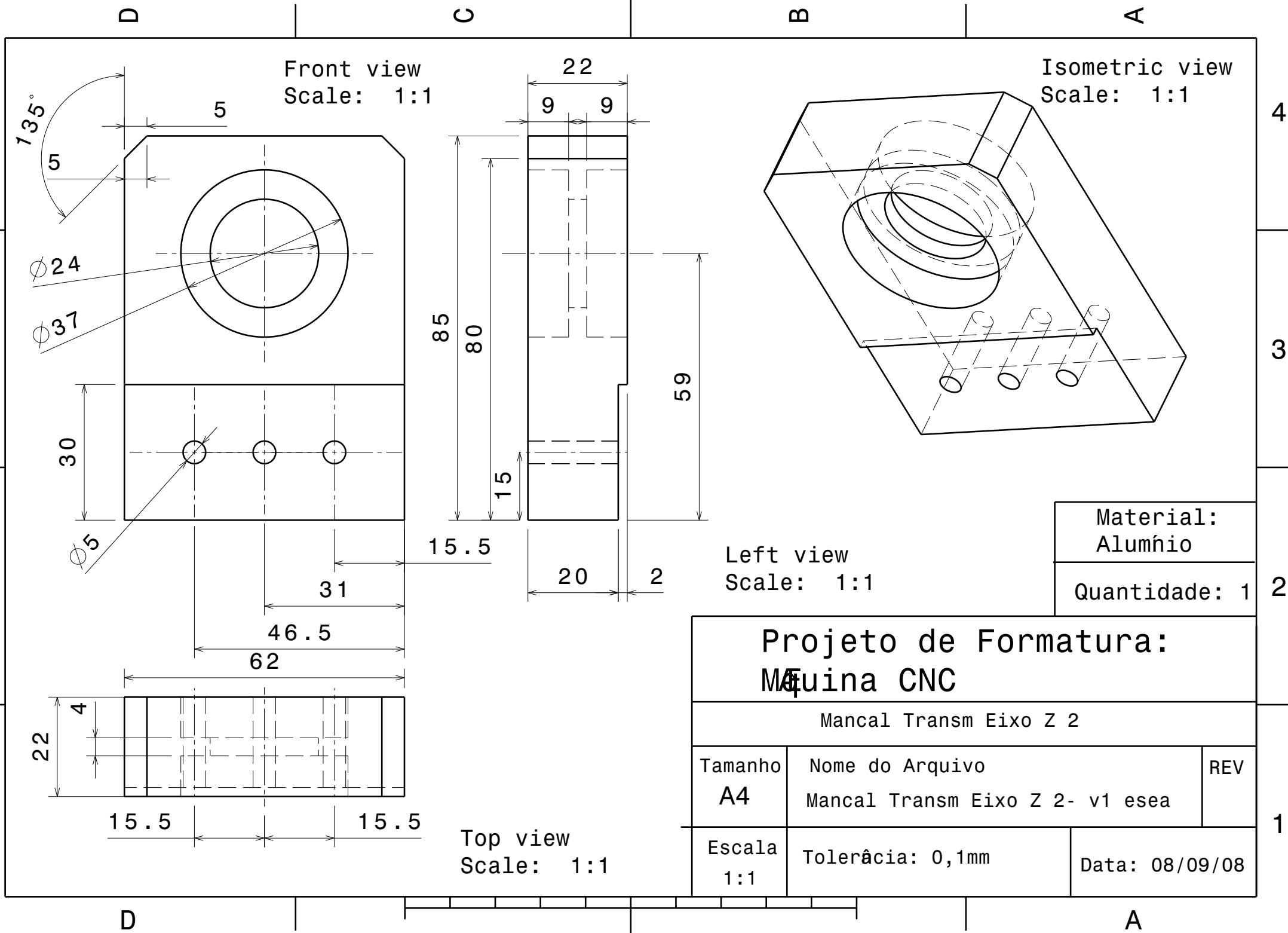
Isometric view
Scale: 1:2

Left view
Scale: 1:1

Top view
Scale: 1:1

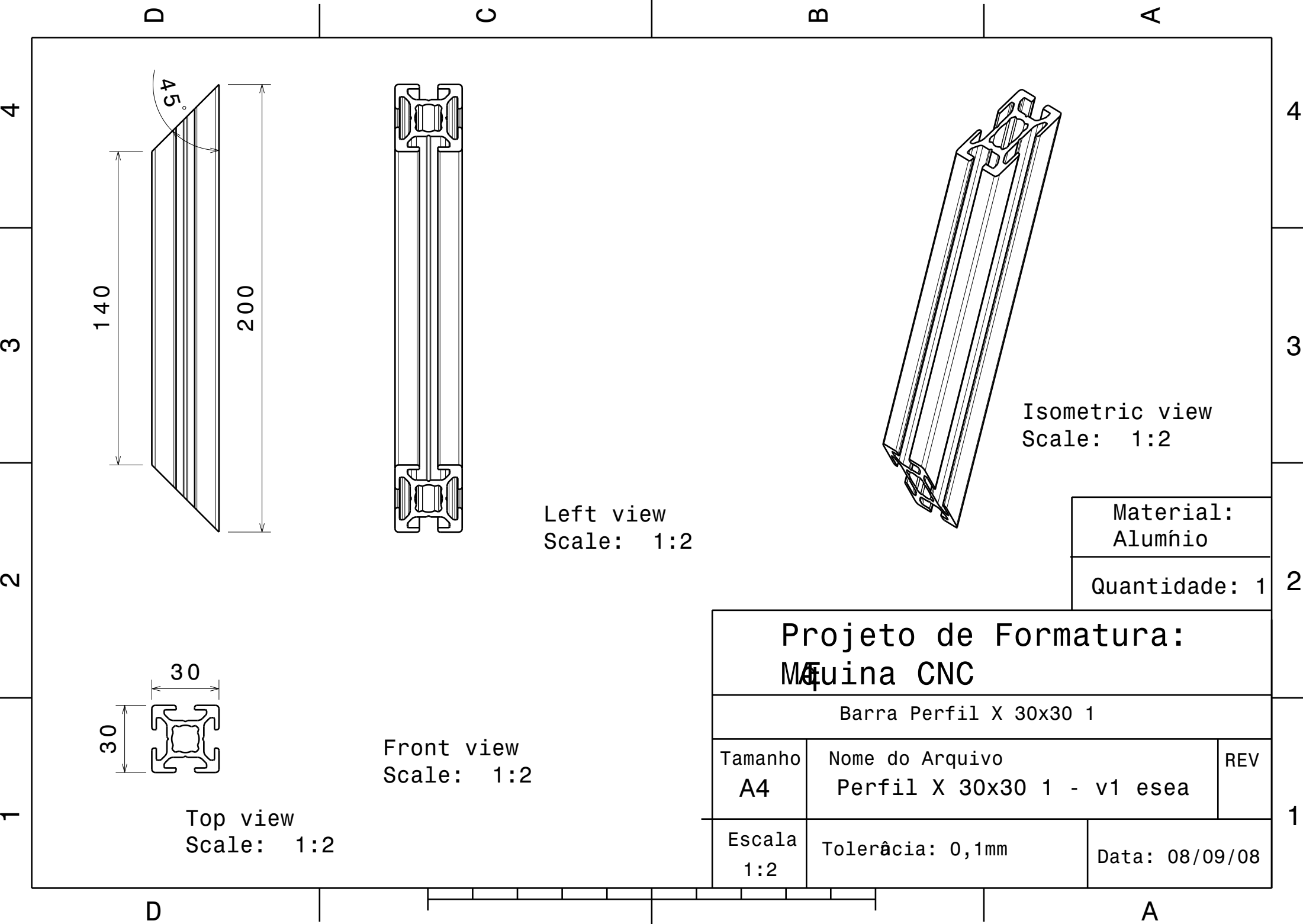
Material: Alumínio
Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC		
Mancal Transm Eixo Z 1		
Tamanho A4	Nome do Arquivo Mancal Transm Eixo Z 1- v1 esea	REV
Escala 1:1	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08

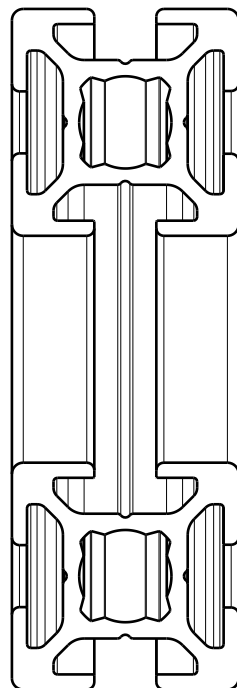
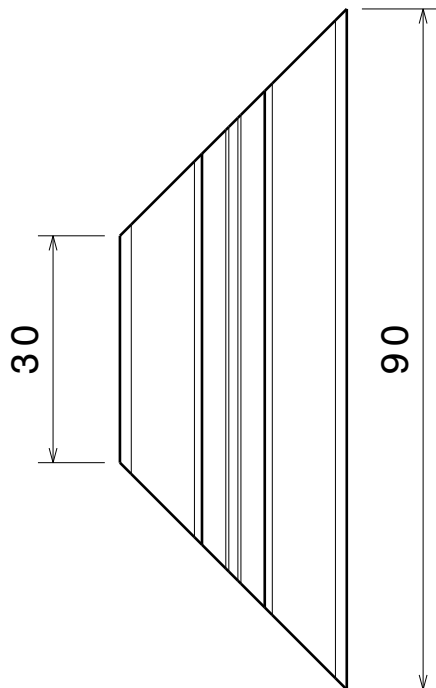


Material: Alumínio
Quantidade: 1

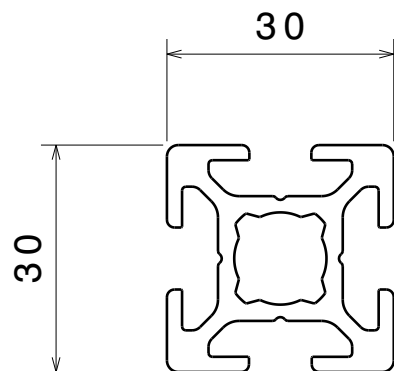
Projeto de Formatura: Máquina CNC		
Mancal Transm Eixo Z 2		
Tamanho A4	Nome do Arquivo Mancal Transm Eixo Z 2- v1 esea	REV
Escala 1:1	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08



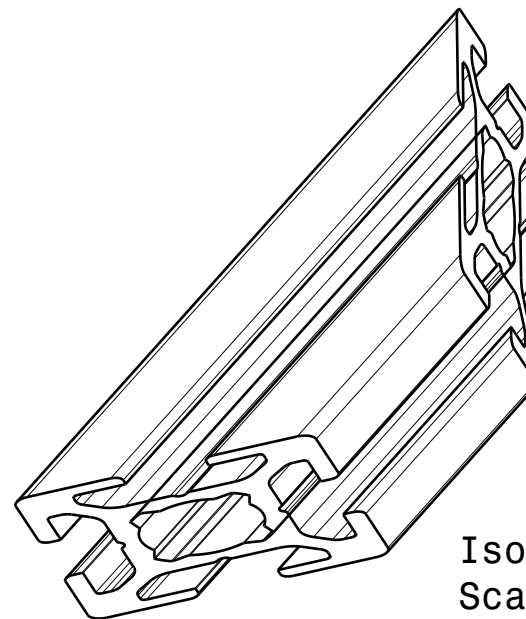
Front view
Scale: 1:1



Left view
Scale: 1:1



Top view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Perfil X 30x30 2

Tamanho

A4

Nome do Arquivo

Perfil X 30x30 2 - v1 esea

REV

Escala

1:1

Tolerância: 0,1mm

Data: 08/09/08

D

C

B

A

4

4

3

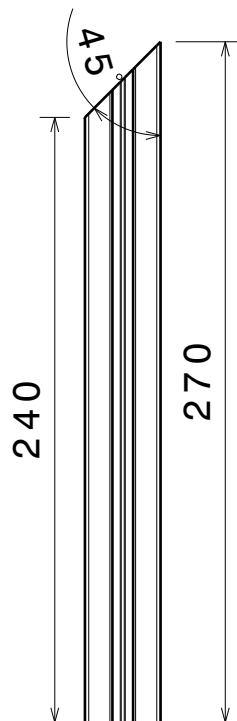
3

2

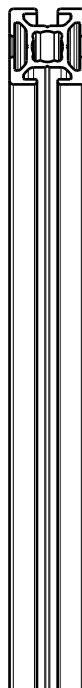
2

1

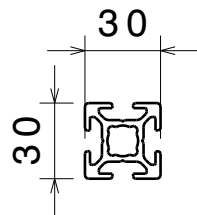
1



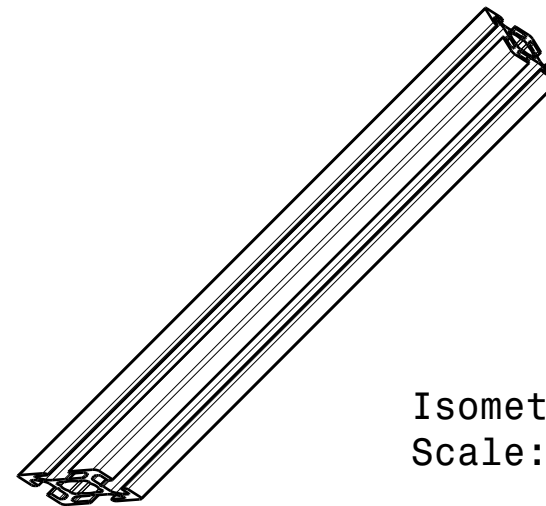
Front view
Scale: 1:3



Left view
Scale: 1:3



Top view
Scale: 1:3



Isometric view
Scale: 1:3

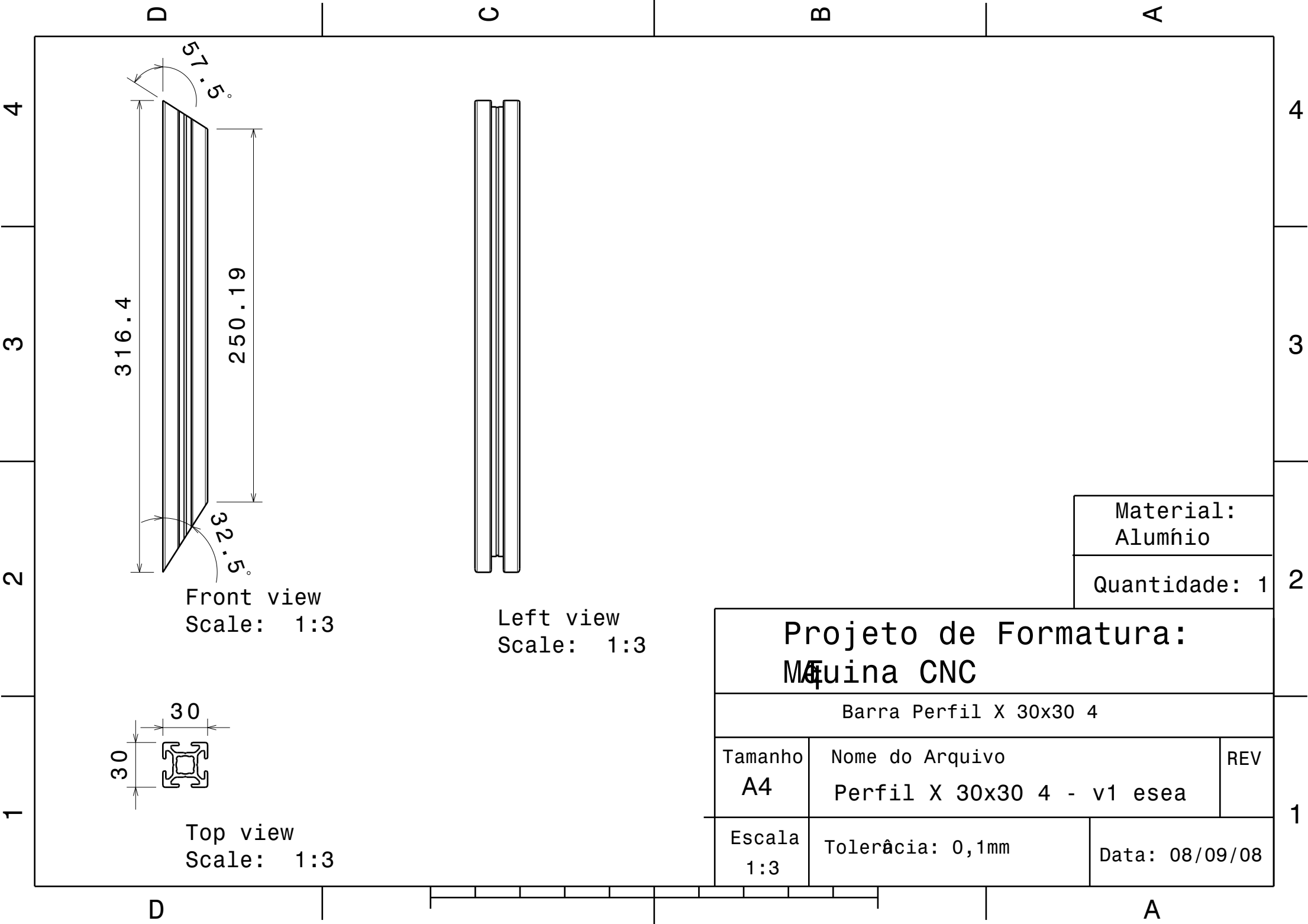
Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Barra Perfil X 30x30 3

Tamanho A4	Nome do Arquivo Perfil X 30x30 3 - v1 esea	REV
Escala 1:3	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08



