



**Luis Filipe Coutinho
da Silva**

**Estrutura de um torno de velocidades de selecção
electromagnética**



**Luis Filipe Coutinho
da Silva**

**Estrutura de um torno de velocidades de selecção
electromagnética**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica de Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Doutor do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri

Presidente

Prof. Doutor António Manuel de Bastos Pereira
Professor Auxiliar, Universidade de Aveiro

Vogais

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves
Professor Auxiliar, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da
Universidade do Porto

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor Associado, Universidade de Aveiro

Agradecimentos

O desenvolvimento desta dissertação não seria possível sem a excelente orientação do Professor Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo, sempre disponível com uma palavra de incentivo e optimismo. Pela disponibilidade, pelas valiosas sugestões e ajudas fornecidas durante a preparação desta dissertação, estou lhe muito grato por todo o conhecimento transmitido e por todas as experiências partilhadas no último ano.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro pelas facilidades proporcionadas durante a preparação deste trabalho.

A todos os meus amigos pelas horas de descontração, amizade e apoio ao longo deste último semestre.

À minha namorada pelo apoio e pelas horas gastas a ajudar-me a corrigir os meus erros.

Aos meus pais, por todo o esforço e pela forma como me educaram e acompanharam ao longo de toda a minha vida.

Palavras-chave

Torno mecânico, Cabeçote fixo, caixa de velocidades, Barramento, Correia, Polia, veio, rolamentos, dimensionamento, Desenho técnico, Elementos Finitos, Código ASME, fadiga, CATIA, SolidWorks

Resumo

O presente trabalho, pretende uma solução construtiva para os tornos mecânicos, em que a transmissão de potência é feita entre uma caixa de velocidades de selecção electromagnética (fornecida pelo cliente) e o veio principal do torno, por meio de uma correia e duas polias com uma relação de transmissão de 1:1, dimensionados através do catálogo da Gates. O veio é fixo por 3 rolamentos, dimensionados de forma analítica através de catálogos da FAG, e estes são fixos no cabeçote fixo do torno. O veio é dimensionado, de forma analítica, à rotura e à fadiga.

O trabalho ainda contempla estudos de simulação e modelação por elementos finitos, através do programa CATIA, do veio, quando sujeito às forças estáticas e dinâmicas, do cabeçote do torno, quando sujeito a cargas dinâmicas e às reacções do veio, e do barramento do torno quando sujeito às forças provenientes do cabeçote.

Por último é explicada a implementação, dos vários componentes do torno, e ainda é elaborado o desenho técnico do torno, no programa SolidWorks.

Keywords

Mechanical Lathe, headstock, gearbox, bed, belt, pulley, shaft, bearings, design, technical design, Finite Element Analysis, ASME, fatigue, CATIA, SolidWorks

Abstract

The present study intends a constructive solution for lathes, in which the power transmission is made between a gearbox selection electromagnetic (Supplied by client) and around the main shaft through a belt and two pulleys with a transmission ratio of 1:1, calculated through the catalog of Gates. The shaft is fixed by 3 bearings, calculated analytically through catalogs FAG, and these are fixed in the lathe headstock. The shaft is sized, analytically, to rupture and fatigue.

The work also includes simulation studies and modeling by finite elements, using the CATIA program, the shaft when subjected to static and dynamic forces, the head of the lathe, when subjected to dynamic loads and the reactions of the shaft, and around the bed when subjected to forces from the headstock.

Finally it is explained the implementation of the various components of the lathe, and is prepared the technical design of the lathe, the in SolidWorks program.

Índice

Lista de Figuras	VII
Lista de gráficos.....	XI
Lista de Tabelas	XIII
Nomenclatura	XV
Introdução	1
1.1 Motivação e Objectivos.....	1
1.2 Organização do Documento	2
Revisão Bibliográfica	5
2.1 Introdução	5
2.1.1 Engenharia de máquinas ferramenta	5
2.1.2 Torno mecânico	6
2.2 Torno mecânico ao longo do tempo	6
2.3 Componentes do torno mecânico, hoje em dia	10
2.3.1 Barramento do torno.....	11
2.3.2 Mecanismos de produção de movimento.....	11
2.3.3 Cabeçote fixo	12
2.3.4 Eixo principal do torno	12
2.3.5 Placa de fixação da peça	13
2.3.6 Cabeçote móvel.....	14
2.4 Manutenção do torno.....	15
2.4.1 Limpeza a seco do torno.....	15
2.4.2 Lubrificação do torno.....	16
2.5 Estudo de Veios	16
2.5.1 Selecção do diâmetro de um veio simples	16
2.5.2 Dimensionamento do veio (variações de diâmetros e filetes)	17
2.5.3 Cálculo à resistência.....	19