D

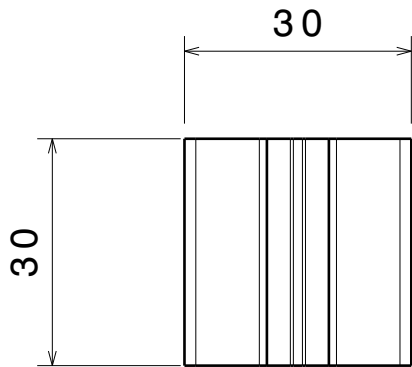
C

B

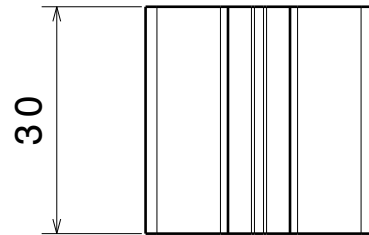
A

4

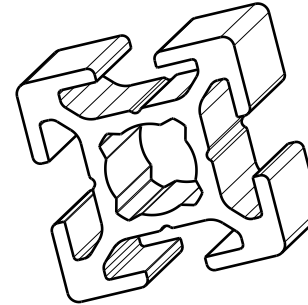
4



Front view
Scale: 1:1



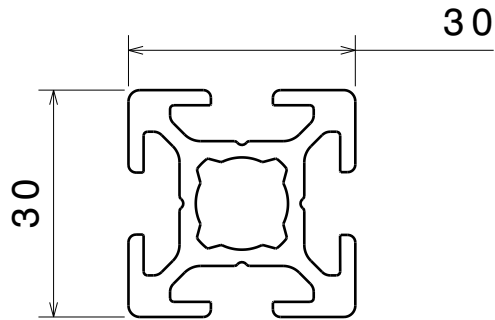
Left view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

3

3



Top view
Scale: 1:1

2

2

Material: Alumínio
Quantidade: 1

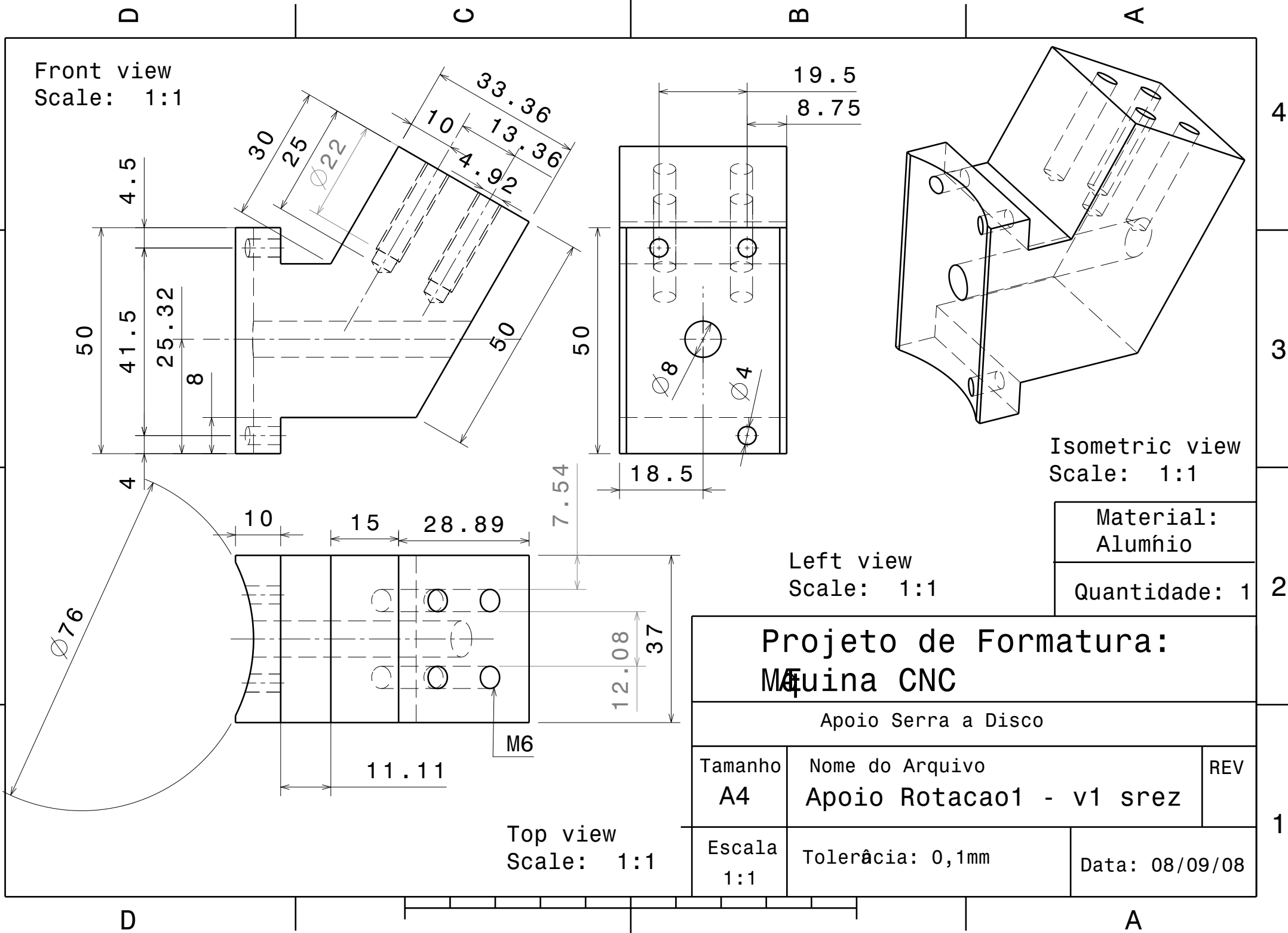
Projeto de Formatura: Máquina CNC		
Barra Perfil X 30x30 5		
Tamanho A4	Nome do Arquivo Perfil X 30x30 5 - v1 esea	REV
Escala 1:1	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08

1

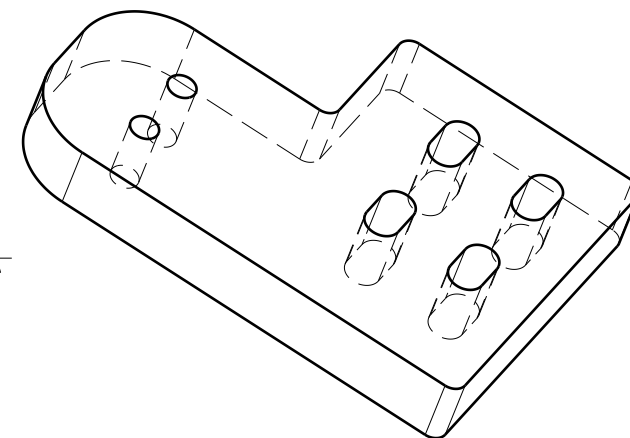
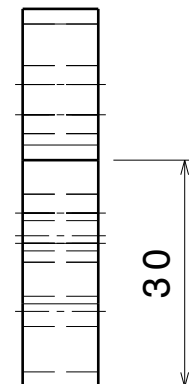
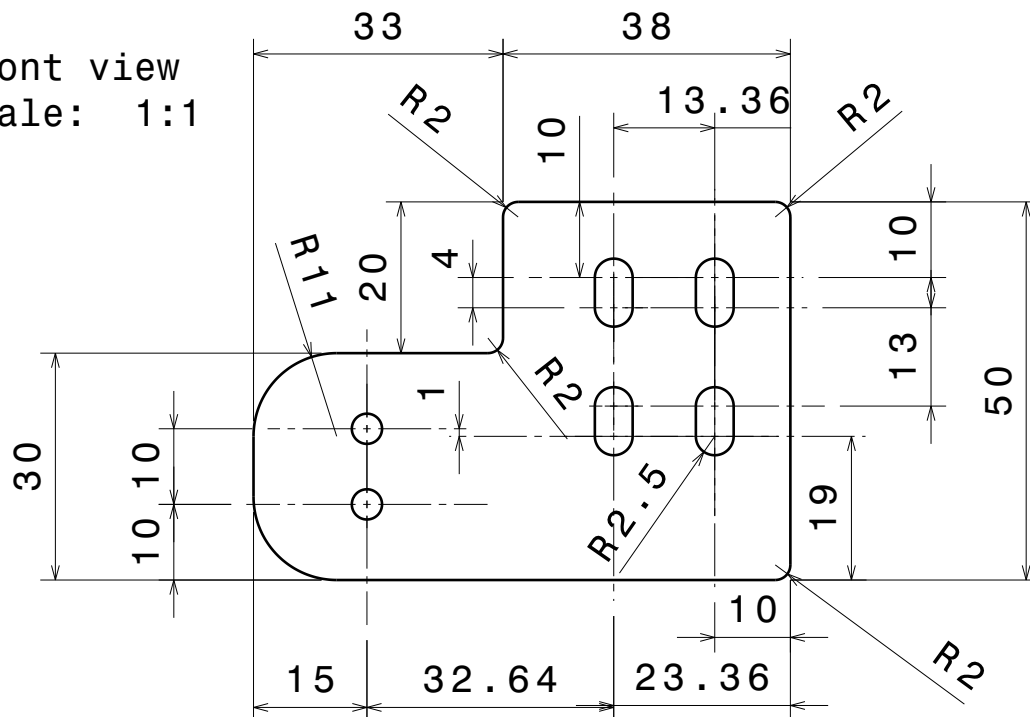
1

D

A



Front view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

Left view
Scale: 1:1

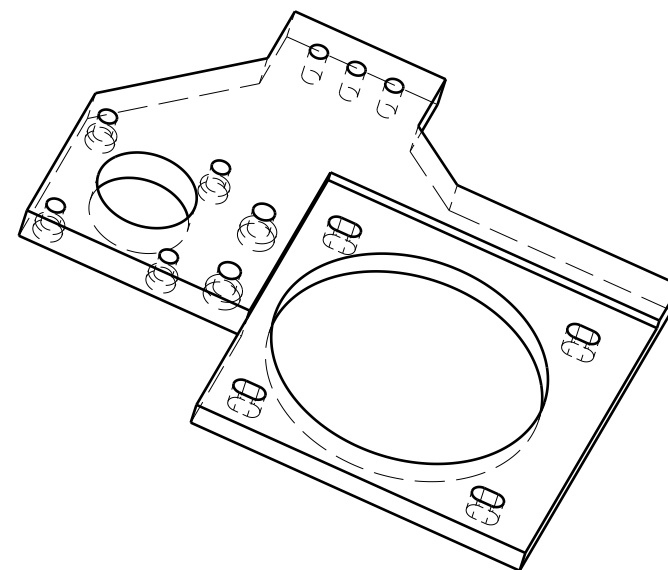
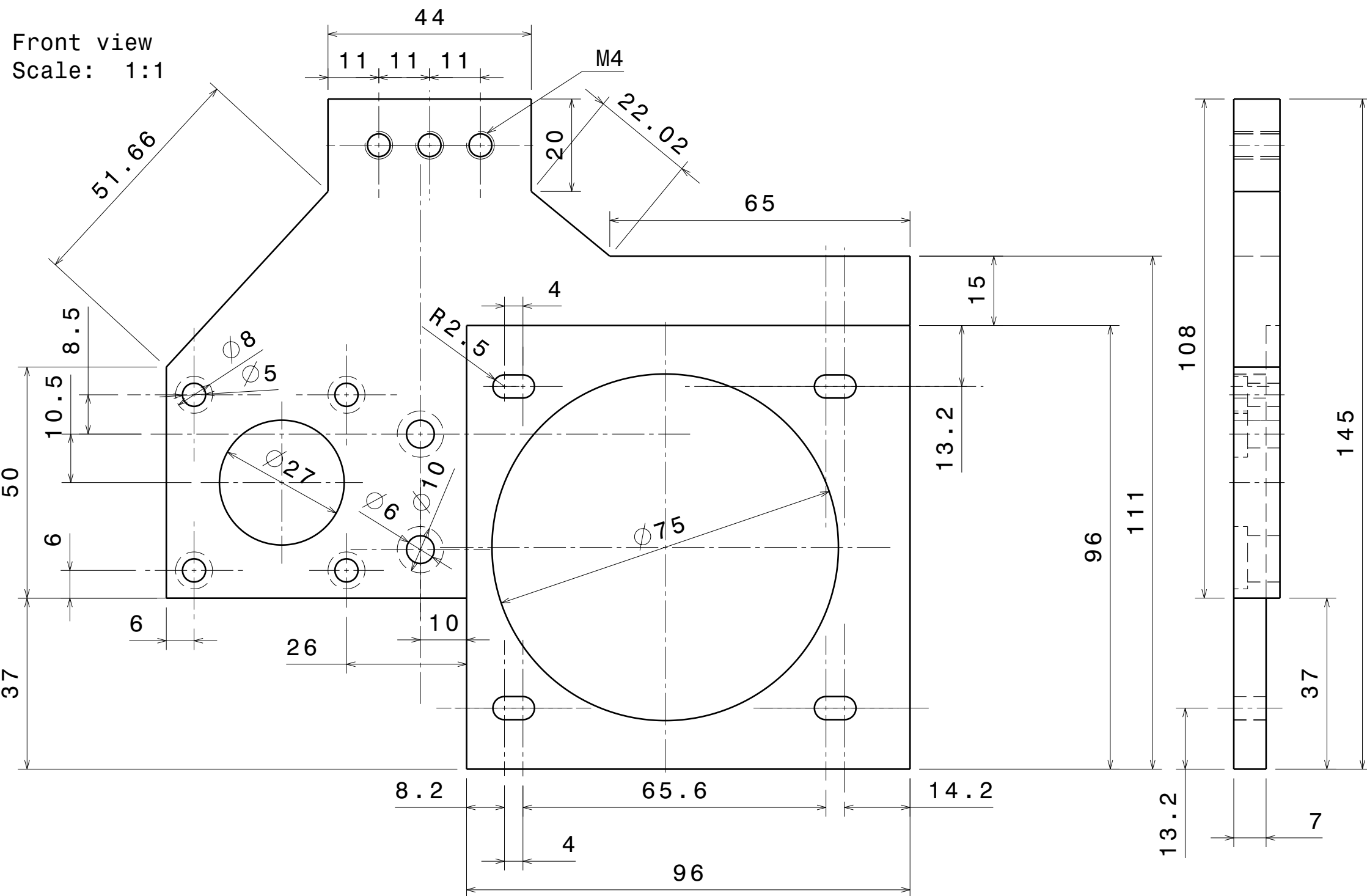
Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Apoio Rotacão Z

Tamanho A4	Nome do Arquivo Apoio Rotacao2 - v1 srez	REV
Escala 1:1	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08

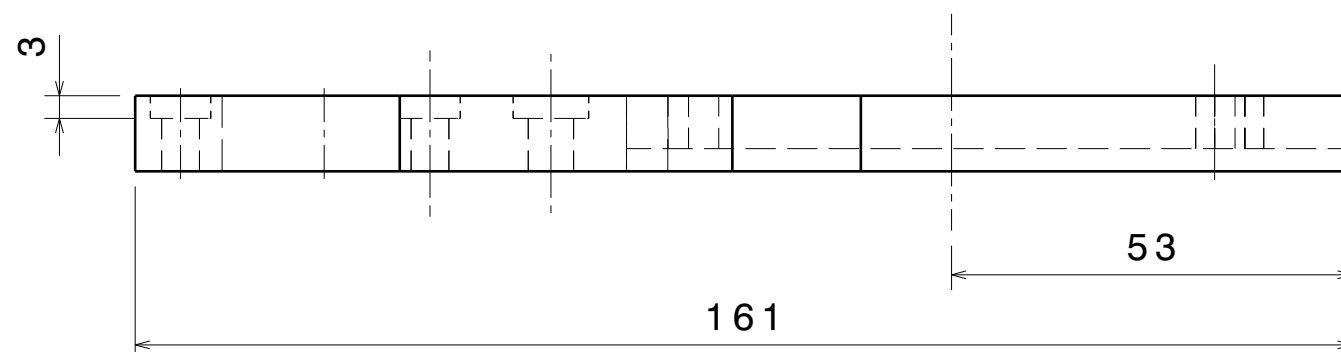


Isometric view
Scale: 1:2

Left view
Scale: 1:1

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

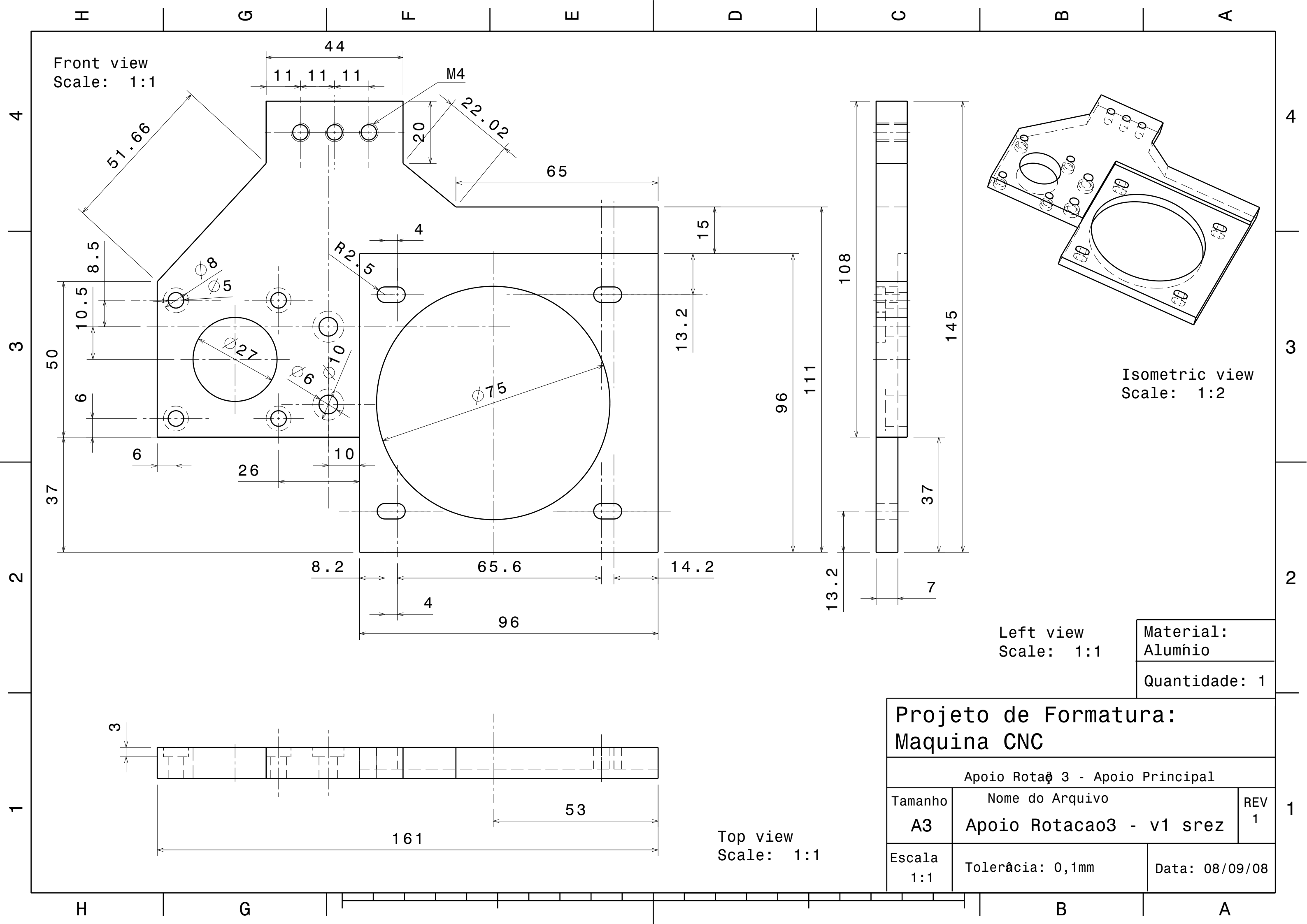


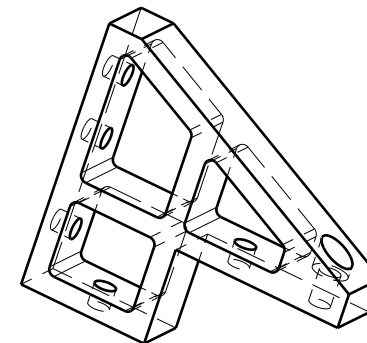
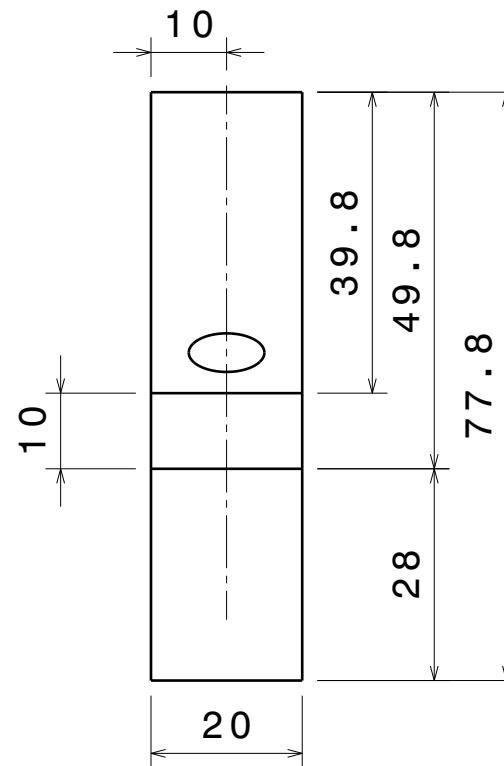
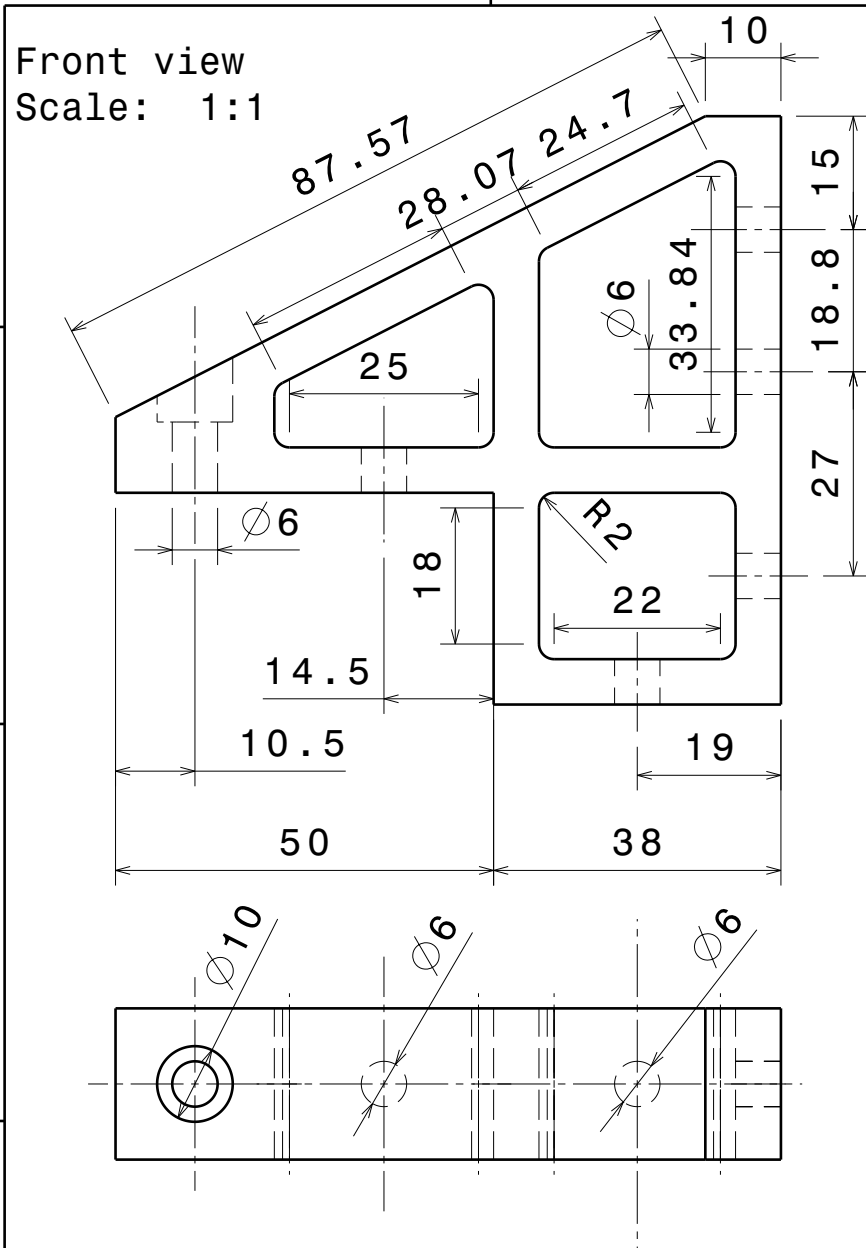
Top view
Scale: 1:1

Projeto de Formatura: Maquina CNC

Apoio Rota 3 - Apoio Principal

Tamanho A3	Nome do Arquivo Apoio Rotacao3 - v1 srez	REV 1
Escala 1:1	Tolerância: 0,1mm	Data: 08/09/08





Isometric view
Scale: 1:2

Material:
Alumínio

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Apoio Rotacão 4

Tamanho
A4

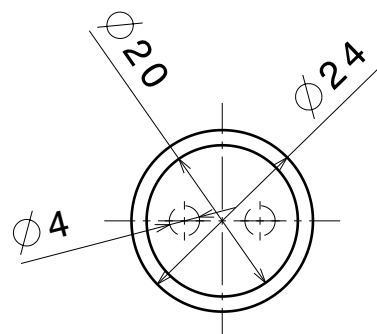
Nome do Arquivo
Apoio Rotacao 4 - v1 srez

REV

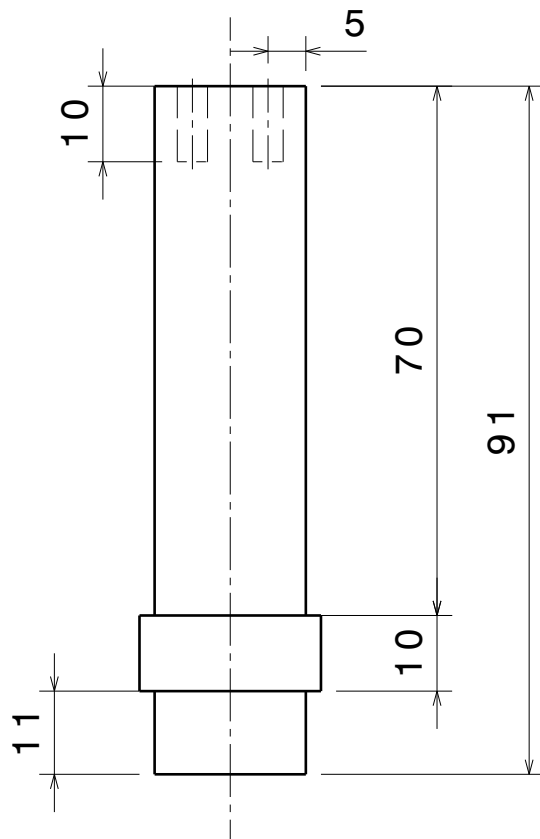
Escala
1:1

Tolerância: 0,1mm

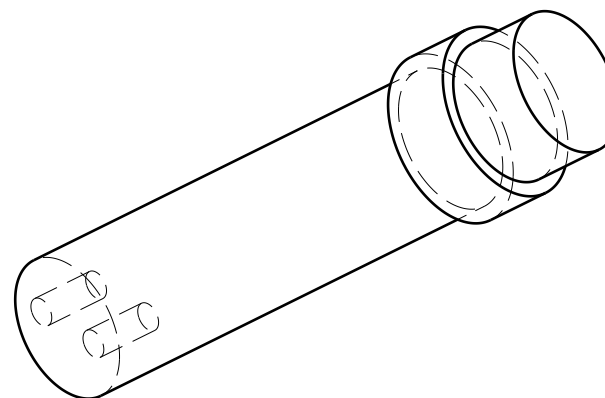
Data: 08/09/08



Front view
Scale: 1:1



Top view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

Material:
Aço

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Eixo Rotação Z

Tamanho

A4

Nome do Arquivo

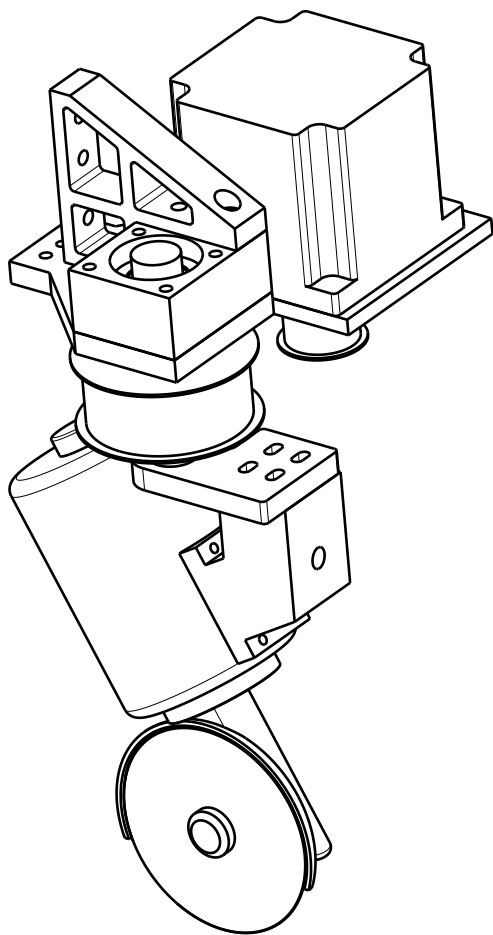
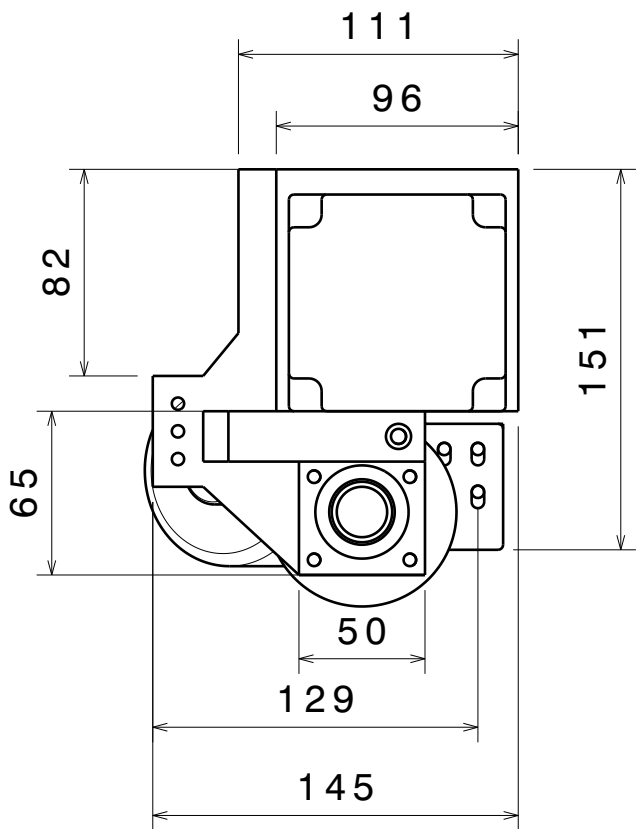
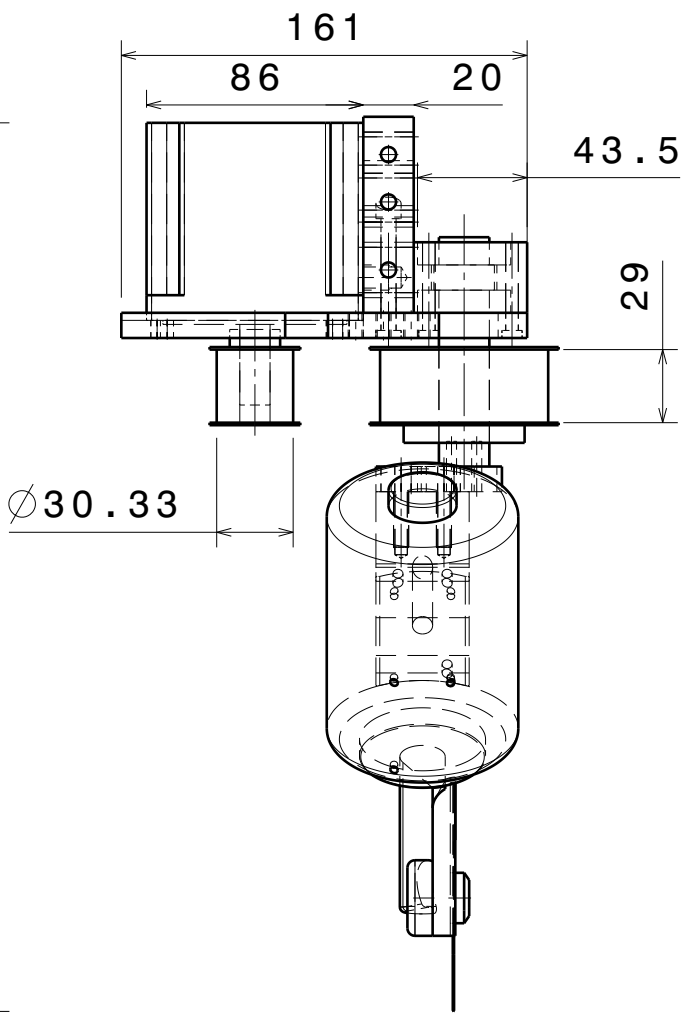
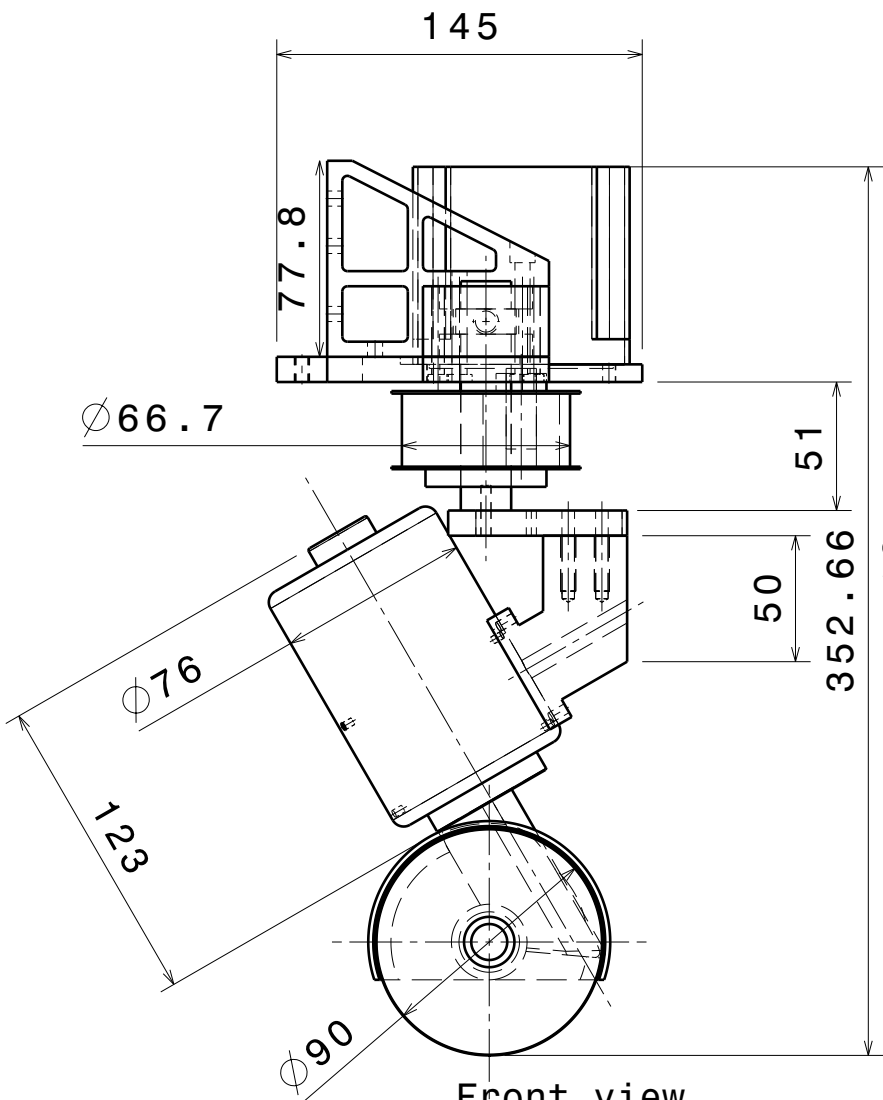
Eixo Rotacao Z - v1 srez