2.5.4	Critério da Tensão Normal Máxima	20
2.6	Fadiga.....	20
2.6.1	Noções e Considerações	20
2.6.2	Solicitações de Fadiga	21
2.6.3	Factores de Correção à tensão.....	22
2.7	Elementos Finitos	23
2.7.1	Introdução	23
2.7.2	O que é o método dos elementos finitos	23
Dimensionamento e projecto dos sistemas mecânicos		25
3.1	Considerações e dados do torno a dimensionar	25
3.1.1	Dados do torno mecânico.....	25
3.1.2	Dados da correia.....	25
3.1.3	Dados do veio	25
3.1.4	Material do veio.....	26
3.1.5	Dados do motor do torno mecânico	26
3.1.6	Dados da peça a ser maquinada.....	26
3.2	Dimensionamento da Correia.....	26
3.2.1	Vida desejada para a correia.....	27
3.2.2	Cálculo da potência de projecto	27
3.2.3	Relação de transmissão.....	28
3.2.4	Secção da correia	28
3.2.5	Seleção do diâmetro das polias.....	29
3.2.6	Velocidade linear.....	30
3.2.7	Entre eixo e comprimento da correia.....	30
3.2.8	Tolerâncias de instalação e de pré tensão	32
3.2.9	Força de pré tensão	33
3.2.10	Força necessária para verificar a pré-carga.....	33
3.2.11	Força estática, T_e	34
3.2.12	Força Dinamica, T_d	34
3.2.13	Escolha da Correia e das polias	35
3.2.14	Desenho esquemático	36
3.3	Forças aplicadas no veio da árvore.....	37
3.3.1	Cálculo da força aplica pela correia.....	37
3.3.2	Cálculo da força tangencial.....	38
3.3.3	Cálculo da força axial.....	39

3.3.4	Reacção nos apoios e diagramas	39
3.4	Dimensionamento do veio à rotura segundo o código ASME	41
3.4.1	Esforços normais e seus respectivos diagramas.....	41
3.4.2	Momentos flectores resultantes	41
3.4.3	Momento torsor e o seu respectivo diagrama	42
3.4.4	Tensão de corte admissível	42
3.4.5	Secção crítica	43
3.4.6	Dimensionamento	43
3.4.7	Secção crítica 2	45
3.4.8	Secção crítica 3	46
3.5	Dimensionamento do veio à fadiga	47
3.5.1	Considerações gerais.....	47
3.5.2	Tensão de flexão	47
3.5.3	Tensão de torsão	47
3.5.4	Tensão de tracção	47
3.5.5	Factores de fadiga.....	48
3.5.6	Dimensionamento	50
3.5.7	Secção critica 2	51
3.5.8	Secção critica 3	51
3.6	Obtenção do diâmetro externo do veio para as várias secções.....	52
3.6.1	Desenho esquemático do veio	53
3.7	Dimensionamento do nariz do veio	53
3.7.1	Desenho esquemático	53
3.8	Dimensionamento das chavetas.....	54
3.8.1	Chaveta para acoplamento na polia	54
3.8.2	Chaveta para acoplamento no nariz do torno.....	54
3.8.3	Chavetas escolhidas	55
3.8.4	Desenho esquemático	55
3.9	Dimensionamento de rolamentos	56
3.9.1	Considerações gerais.....	56
3.9.2	Rolamento frontal (ponto 3 do veio).....	56
3.9.3	Rolamento traseiro (ponto 2 do veio)	58
3.9.4	Rolamentos escolhidos	59
3.9.5	Desenho esquemático	59
3.10	Desenho esquemático final	60

Modelação numérica	61
4.1 Veio a simular	61
4.1.1 Aplicação do material ao veio no programa CATIA.....	63
4.1.2 Condições de fronteira.....	64
4.1.3 Propriedades da malha.....	65
4.1.4 Teste de convergência.....	65
4.2 Cabeçote do torno a modelar	67
4.2.1 Material usado	67
4.2.2 Condições de fronteira.....	68
4.2.3 Propriedades da malha.....	69
4.2.4 Teste de convergência.....	69
4.3 Barramento do torno a modelar	70
4.3.1 Material usado	71
4.3.2 Condições de fronteira.....	71
4.3.3 Propriedades da malha.....	72
4.3.4 Teste de convergência.....	72
Simulação numérica.....	73
5.1 Estudo 1-Estudo estático do veio	73
5.1.1 Forças aplicadas no veio.....	73
5.1.2 Resultados do estudo 1-Estudo estático do veio.....	75
5.2 Estudo 2-Estudo das forças de torção aplicadas no veio	77
5.2.1 Condição de fronteira imposta	77
5.2.2 Forças aplicadas no veio.....	78
5.2.3 Resultados do estudo 2- Estudo das forças de torção aplicadas no veio	80
5.3 Estudo 3-Estudo dinâmico do veio	81
5.3.1 Análise da frequência do veio	81
5.4 Estudo 4-Estudo estático do cabeçote.....	81
5.4.1 Forças aplicadas no cabeçote do torno	81
5.4.2 Resultados da simulação estática do cabeçote	84
5.5 Estudo 5-Estudo dinâmico do Cabeçote	85
5.5.1 Análise da frequência do cabeçote.....	85
5.5.2 Verificação da resistência do cabeçote à fadiga	85
5.6 Estudo 6-Estudo estático do barramento	86
5.6.1 Forças aplicadas no barramento do torno.....	86

5.6.2	Resultados da simulação estática do barramento.....	88
5.7	Estudo 7-Estudo dinâmico do barramento.....	89
5.7.1	Análise da frequência do barramento	89
	Montagem e desenho técnico dos componentes	91
6.1	Implementação dos componentes.....	91
6.1.1	Implantação da manga frontal no cabeçote	91
6.1.2	Implementação do veio no cabeçote	92
6.1.3	Implementação da manga traseira no cabeçote	93
6.1.4	Implementação da polia no veio	94
6.1.5	Implantação do cabeçote no barramento	95
6.1.6	Desenho técnico do conjunto	96
	Conclusões e Trabalho Futuro.....	97
7.1	Considerações finais.....	97
7.2	Trabalho Futuro.....	98
	Referências Bibliográficas	99
	Anexos	101

Lista de Figuras

Figura 1- Ilustração de um torno mecânico a pedal [2]	7
Figura 2 – Ilustração de um torno mecânico de Vara [2].....	7
Figura 3 – Ilustração de um torno de fuso [2]	8
Figura 4 – Ilustração do mecanismo de rotação da máquina a vapor	8
Figura 5- Ilustração de um torno em paralelo do início do século XIX.....	9
Figura 6 – Ilustração do arranjo estrutural de um torno com transmissão (sistema de velocidades da árvore) externa.....	10
Figura 7 – Principais componentes de um torno mecânico [11].....	11
Figura 8 – Ilustração do interior do cabeçote fixo do torno [11].....	12
Figura 9 – Esboço do eixo principal do torno.....	13
Figura 10 - Esquemática de uma placa de fixação de 3 grampos [13]	13
Figura 11 - Esquemática do aperto da peça consoante o seu diâmetro [13]	14
Figura 12 – Esquemática dos principais componentes do cabeçote móvel	14
Figura 13 - Ilustração de um Veio Com alguns componentes [14]	17
Figura 14 - Vários filetes de veios [14].....	18
Figura 15 – Factor de concentração de tensões de um veio consoante o filete [14] ..	18
Figura 16 - Esforços e tensões num veio. Sendo, d - o diâmetro da secção circular do veio; M_t - o momento torsor; M_f - o momento flector; N - o esforço axial; $W_t = \pi d^3 / 16$ - o módulo de resistência à torção; $W_f = \pi d^3 / 32$ - o módulo de resistência à flexão; $A = \pi d^2 / 4$ - a área da secção [16].....	19
Figura 17 – Diagrama das tensões principais do plano	20
Figura 18 - Solicitações de fadiga alternada pura, alternada, repetida ou ondulada.	21
Figura 19 - Selecção da secção da correia [24]	29
Figura 20 – Esquema representativo dos ângulos de contacto	30
Figura 21 – Esquema representativo da Deflexão	33
Figura 22 - Esquema representativo da força estática.....	34
Figura 23 - Esquema representativo da força dinâmica	34
Figura 24 - Desenho esquemático da correia e suas respectivas polias.....	36
Figura 25 - Esquema representativo das forças da correia.....	37
Figura 26 - Esquema representativo das forças aplicadas no veio.....	39
Figura 27 - Diagrama de esforços e respectivos momentos flectores	40
Figura 28 - Esforço normal e seu respectivo diagrama.....	41
Figura 29 – Diagrama do momento torsor	42

Figura 30- Factor K_A [18].....	48
Figura 31 - desenho esquemático do veio principal do torno.....	53
Figura 32 - Desenho esquemático do nariz do veio	53
Figura 33 - Desenho esquemático das chavetas do veio.....	55
Figura 34 - Desenho esquemático dos rolamentos escolhidos.....	59
Figura 35 - Desenho esquemático final do torno	60
Figura 36 – Representação do modelo a simular	61
Figura 37 – <i>shetch</i> com as dimensões do veio	62
Figura 38 – Dimensões das aberturas, para as chavetas da polia.....	62
Figura 39 – Dimensões da abertura, para a chaveta do nariz	63
Figura 40 - Aplicação do material ao veio no programa de simulação	63
Figura 41 - Condições de fronteira do apoio simples.....	64
Figura 42 - Condições de fronteira do apoio duplo	64
Figura 43 - Elemento triangular utilizado na malha	65
Figura 44 - Cabeçote do torno	67
Figura 45 - Interior do cabeçote.....	67
Figura 46 - Aplicação do material ao cabeçote no programa de simulação.....	68
Figura 47 - Condições de fronteira do cabeçote do torno.....	68
Figura 48 - Visualização da malha do cabeçote	69
Figura 49 - Ilustração do Barramento do torno.....	70
Figura 50 - Ilustração do interior do barramento	70
Figura 51 - Aplicação do material do barramento no programa de simulação.....	71
Figura 52 - Condições de fronteira do cabeçote do torno.....	71
Figura 53 - Visualização da malha do cabeçote	72
Figura 54 - Aplicação da pressão exercida pela correia no programa de simulação	74
Figura 55 - Aplicação da pressão exercida pela força tangencial no programa de simulação.....	74
Figura 56 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação.....	75
Figura 57 - Resultado das tensões às pressões aplicadas.....	76
Figura 58 - Resultado dos deslocamentos às pressões aplicadas	76
Figura 59- Resultado da concentração de tensões na zona da polia	77
Figura 60 - Condições de fronteira da zona da polia do veio	77
Figura 61 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação.....	78
Figura 62 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação.....	79
Figura 63 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação.....	79
Figura 64 - Resultados das tensões máximas às pressões aplicadas.....	80
Figura 65 - Resultados dos deslocamentos às pressões aplicadas.....	80
Figura 66 - Resultados da primeira frequência crítica do veio	81
Figura 67 - Aplicação da Reacção Vertical do apoio simples no programa de simulação.....	82
Figura 68 - Aplicação da Reacção Vertical do apoio duplo no programa de simulação.....	83