REV

Escala
1:1

Tolerância: 0,1mm

Data: 08/09/08



Isometric view
Scale: 1:3

Quantidade: 1

Projeto de Formatura: Máquina CNC

Sistema Rotacao Eixo Z

Tamanho
A3

Arquivo
Sistema Rotacao Eixo Z

REV

ESCALA

1:3

Tolerância: 0.1mm

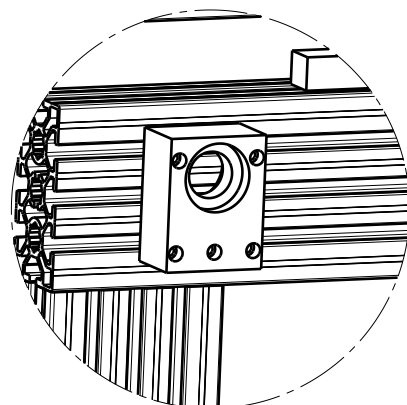
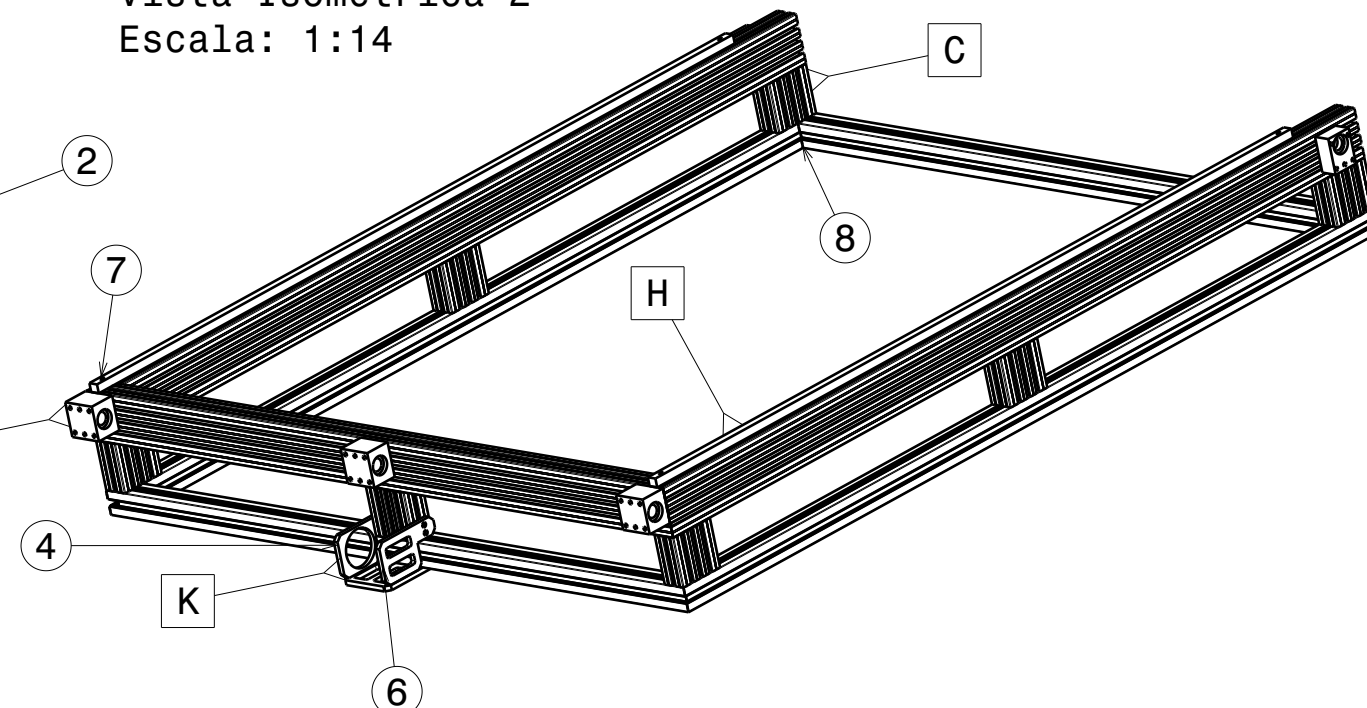
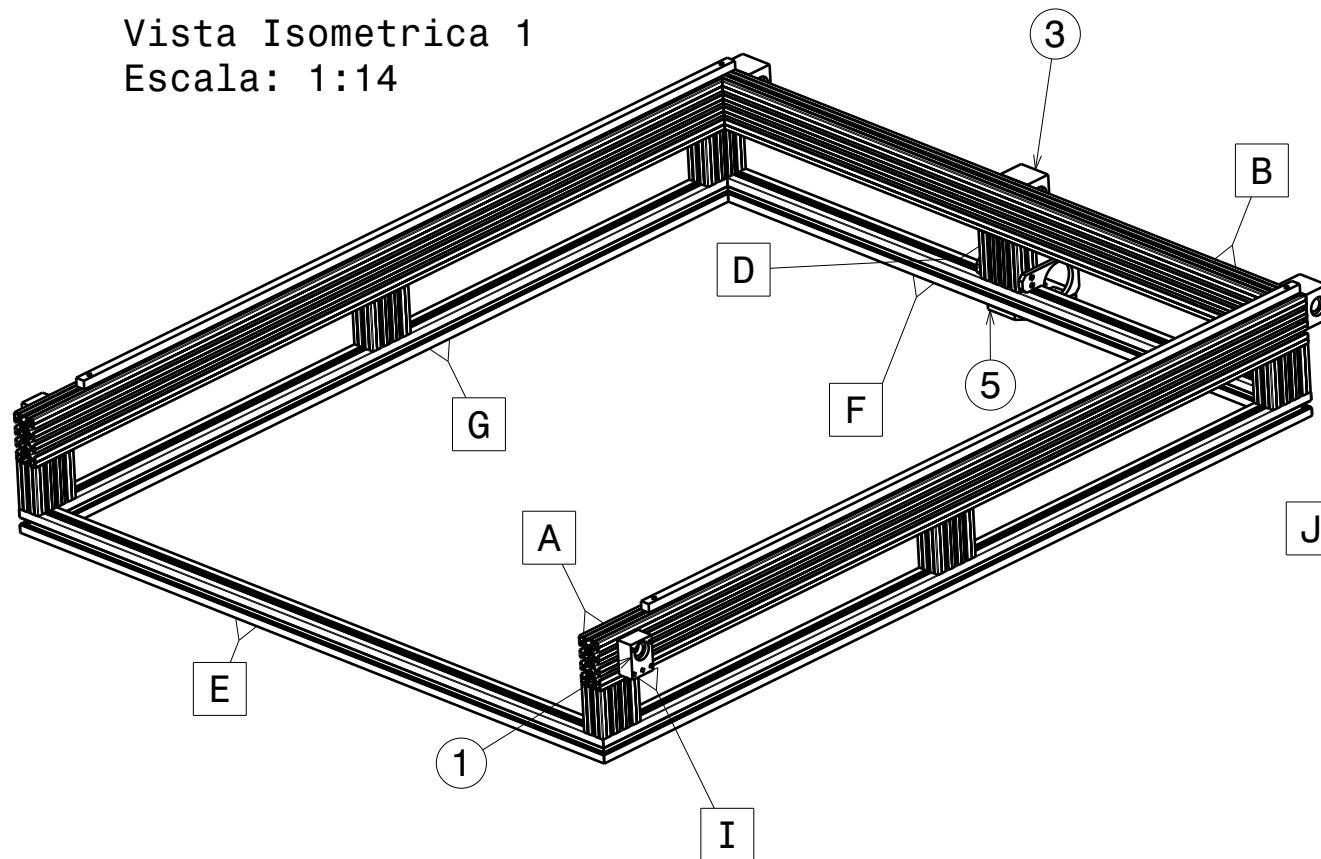
Data: 08/09/08