Figura 69 - Aplicação da Reacção horizontal do apoio duplo no programa de simulação.....	83
Figura 70 - Resultados das tensões de Von mises do cabeçote.....	84
Figura 71 - Resultados dos deslocamentos do cabeçote	84
Figura 72 - Resultados da primeira frequência crítica do veio	85
Figura 73 – Limite de fadiga do ferro fundido cinzento.....	86
Figura 74 – Aplicação da pressão frontal do barramento.....	87
Figura 75 - Aplicação da pressão traseira do barramento.....	87
Figura 76 - Resultados das tensões de Von mises do barramento	88
Figura 77 - Resultados dos deslocamentos do cabeçote	88
Figura 78 - Resultados da primeira frequência crítica do veio	89
Figura 79 – Vista expandida do cabeçote, rolamentos, manga, anilhas de espaçamento, vedante e tampa	91
Figura 80 - Pormenor do canal de lubrificação dos rolamentos de rolos cónicos.....	92
Figura 81 - Colocação do anel exterior no nariz do veio	92
Figura 82 - Cabeçote com o veio fixo através da porca de fixação.....	93
Figura 83- Colocação da manga traseira e do rolamento de rolos cónicos	93
Figura 84 - vista pormenorizada do canal de lubrificação do rolamento de rolos cilíndricos	94
Figura 85 - Fixação da manga e da tampa ao cabeçote através de parafusos.....	94
Figura 86 – Colocação das chavetas e da anilha de espaçamento	95
Figura 87 - Colocação da polia, da tampa da abertura de acesso e da porca de fixação	95
Figura 88- Ilustração do torno completo.....	95
Figura 89 - Esquema representativo do Corte A-A	96
Figura 90 - Esquema representativo do Corte B-B	96
Figura 91 - esquema representativo das dimensões de uma chaveta.....	105
Figura 92 - Esquema e dimensões do nariz do torno do tipo L.....	106

Lista de gráficos

Gráfico 1 - Resultado dos deslocamentos para cada malha em forma de gráfico. A linha a verde representa o valor de deslocamento máximo.....	66
Gráfico 2 - Resultado das tensões de Von Mises para cada malha em forma de gráfico. A linha a verde representa o valor de tensão máxima.....	66

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Tensões de cedência e de rotura em MPa de alguns aços de veios. Os quadrados azuis dizem respeito à escolha do aço em função do diâmetro pretendido [24].....	26
Tabela 2 - Propriedades do aço 42 CrMo 4.....	26
Tabela 3 - Valores de Ks. Rodeado a vermelho encontra-se o valor de Ks correspondente ao torno mecânico com um funcionamento de 8h por dia de forma intermitente. [24]	28
Tabela 4 - Especificações das polias de 14mm de passo em polegadas [24]	30
Tabela 5 - Correias de secção 14M [24].....	31
Tabela 6 - Tolerâncias de instalação e de pré tensão [24]	32
Tabela 7 - Valores das constantes M e Y [24].....	33
Tabela 8 - Escolha da Correia	35
Tabela 9 - Escolha da polia.....	36
Tabela 10 - Tensão de corte admissível [19]	42
Tabela 11 - Selecção da secção critica	43
Tabela 12 - Valores possíveis de Kf e Kt [18,19].....	45
Tabela 13 - Valores de tensão máxima e tensão admissível, para os respectivos diâmetros.....	46
Tabela 14 - Valores de tensão máxima e tensão admissível, para os respectivos diâmetros.....	46
Tabela 15 - Tabela dos vários valores de K_D [18]	49
Tabela 16 - tabela dos vários valores de K_E [18].....	50
Tabela 17 - Obtenção do diâmetro externo mínimo	52
Tabela 18 – Dimensões do nariz do torno [25].....	53
Tabela 19 - Escolha de chavetas	55
Tabela 20 - Escolha dos rolamentos.....	59
Tabela 21- Resultados do teste de convergência do veio.....	65
Tabela 22 - Propriedades do material do cabeçote do veio	67
Tabela 23- Resultados do teste de convergência do cabeçote	69
Tabela 24- Resultados do teste de convergência do cabeçote	72
Tabela 25 - Dimensionamento dos rolamentos cónicos (retirado do catálogo da FAG).....	101
Tabela 26 - Tabela de escolha dos rolamentos de rolos cónicos (retirada do catálogo da FAG).....	102

Tabela 27 – Escolha dos rolamentos de rolos cilíndricos.....	103
Tabela 28 - Tabela de especificações da polia de 14 mm de passo.....	104
Tabela 29 - Tabela de chavetas retirada do departamento de engenharia mecânica	105

Nomenclatura

σ_o - Tensão de cedência [MPa]

σ_u - Tensão de rotura [MPa]

N^o de horas – Numero total de horas da correia [horas]

P_p – Potência de projecto [kW]

K_s – Factor de serviço

P_n – Potência nominal do motor [kW]

n_{motor} – Rotação do motor [rpm]

$n_{maq\ ferramenta}$ - Rotação da máquina ferramenta [rpm]

v – Velocidade linear da correia [$m.s^{-1}$]

D_{polia} – Diâmetro da polia maior [mm]

d_{polia} – Diâmetro da polia menor [mm]

n_{polia} – Rotação da polia [rpm]

θ – Ângulo entre o ponto B e o eixo vertical da polia maior [°]

θ_1 – Ângulo de contacto da polia menor com a correia [°]

θ_2 – Ângulo de contacto da polia maior com a correia [°]

T_{Lp} – Tentativa de comprimento da correia [mm]

L_p – Comprimento da correia

C – Tentativa de entre eixo [mm]

C_{actual} - Entre eixo actual [mm]

$T_{INSTALAÇÃO}$ - Tolerância de instalação [mm]

$T_{PRE-TENSÃO}$ - Tolerância de pré-tensão [mm]

T_S – Tensão estática [lb]

HP – Potencia nominal [hp]

S - Velocidade da correia [ft/min]

M – Constante dependente da largura e do passo da correia

t – Força de pré-carga [mm]

F_{min} – Força de deflexão mínima [lb]

F_{max} – Força de deflexão máxima [lb]

T_0 – Tensão estática [N]

T_e – Força estática [N]

T_d – Força dinâmica [N]

T_{1e} – Tensão estática do ramo tenso [N]

T_{2e} - Tensão estática do ramo bambo [N]

F_e – Força estática [N]

T_1 – Força do ramo tenso [N]

T_2 - Força do ramo bambo [N]

Q – Relação entre o ramo bambo e tenso da correia

T_u – Força útil [N]

P_w - Potência nominal do motor [W]

v_2 - Velocidade linear da correia a maquinar uma peça específica [m.s⁻¹]

n_{veio} - Rotação do veio a maquinar uma peça específica [rpm]

ASME – American Society of Mechanical Engineers

F_1 – Força do ramo tenso (método ASME) [kg]

F_2 – Força do ramo bambo (método ASME) [kg]

P – Potencia nominal do motor [cv]

M_t – Momento torsor [kg.mm]

F_x – Projecções de F_1 e F_2 segundo o eixo x [kg]

F_y – Projecções de F_1 e F_2 segundo o eixo z [kg]

$F_{correia}$ – Força provocada pela correia no veio [N]

F_{tang} – Força tangencial provocada pela velocidade de corte da ferramenta [N]

M_{t2} – Momento torsor [N.m]

$r_{peça}$ – Raio da peça a maquinar [m]

$D_{peça}$ – Diâmetro da peça a maquinar [m]

w – Velocidade angular da peça a maquinar [s^{-2}]

F_{axial} – Força axial provocado pelo avanço da ferramenta de corte [N]

$\sum F_x$ – Somatório das forças perpendiculares ao eixo X

$\sum F_y$ – Somatório das forças perpendiculares ao eixo Y

$\sum M_2$ – Somatório dos momentos aplicados sobre o apoio simples

$\overline{12}$ – Distância da correia ao apoio simples

$\overline{23}$ – Distância do apoio simples ao apoio duplo

$\overline{24}$ – Distância do apoio simples ao ponto de trabalho

R_1 – Reacção vertical do apoio simples [N]

R_2 – Reacção vertical do apoio duplo [N]

R_H – Reacção horizontal do apoio duplo [N]

N – Carga axial [kg]

M_f – Momento flector [kg.mm]

$M_{f_{YZ}}$ – Momento flector no plano YZ [kg.mm]

$M_{f_{XY}}$ – Momento flector no plano XY [kg.mm]

M_{f_1} – Momento flector do ponto onde se coloca a correia [kg.mm]

M_{f_2} – Momento flector do ponto do apoio duplo [kg.mm]

M_{f_3} – Momento flector do ponto do apoio simples [kg.mm]

M_{f_4} – Momento flector do ponto de trabalho [kg.mm]

σ_{ced} – Tensão de cedência do material do veio [kg/mm²]

σ_{rupt} – Tensão de rotura do material do veio [kg/mm²]

τ – Tensão de corte [kg/mm²]

τ_{adm} – Tensão de corte admissível [kg/mm²]

τ_{max} – Tensão de corte máxima [kg/mm²]

σ_f – Tensão de flexão [kg/mm²]

σ_N – Tensão normal [kg/mm²]

σ – Tensão biaxial (normal e de flexão) [kg/mm²]

I – Momento de inércia da secção do veio [mm⁴]

y – Distância da fibra neutra à fibra considerada [mm]

D_{ext} – Diâmetro externo do veio para a qual a tensão máxima é inferior à tensão admissível [mm]

D_{int} – Diâmetro interior do veio [mm]

K – Razão entre o diâmetro interior e o diâmetro exterior

A – Área da secção do veio [mm²]

K_t – Coeficiente que leva em conta o choque e a fadiga, aplicado ao momento torsor