Desenhos de Fabricação das Estruturas de Alumínio Extrudado

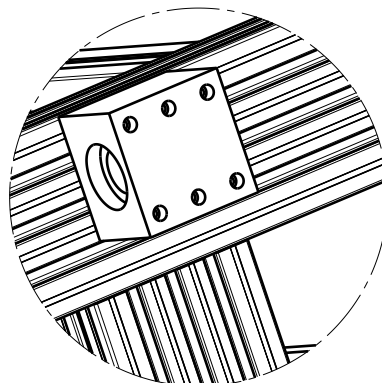
H G F E D C B A

Vista Isometrica 1
Escala: 1:14

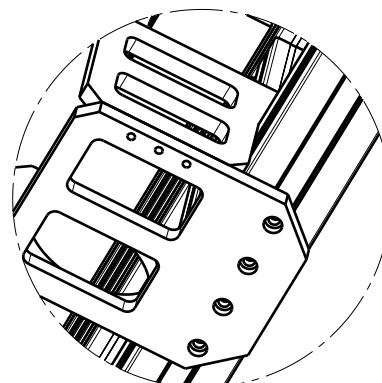
Vista Isometrica 2
Escala: 1:14



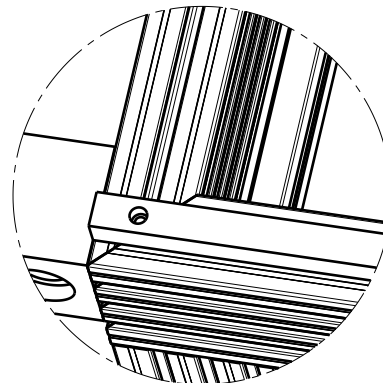
Detalhe 1
Escala: 1:4



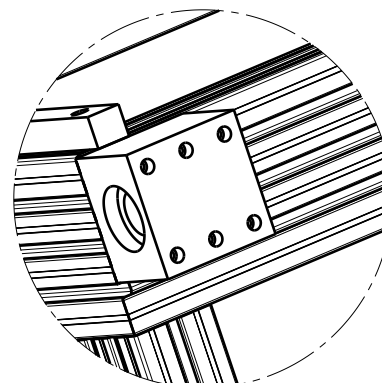
Detalhe 3
Escala: 1:4



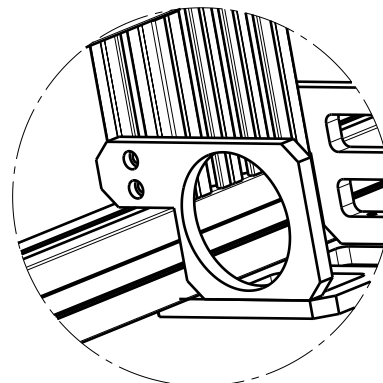
Detalhe 5
Escala: 1:4



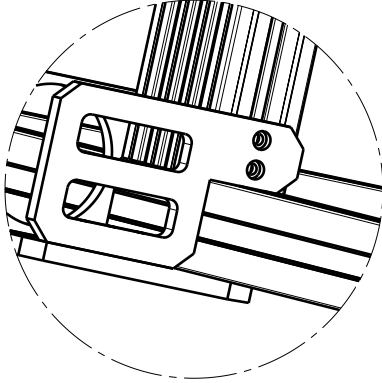
Detalhe 7
Escala: 1:4



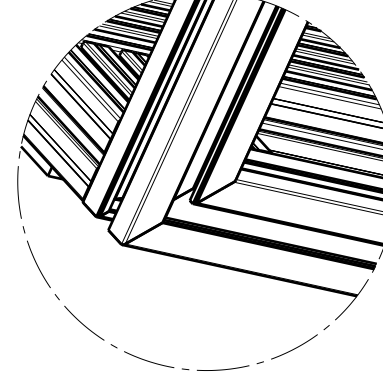
Detalhe 2
Escala: 1:4



Detalhe 4
Escala: 1:4



Detalhe 6
Escala: 1:4

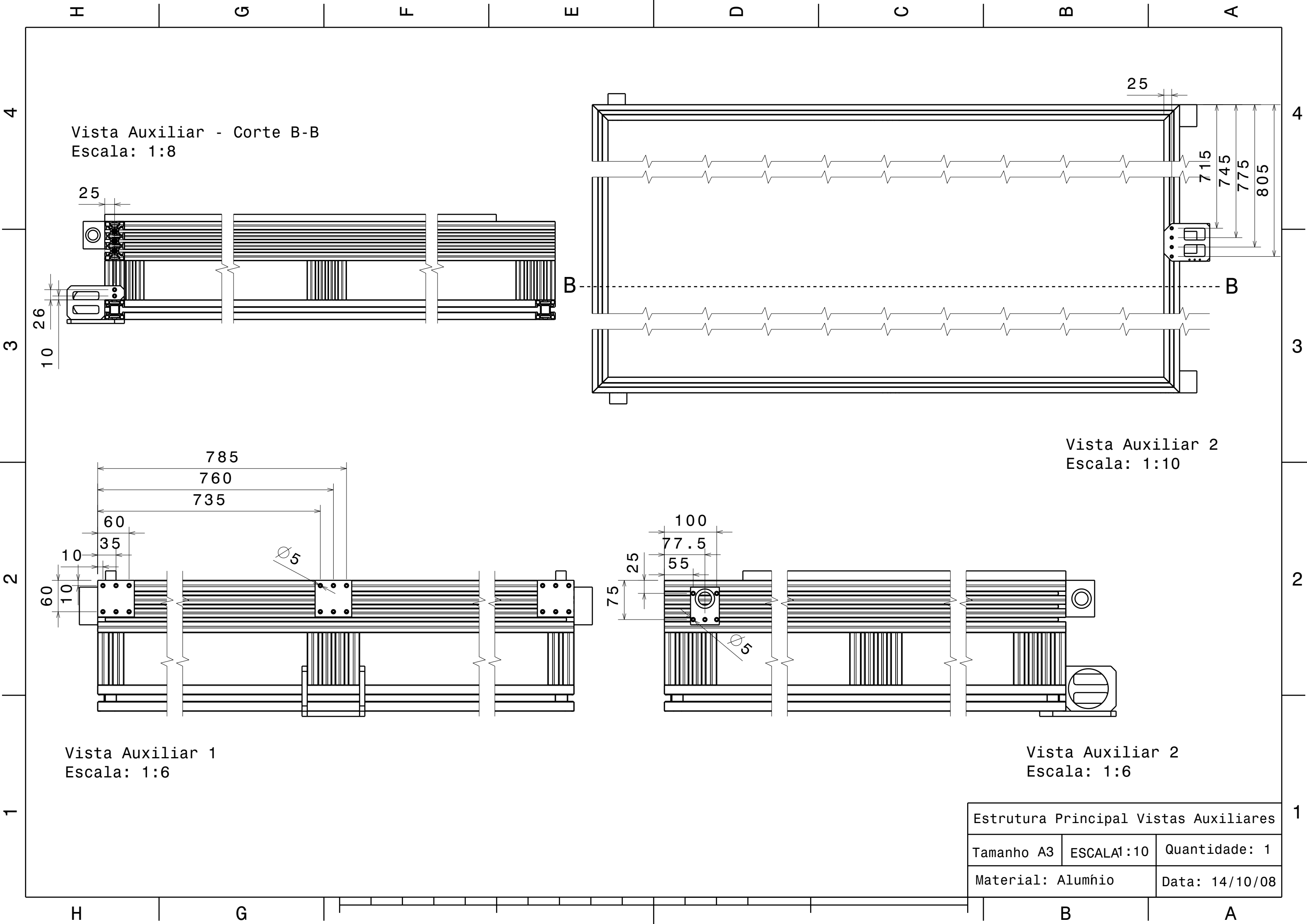


Detalhe 8
Escala: 1:4

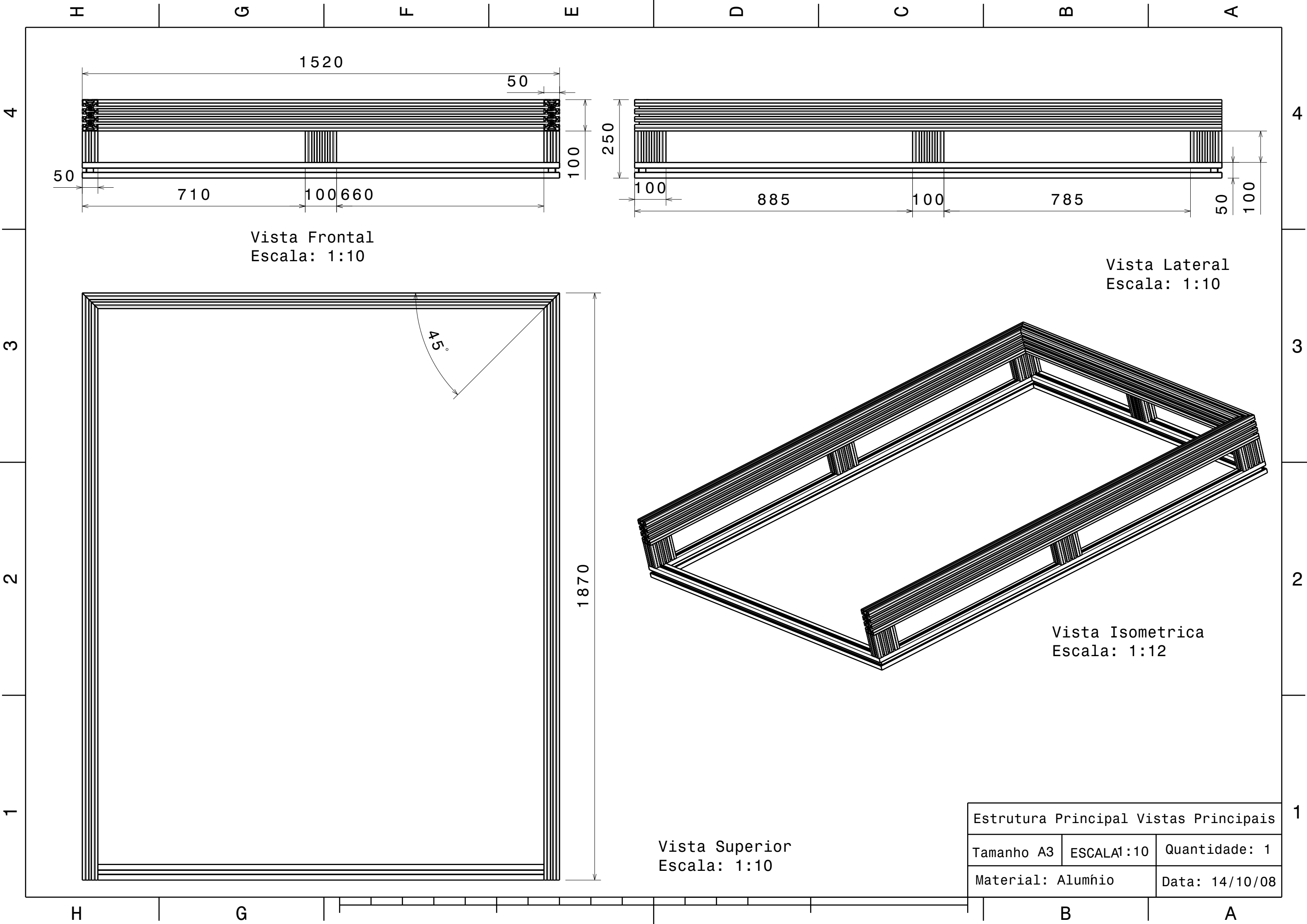
		Qtd
A	Barra Seø 50x100 - L=1870mm - 1 Face 45 ° - detalhe 7	02
B	Barra Seø 50x100 - L=1520mm - 2 Faces 45 °	01
C	Barra Seø 50x100 - L=100mm	06
D	Barra Seø 50x100 - L=100mm - 4 furos	01
E	Barra Seø 50x50 - L=1520mm - 2 Faces 45 ° - detalhe 8	01
F	Barra Seø 50x50 - L=1520mm - 4 furos + fixacao "D"	01
G	Barra Seø 50x50 - L=1870mm - 2 Faces 45 °	02
H	Guia Linear - furos Ø6 rebaixo Ø9,5 e L=8,5 - detalhe 7	02
I	Mancal - 5 furos Ø5mm - detalhe 1	02
J	Mancal - 6 furos Ø5mm - detalhe 2 e 3	03
K	Suporte Motor - 8 furos Ø5mm - detalhes 4, 5 e 6	02

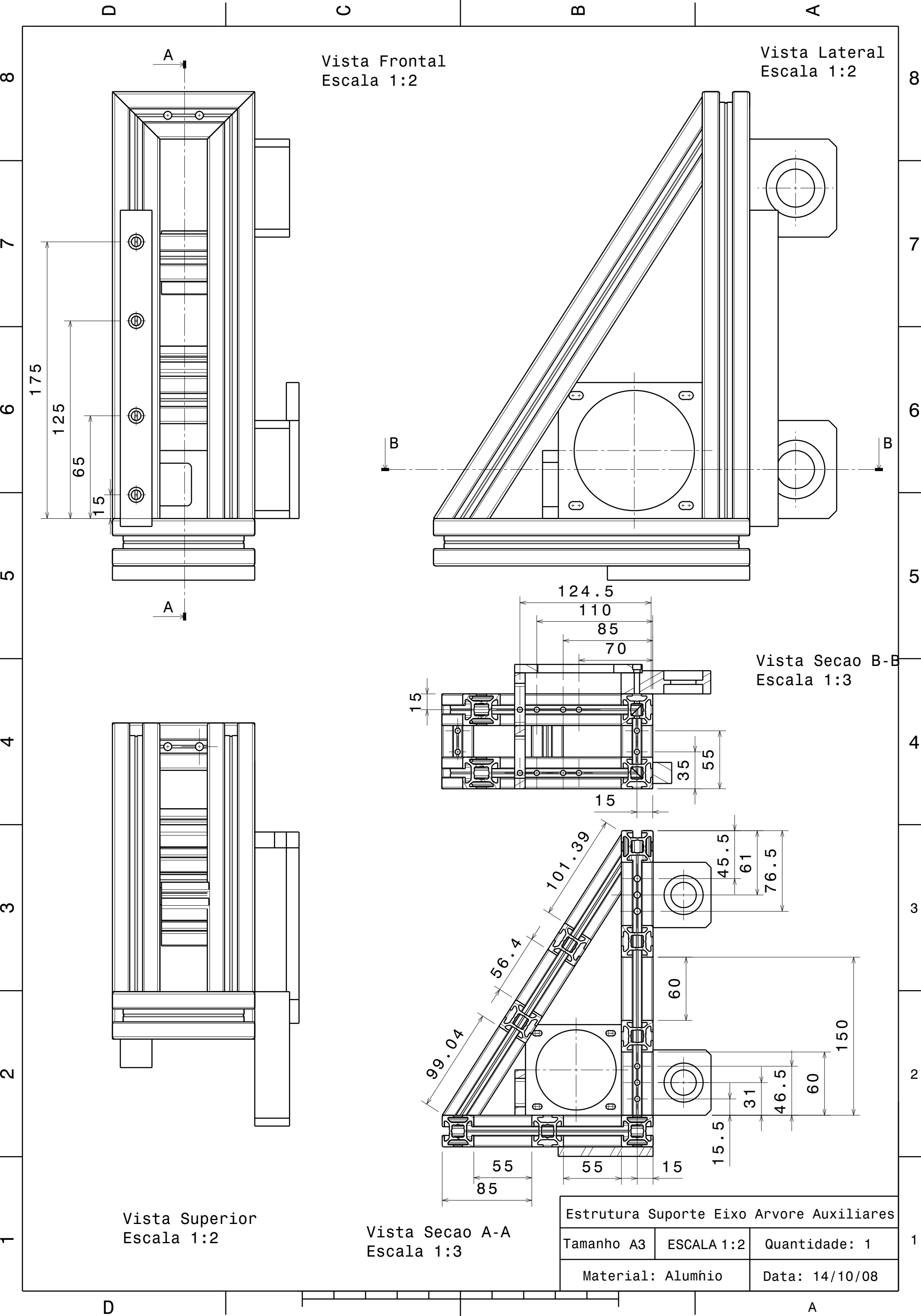
Estrutura Principal Isometrica 1		
Tamanho A3	ESCALA 1:14	Quantidade: 1
Material: Alumñio		Data: 14/10/08

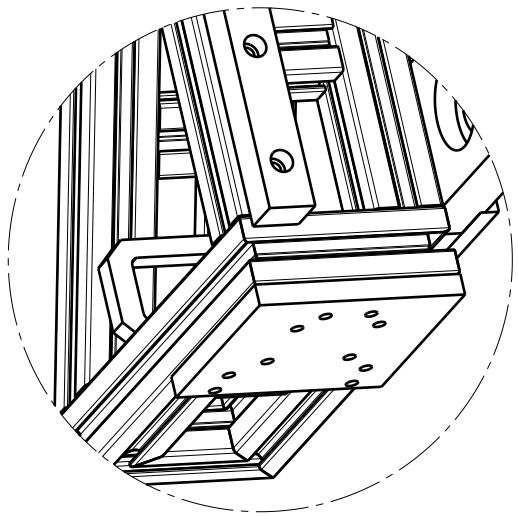
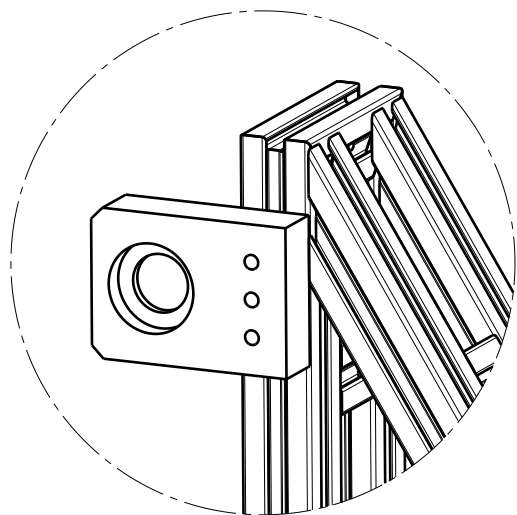
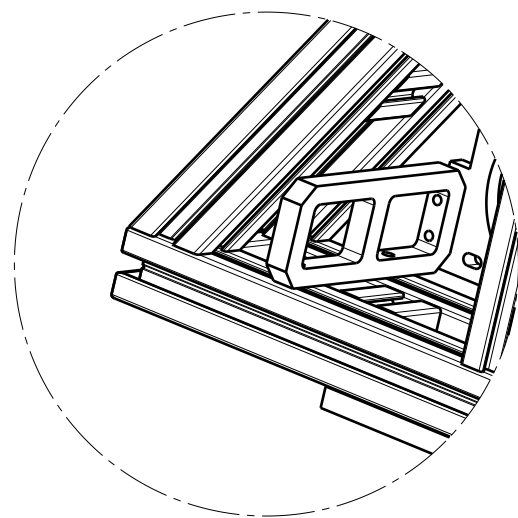
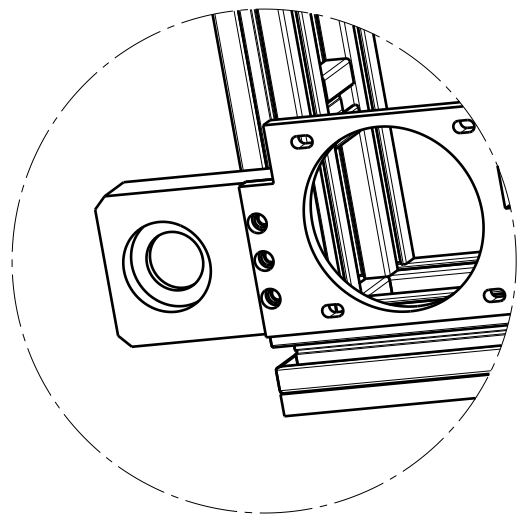
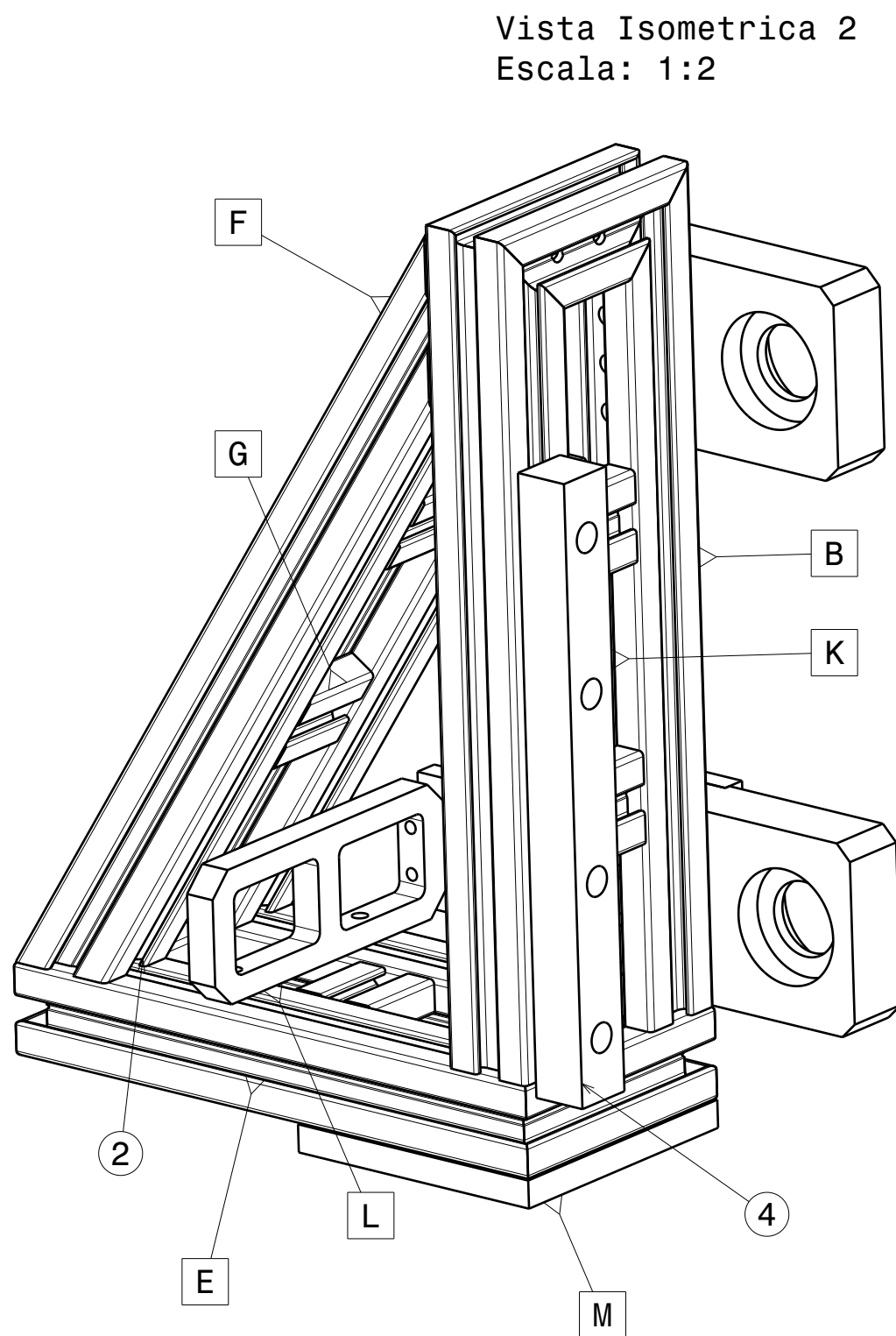
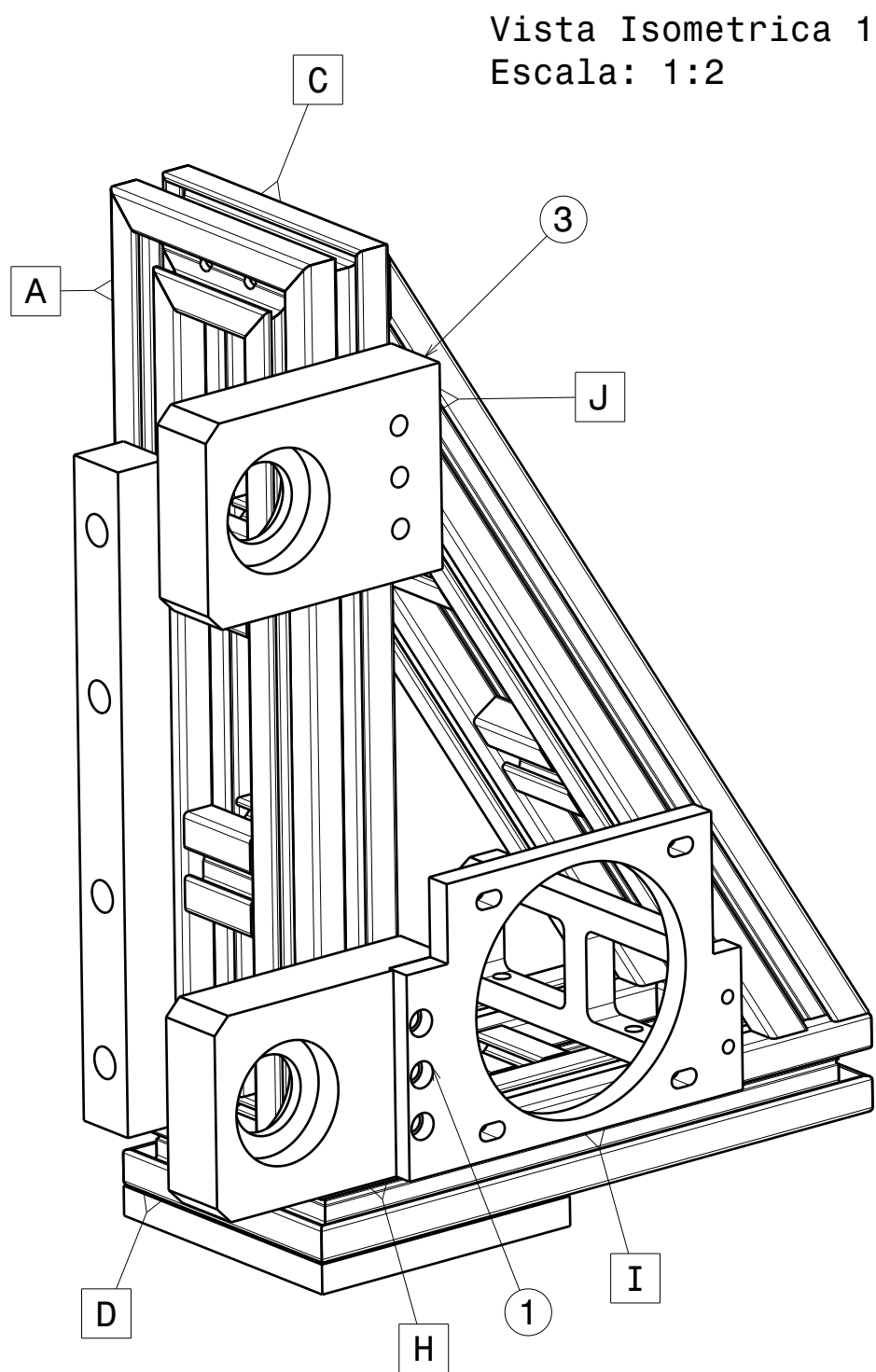
H G F E D C B A



Estrutura Principal Vistas Auxiliares		
Tamanho A3	ESCALA1:10	Quantidade: 1
Material: Alumínio		Data: 14/10/08

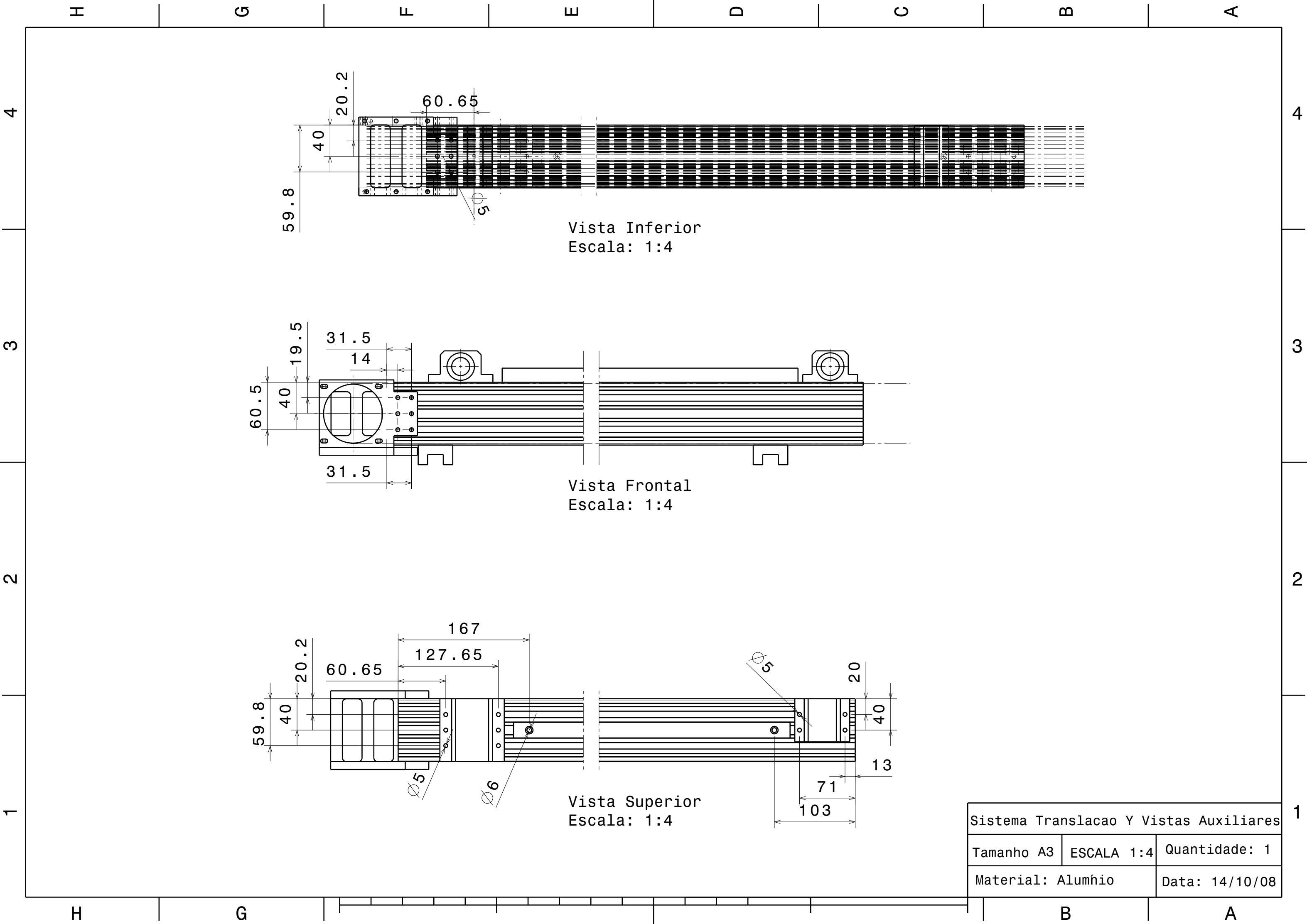






		Qtd
A	Barra 30x30 L=270mm - 1 face 45° - 4 furos Ø6mm	01
B	Barra 30x30 L=270 - 1 face 145o	01
C	Barra 30x30 L=90mm - 2 faces 45°	02
D	Barra 30x30 L=90mm - 2 faces 45° - 2 furos Ø5mm	01
E	Barra 30x30 L=200mm - 2 faces 45° - 4 furos	02
F	Barra 30x30 L=316,4mm - 1 face 57,5° 1 face 32,5°	02
G	Barra 30x30 L=30mm	05
H	Mancal - 3 furos Ø6mm - detalhe 1	02
I	Acoplamento Motor	02
J	Mancal - 3 furos Ø6mm - detalhe 3	02
K	Guia Linear - furos Ø6mm rebaixo Ø9,5mm L=8,5mm	02
L	Apoio Acoplamento - 2 furos Ø5mm - detalhe 2	02
M	Chapa Apoio - 6 furos Ø5mm - detalhe 4	02

Estrutura Suporte Eixo Arvore Isometrica1		
Tamanho A3	ESCALA 1:5	Quantidade: 1
Material: Alumínio		Data: 14/10/08



H G F E D C B A

4

4

3

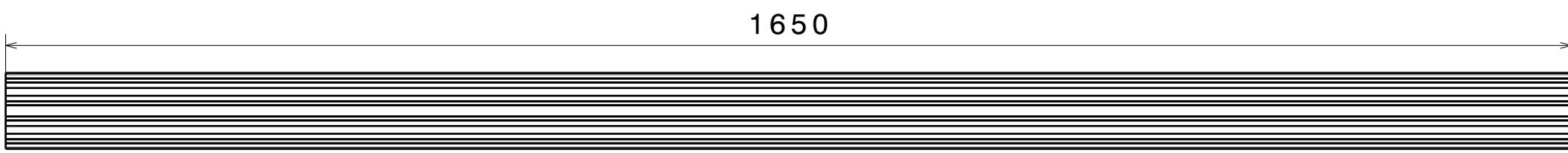
3

2

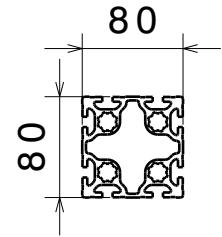
2

1

1



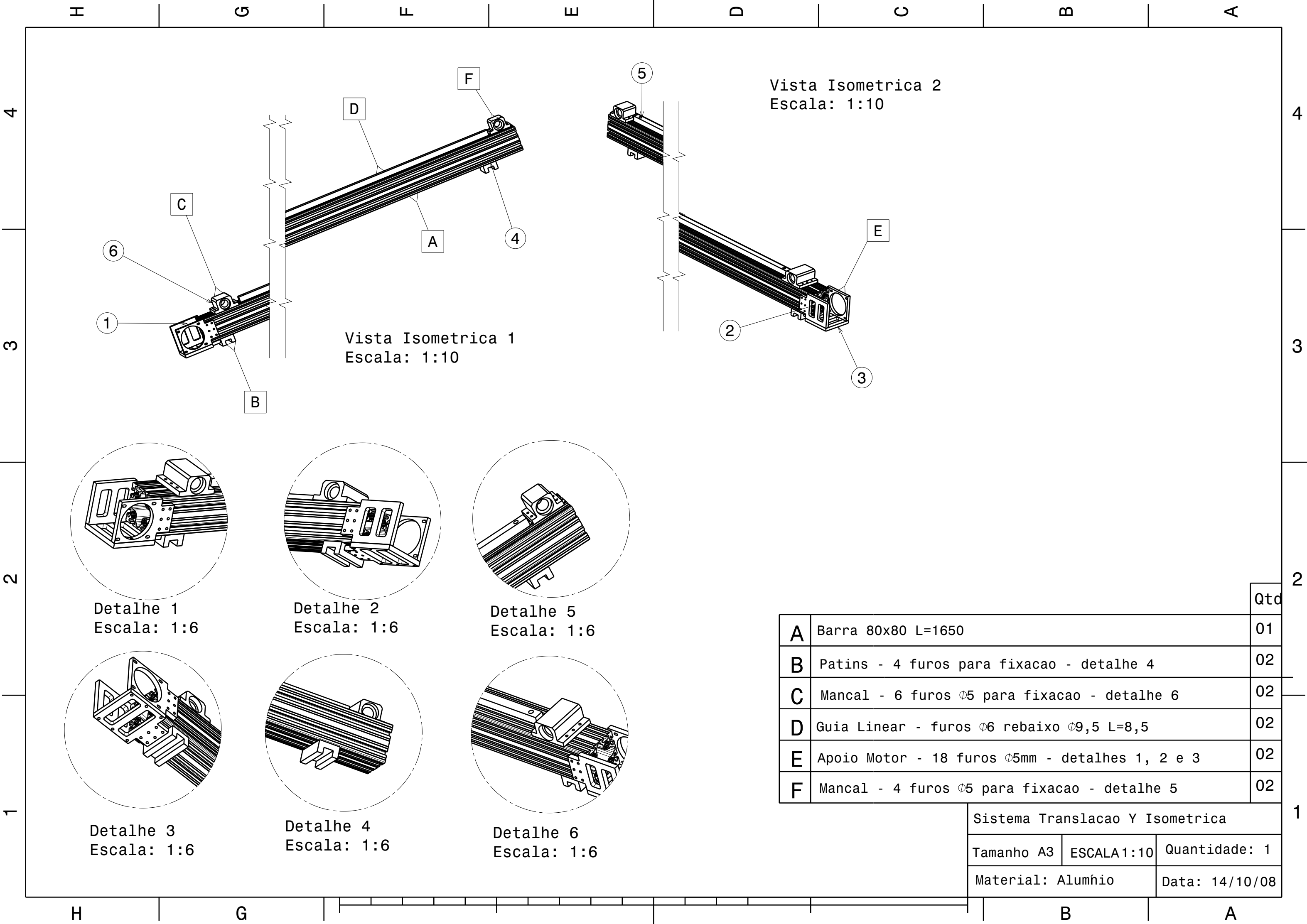
Vista Frotnal
Escala: 1:6



Vista Lateral
Escala: 1:6

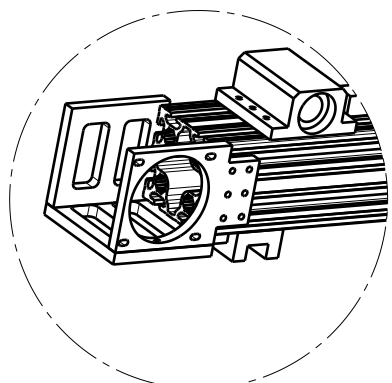
Sistema Translacao Y Vistas Principais		
Tamanho A3	ESCALA 1:6	Quantidade: 1
Material: Alumínio		Data: 14/10/08