K_f – Coeficiente que leva em conta o choque e a fadiga, aplicado ao momento flector

α – Coeficiente que leva em conta a encurvadura

L – Comprimento do troço do veio sujeito a compressão [mm]

k – raio de giração da secção do veio [kg/mm^2]

E – Modulo de elasticidade Longitudinal do material do veio [Pa]

n – coeficiente que leva em conta o tipo de apoios do veio

σ_n – Resistência à fadiga do veio [kg/mm^2]

σ'_n – Limite de resistência à fadiga do provete, sujeito a flexão rotativa [kg/mm^2]

K_A – Factor de superfície

K_B – Factor de tamanho

K_C – Factor de carga

K_D – Factor de temperatura

K_E – Factor de fiabilidade

σ_m – Tensão média (é a média entre a tensão máxima e a tensão mínima) [kg/mm^2]

σ_a – Tensão alternada [kg/mm^2]

σ_e – Tensão de resistência à fadiga [kg/mm^2]

σ_{eq} – Tensão equivalente [kg/mm^2]

τ_{eq} – Tensão de corte equivalente [kg/mm^2]

τ_{ced} – Tensão de corte de cedência [kg/mm^2]

N_{seg} – Factor de segurança

K_F – Factor dinâmico de concentração de tensões

K_T – Factor elástico de concentração de tensões

q – Índice de sensibilidade ao entalhe

D_{eq} – Diâmetro equivalente a um veio maciço [mm]

L_c – Largura da chaveta para a qual o momento torsor é suportado [mm]

h - Altura das chavetas [mm]

t_1 – Distancia que a chaveta fica para dentro do veio [mm]

t_2 – Distancia que a chaveta fica para fora do veio [mm]

F_{r1} - Carga radial do apoio simples [kN]

F_{r2} – Carga radial do apoio duplo [kN]

K_{a1} – Carga axial do apoio simples [kN]

K_{a2} – Carga axial do apoio duplo [kN]

F_{rA} – Carga radial do apoio duplo [kN]

F_{rB} – Carga radial do apoio simples [kN]

Y_A – Factor axial

Y_B – Factor axial

e – Factor e

F_a – Carga axial [kN]

F_r – Carga radial [kN]

L_{hna} - Vida nominal em milhões de rotações, atingida ou superada por, no mínimo, 90% de um lote significativo de rolamentos iguais [h]

C - capacidade dinâmica [kN]

P - carga dinâmica equivalente [kN]

p - expoente de duração da vida

a_1 - Factor para a probabilidade de falha

a_{23} - Factor para o material e as condições de serviço

$P_{correia}$ – Pressão aplicada pela correia [N/m²]

$A_{correia}$ – Área do local, na qual é exercida a pressão aplicada pela correia [m²]

$D_{int polia}$ – Diâmetro do local, na qual é exercida a pressão aplicada pela correia [m]

L_{polia} – Largura do local, na qual é exercida a pressão aplicada pela correia [m]

$P_{tangencial}$ – Pressão aplicada pela força tangencial [N/m²]

A_{nariz} – Área do nariz do veio [m²]

$D_{m nariz}$ – Diâmetro médio do nariz do veio [m]

L_{nariz} – Comprimento do nariz do veio [m]

P_{axial} – Pressão aplicada pela força axial [N/m²]

$A_{anelar nariz}$ – Área anelar do nariz do veio [m²]

r_{ext} – Raio exterior do nariz do veio [m]

r_{int} – Raio interior do nariz do veio [m]

$P_{escatel}$ – Pressão de contacto, aplicada na chaveta do nariz [N/m²]

$Freq_{Veio}$ – Primeira frequência crítica do veio [Hz]

P_{R1} – Pressão exercida pela reacção do apoio simples [N/m²]

A_{R1} – Área do local, onde é exercida a reacção do apoio simples [m²]

D_{R1} – Diâmetro do local, onde é exercida a reacção do apoio simples [m]

L_{R1} – Largura do local, onde é exercida a reacção do apoio simples [m]

P_{R2} – Pressão exercida pela reacção vertical do apoio duplo [N/m²]

A_{R2} – Área do local, onde é exercida a reacção vertical do apoio duplo [m²]

D_{R2} – Diâmetro do local, onde é exercida a reacção vertical do apoio duplo [m]

L_{R2} – Largura do local, onde é exercida a reacção vertical do apoio duplo [m]

P_{RH} – Pressão exercida pela reacção horizontal do apoio duplo [N/m²]

A_{RH} – Área do local, onde é exercida a reacção horizontal do apoio duplo [m^2]

$r_{RH\ ext}$ – Raio exterior do local, onde é exercida a reacção horizontal do apoio duplo [m]

$r_{RH\ int}$ – Raio interior do local, onde é exercida a reacção horizontal do apoio duplo [m]

$Freq_{Cabeçote}$ – Primeira frequência crítica do cabeçote [Hz]

$P_{Barramento}$ – Pressão que o torno provoca no barramento [N/m^2]

$P_{Barramento\ frontal}$ – Pressão que o torno provoca na parte frontal do barramento [N/m^2]

$P_{Barramento\ traseiro}$ – Pressão que o torno provoca na parte traseira do barramento [N/m^2]

$Freq_{Barramento}$ – Primeira frequência crítica do barramento [Hz]

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação e Objectivos

O objectivo de dimensionar um torno com caixa de velocidades de selecção electromagnética foi motivado pelo gosto de dimensionar sistemas mecânicos, por ser um projecto passível de ser realizado no âmbito do mundo do trabalho, e por ser uma área bastante abrangente na indústria já que o torno mecânico é a máquina ferramenta que contempla mais processos mecânicos e que deu origem a todas as outras.