H G B A

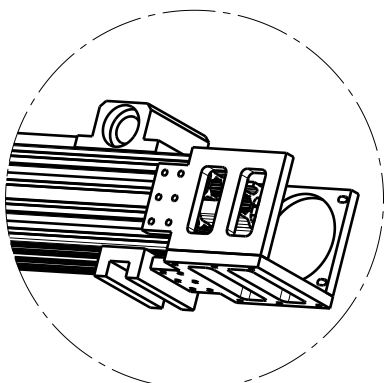


Vista Isometrica 2
Escala: 1:10

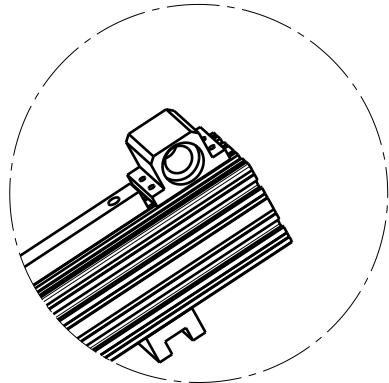
Vista Isometrica 1
Escala: 1:10



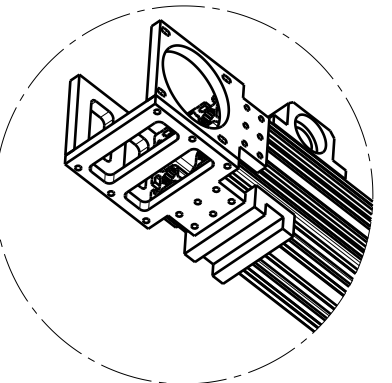
Detalhe 1
Escala: 1:6



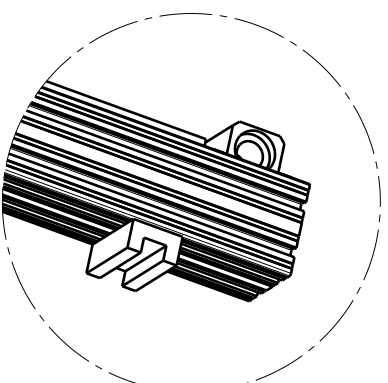
Detalhe 2
Escala: 1:6



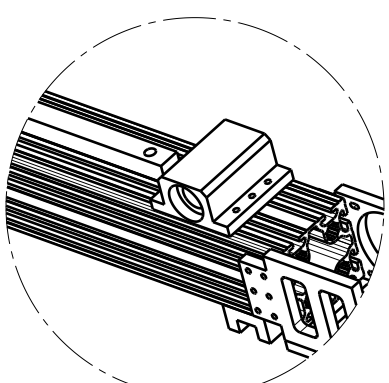
Detalhe 5
Escala: 1:6



Detalhe 3
Escala: 1:6



Detalhe 4
Escala: 1:6

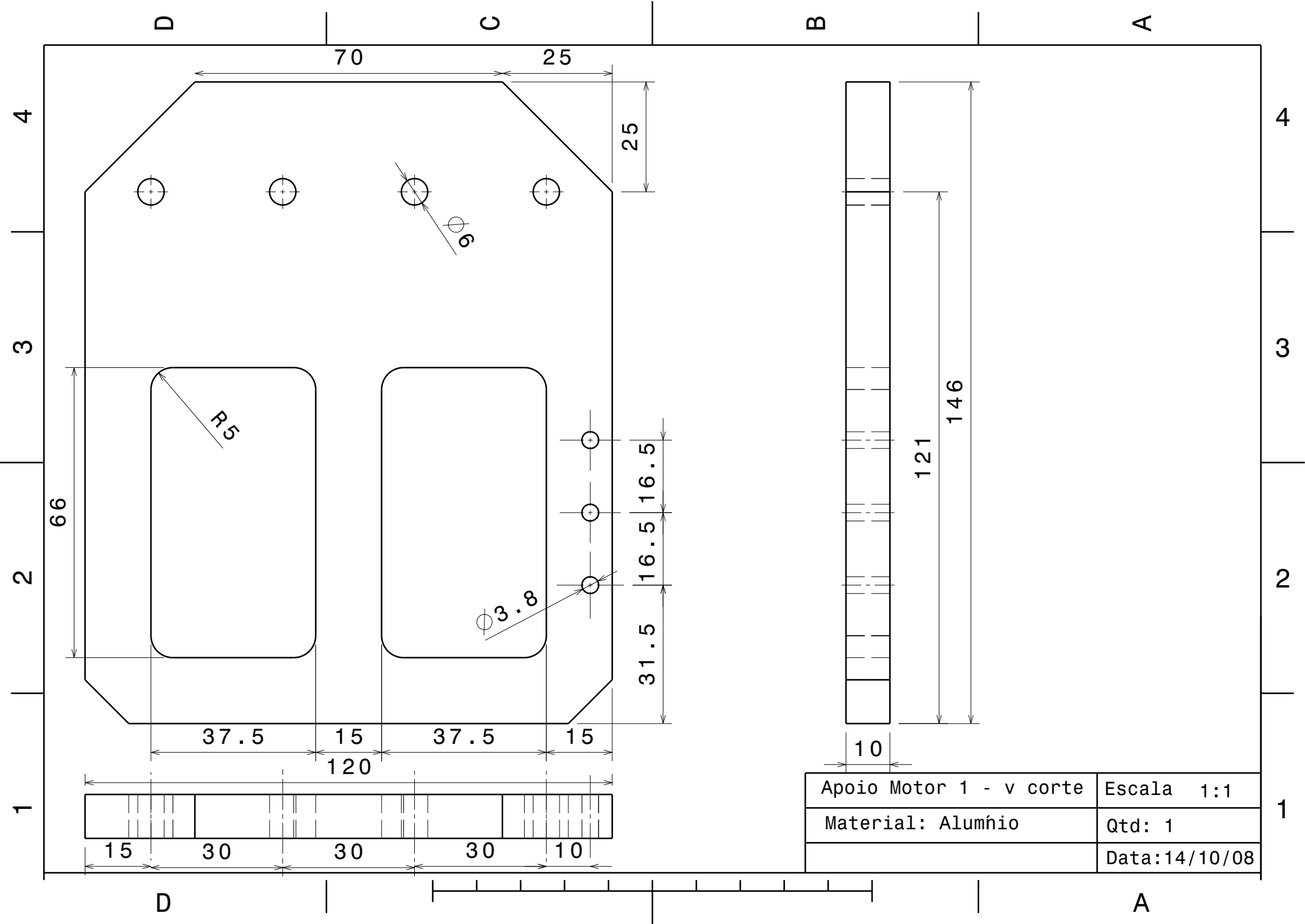


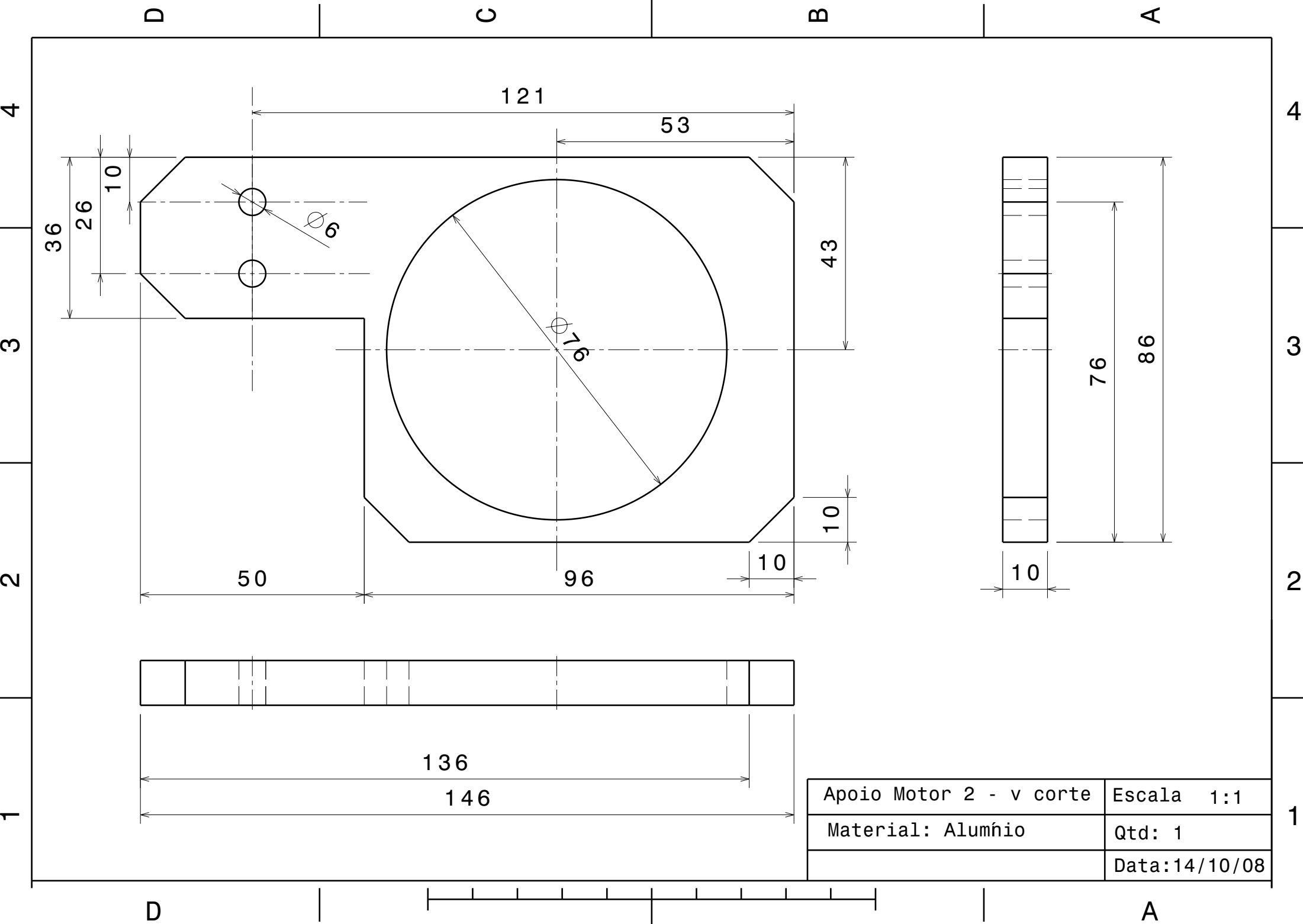
Detalhe 6
Escala: 1:6

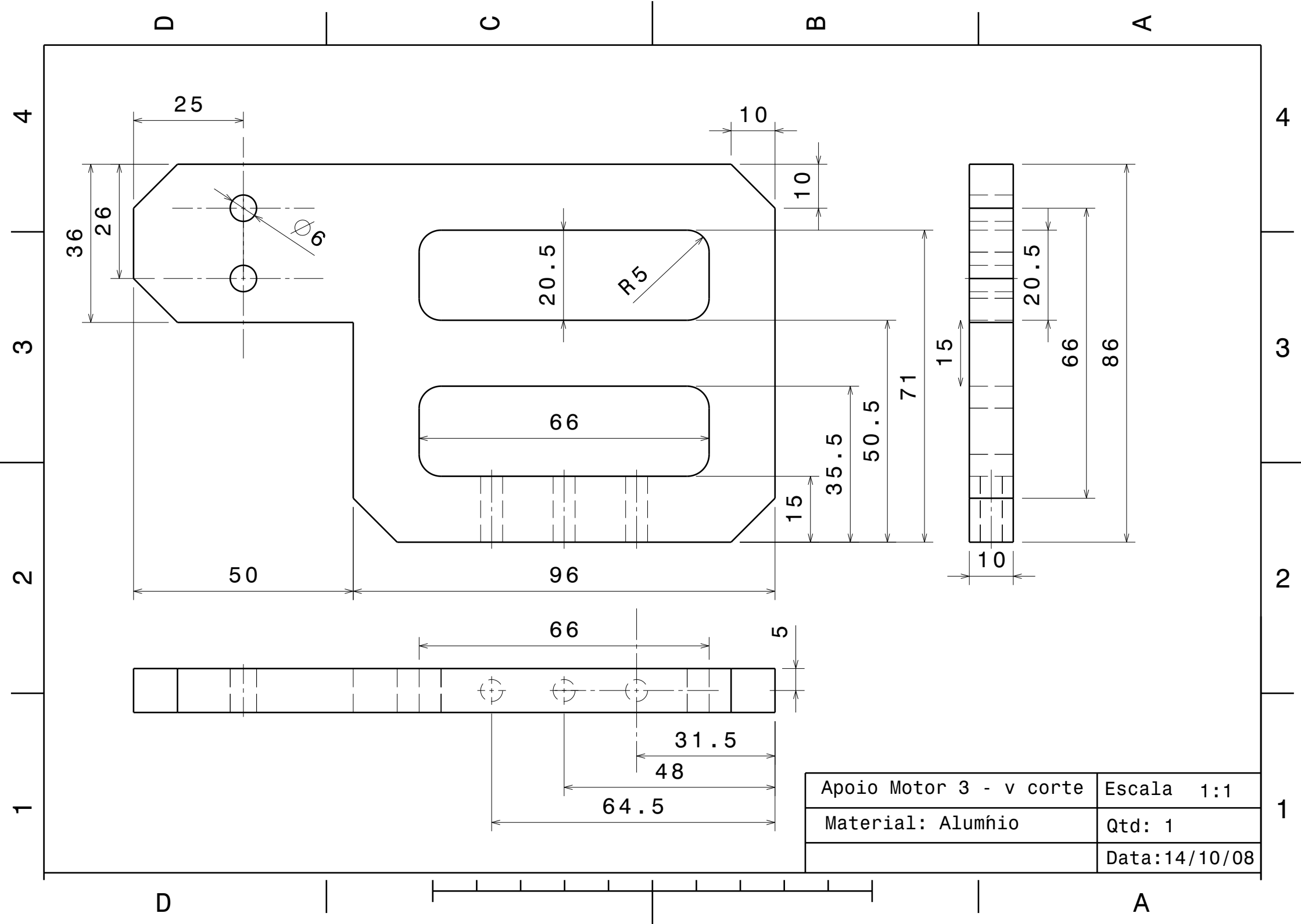
		Qtd
A	Barra 80x80 L=1650	01
B	Patins - 4 furos para fixacao - detalhe 4	02
C	Mancal - 6 furos $\phi 5$ para fixacao - detalhe 6	02
D	Guia Linear - furos $\phi 6$ rebaixo $\phi 9,5$ L=8,5	02
E	Apoio Motor - 18 furos $\phi 5$ mm - detalhes 1, 2 e 3	02
F	Mancal - 4 furos $\phi 5$ para fixacao - detalhe 5	02

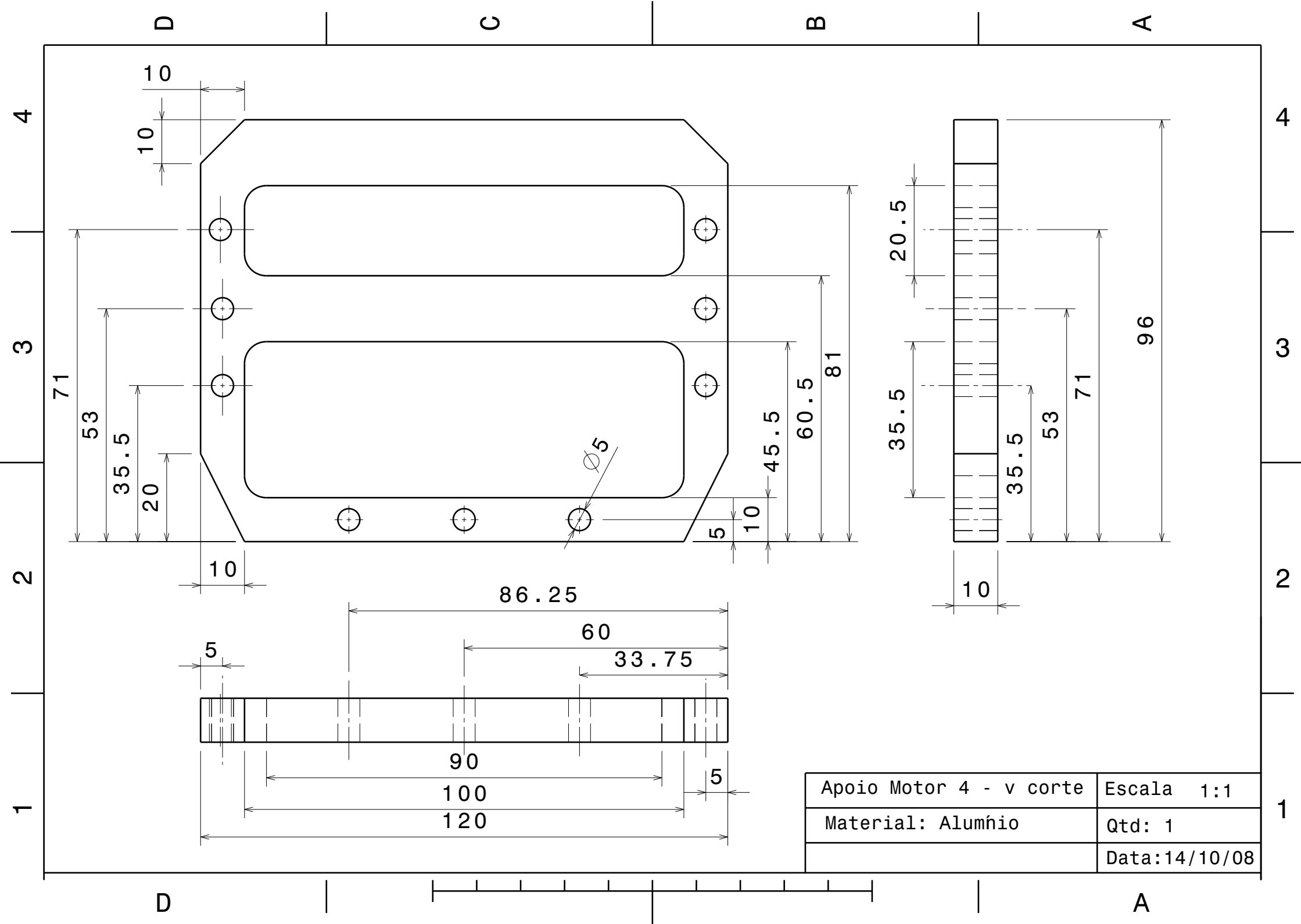
Sistema Translacao Y Isometrica		
Tamanho A3	ESCALA 1:10	Quantidade: 1
Material: Alumínio		Data: 14/10/08

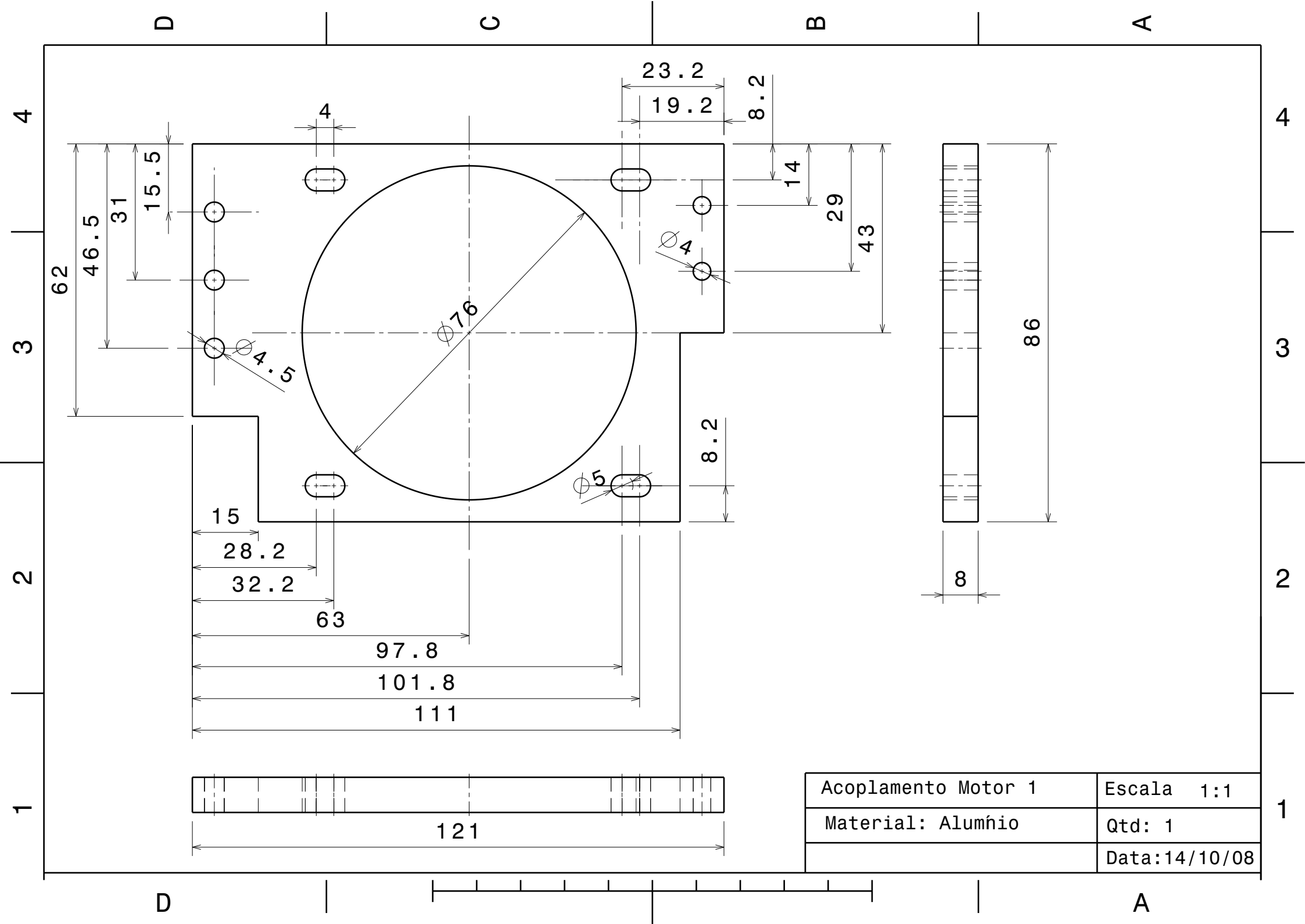
**Desenhos de Fabricação das Peças Cortadas com
Jato de Água**