Os objectivos a alcançar com este projecto são os a seguir enumerados:

- Elaborar um pequeno estudo sobre as mais recentes máquinas de torneamento e documentos que indiquem as forças de maquinagem por torneamento a fim de identificar com rigor as forças geradas.
- Dimensionar uma correia, e as suas respectivas polias, para a transmissão de potência entre a caixa de velocidades e o veio principal do torno;
- Dimensionar um veio que verifique que a sua resistência estrutural não se altera com a aplicação das forças de torneamento a velocidades conhecidas;
- Dimensionar os rolamentos, que servem de apoios ao veio principal do torno, e as chavetas, para uma correcta transmissão de potência, entre os componentes;
- Elaborar um programa em Matlab que, através da mudança das variáveis de entrada, indique quais as dimensões do veio dimensionado;
- Simular, através de elementos finitos o veio, o cabeçote fixo e o barramento quando sujeito a cargas estáticas e dinâmicas;
- Desenhar em 2D os sistemas mecânicos montados e as suas principais vistas.

O estudo do torno é de grande importância pelo facto de assegurar o rigor das tolerâncias de fabrico de peças e a robustez, face às forças que a máquina deve suportar

em serviço. É fundamental que os modelos de projecto propostos assegurem uma fiabilidade e rigor no desempenho do conjunto projectado que uma máquina ferramenta necessita.

1.2 Organização do Documento

A dissertação encontra-se organizada em 8 capítulos, de forma a facilitar a compreensão progressiva dos conceitos inerentes ao problema. O conteúdo destes pode ser sintetizado da seguinte forma:

- ❖ Capítulo 1
 - Motivação e objectivos, onde é enunciado o propósito desta dissertação, qual o seu contributo científico e qual o objectivo que esta dissertação oferece.

- ❖ Capítulo 2
 - Neste capítulo, está apresentado uma revisão bibliográfica sobre o torno mecânico, de modo a perceber a sua história e os vários componentes que o compõem, enunciando os projectos e aplicações, principais métodos de cálculo, soluções correntes entre outros.

- ❖ Capítulo 3
 - O terceiro capítulo é referente ao dimensionamento dos sistemas mecânicos tais como: a correia e as suas respectivas polias, o veio principal do torno e as chavetas necessárias à correcta transmissão de potência, e rolamentos que apoiam o veio ao cabeçote fixo, de forma analítica, através de catálogos da Gates, da FAG e de normas como a ASME.

- ❖ Capítulo 4
 - Este capítulo é referente à modelação e por elementos finitos, através do programa CATIA, do veio já dimensionado, do cabeçote do torno e do barramento que serve de suporte ao cabeçote. Neste capítulo ainda é mencionado quais as condições de fronteira de cada componente e o tamanho da malha utilizada.

- ❖ Capítulo 5
 - Neste capítulo são feitos 7 estudos, cada um independente do outro. Os 7 estudos englobam simulações estáticas e dinâmicas do veio, do cabeçote e do barramento a fim de verificar a sua resistência estrutural.

- ❖ Capítulo 6
 - No sexto capítulo é explicada a implementação do torno, como são colocados e montados todos os sistemas mecânicos no interior do cabeçote fixo, e ainda são dadas algumas informações do desenho técnico do torno, elaborado no programa Solidworks, como é caso do nível do óleo e de como é feita a lubrificação dos vários componentes.

- ❖ Capítulo 7
 - Este capítulo tem a finalidade apresentar as conclusões finais de todo o trabalho desenvolvido e especular sobre possíveis futuros trabalhos na área.

- ❖ Capítulo 8
 - O oitavo capítulo contempla toda a bibliografia que serviu de suporte à elaboração do trabalho, quer para as informações dos vários componentes, quer para o dimensionamento dos mesmos.

- ❖ Capítulo 9
 - No último capítulo é onde está anexada a informação complementar ao documento que, pela sua extensão, é colocada nesta zona.

Esta síntese pode ser encontrada no início de cada capítulo com o objectivo de promover um enquadramento inicial dos mesmos durante a leitura.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Introdução

2.1.1 Engenharia de máquinas ferramenta

As máquinas ferramenta são um importante produto da engenharia de projecto de mecanismos na medida em que tem capacidade para processar materiais. Esta operação consiste essencialmente em trabalhar com movimentos elementares, contudo bastante precisos materiais metálicos, no caso mais frequente, como chapa, varão ou biletos provenientes de processo de fundição, a fim de produzir peças de desenho mais ou menos complexo.