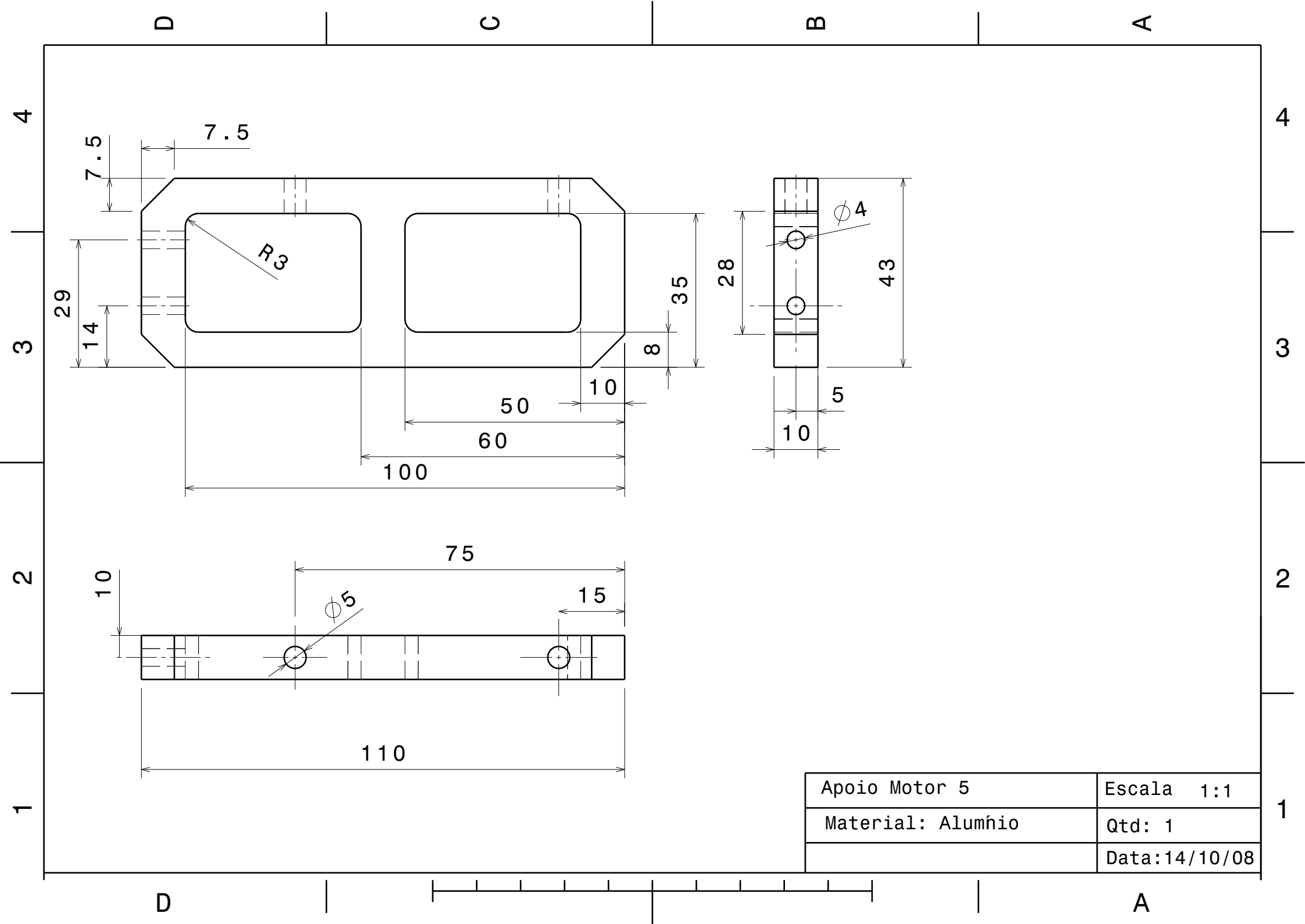


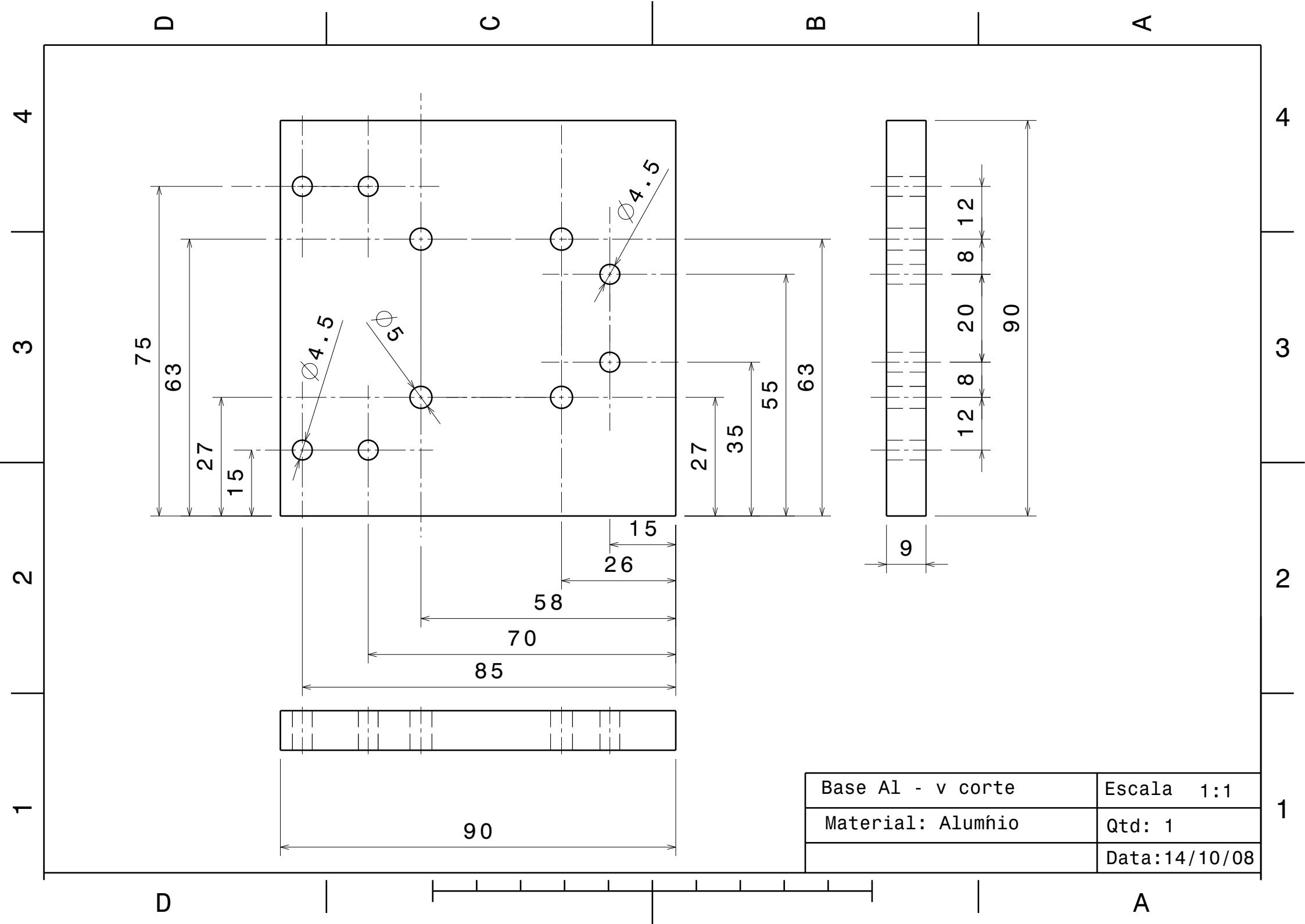


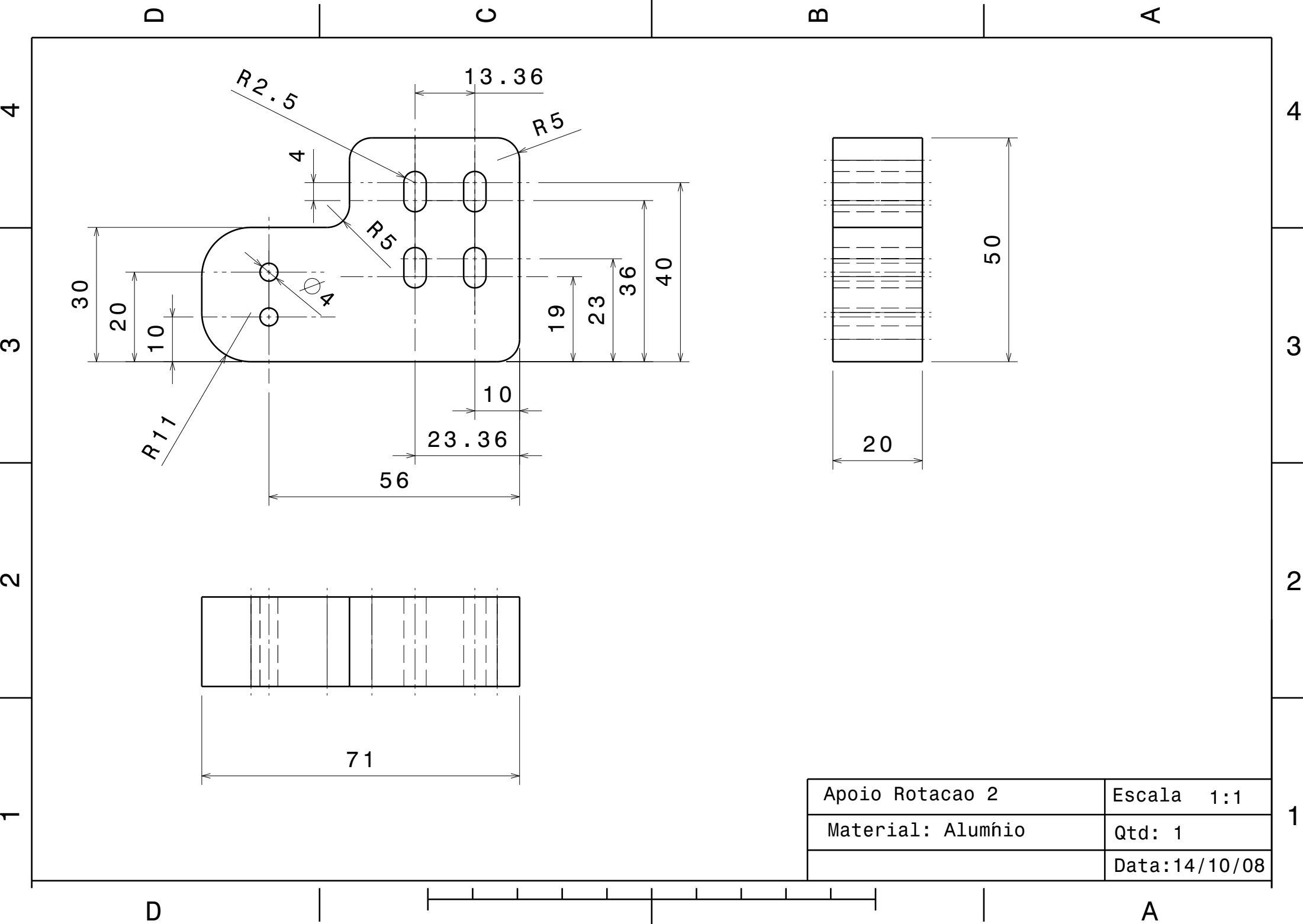




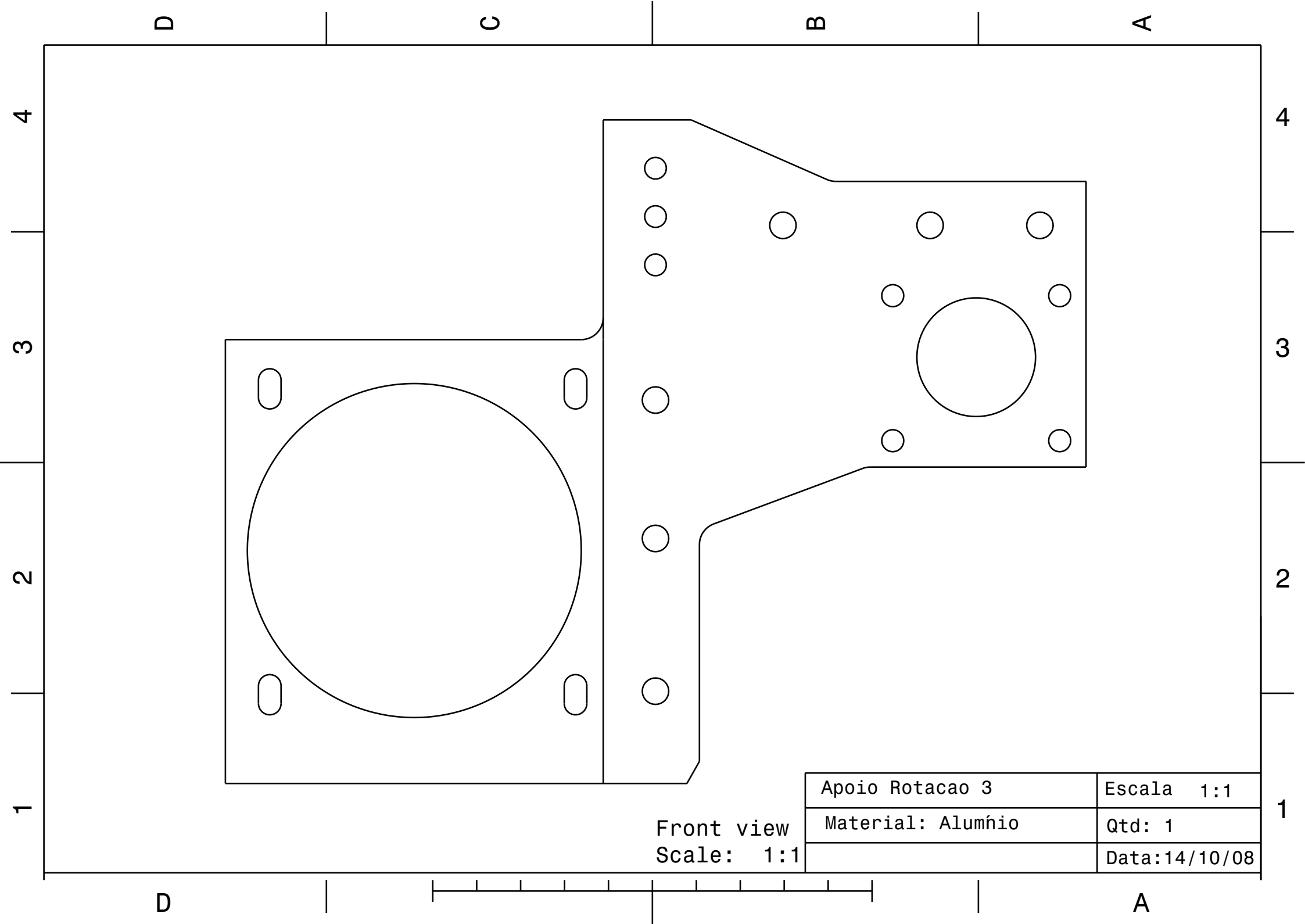








Apoio Rotacao 2	Escala 1:1
Material: Alumínio	Qtd: 1
	Data:14/10/08



Apoio Rotacao 3	Escala 1:1
Material: Alumnio	Qtd: 1
	Data:14/10/08

D

C

B

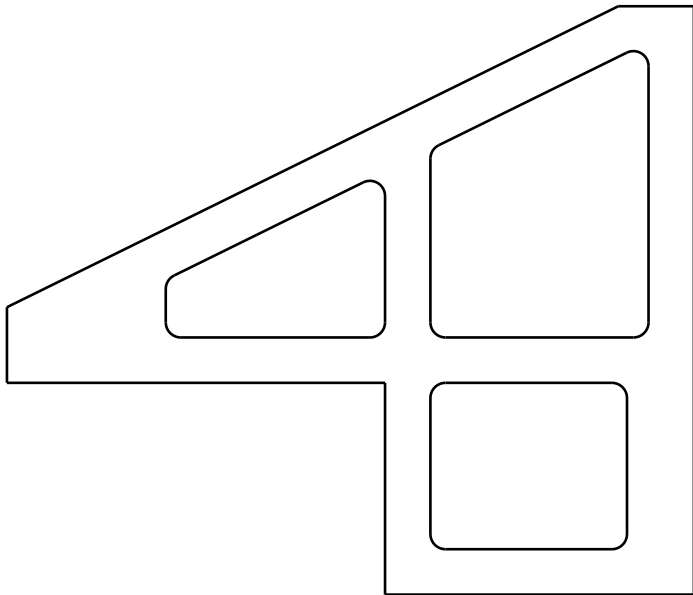
A

4

3

2

1

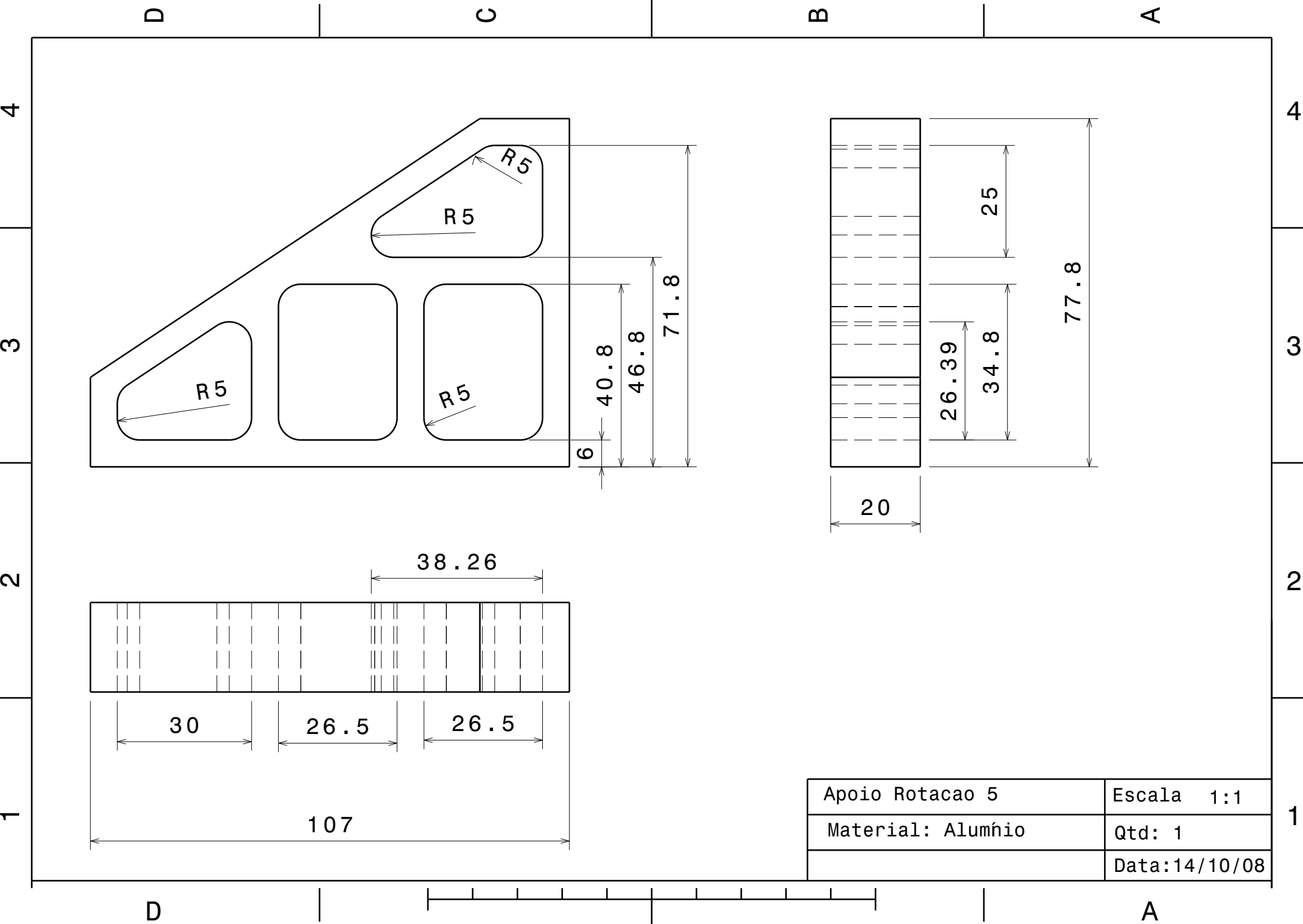


Front view
Scale: 1:1

Apoio Rotacao 4	Escala 1:1
Material: Alumnio	Qtd: 1
	Data:14/10/08

D

A



Apoio Rotacao 5	Escala 1:1
Material: Alumínio	Qtd: 1
	Data:14/10/08