A produção de peças a partir de materiais, sob forma elementar, pode ser conseguida por i) conformação plástica (sem arranque de material) como acontece com prensas de embutidura, ou de geometria especial como as quinadoras, aptas principalmente para dobragem de chapa metálica. ou por ii) métodos de produção de peças a partir do arranque de material em excesso, sendo este campo tecnológico de engenharia de produção enquadrado na área de máquinas ferramenta. O trabalho desenvolvido e apresentado nesta tese insere-se num campo particular de máquinas ferramenta, os tornos, contudo de muitíssima divulgação e utilização em qualquer empreendimento industrial de produção de peças a partir de materiais metálicos, desde a mais pequena oficina até à unidade fabril de maior dimensão concebível.

A engenharia de projecto de tornos está actualmente bem apoiada em eficientes e credíveis ferramentas de dimensionamento e verificação estrutural, sendo a mais usada o método de elementos finitos, muitas vezes incluída em módulos vocacionados em desenho de projecto, sendo exemplos de grande divulgação pelos profissionais e investigadores o SolidWorks® ou o Inventor®.

As máquinas ferramenta são, actualmente, alvo de longa e persistente investigação quanto ao projecto estrutural e sistema cinemático. No primeiro caso, a análise

estrutural por elementos finitos permite determinar com grande rigor as zonas críticas de concentração de tensões, prever a longevidade à fadiga e em análise dinâmica, prever o esforço e as rotações limite que se pode dispor da máquina a fim de obter a máxima produtividade sem incorrer em avarias ou danos por abuso de capacidade mecânica. Este campo de engenharia não permitia ao investigador, de alguns anos para cá, ter acesso a uma informação pormenorizada sobre os progressos no projecto de máquinas ferramenta, tanto no campo dos componentes mecânicos, soluções para a estrutura de tais máquinas e sistemas de transmissão, como no controlo preciso das velocidades de rotação da árvore principal. Neste caso, os mais recentes avanços nos sistemas electrónicos de controlo de velocidade, posicionamento e gestão de potência, muito têm contribuído para a produtividade e autonomia de operação que as máquinas ferramenta têm na actualidade. A diminuta e restrita divulgação destes conceitos está associada à protecção da área do conhecimento industrial, meta de grande importância para que as empresas pudessem competir nesta importante área de engenharia de produção. No entanto, actualmente, reconhece-se a necessidade de divulgar “ciência sem segredo”, apesar de continuar dirigido apenas a um público muito restrito (cientista e técnico) através de publicações especializadas, em linguagem só acessível a uma comunidade instruída para interpretar os conceitos e soluções descritas.

2.1.2 Torno mecânico

O torno mecânico é uma máquina ferramenta muito versátil utilizada no acabamento de peças, ou seja, promove a transformação de uma peça no estado bruto, em peças de secção circular ou outras combinações desta secção. A maquinação das mesmas é conseguida através da giração do fuso que está fixo à peça por meio de 3 ou 4 grampos.

O torneamento, processo de maquinação cilíndrica, é uma operação realizada pelo torno que combina dois movimentos: a rotação da peça a alta velocidade e ao mesmo tempo o movimento de avanço da ferramenta e pode ser feito quer pelo interior quer pelo exterior. As operações externas mais comuns são i) facear, ii) recartilhar, iii) cortar, iv) rosquear e, v) desbastar. Quanto às operações internas, as mais comuns são i) furar, ii) mandrilar, iii) sub-cotar, iv) escarear, v) rebaixar, vi) fresar e, vii) rosquear. Todas as operações internas e externas enumeradas têm parâmetros que devem ser cumpridos para uma correta operação. Por exemplo, o avanço da ferramenta é dependente da quantidade de apra que se retira, da variação da velocidade de rotação e da velocidade de corte [1,2,3].

2.2 Torno mecânico ao longo do tempo

Ao longo do tempo o torno tem evoluído de uma simples máquina de rotação para uma máquina com elevadas capacidades de rotação e com operações de grande precisão. O torno é uma das máquinas ferramentas mais importantes, não só porque dele têm derivado muitas das outras máquinas ferramentas, mas também porque executa um leque variado de operações quando comparado com outras máquinas do mesmo tipo.

O torno mecânico é a máquina ferramenta mais antiga que se tem conhecimento, inicialmente, os movimentos de rotação da máquina eram gerados por pedais e a ferramenta de tornear ficava na mão do operador, como se pode observar na figura 1 [4,5].

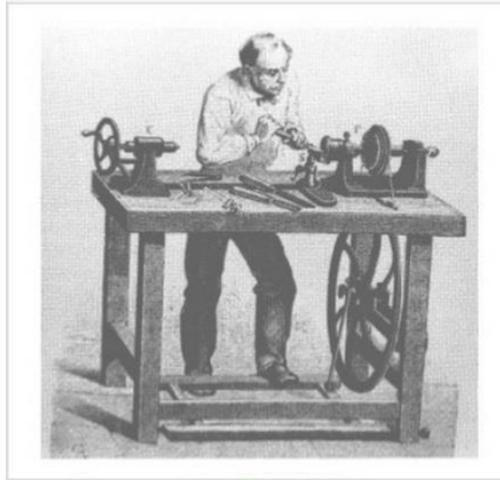


Figura 1- Ilustração de um torno mecânico a pedal [2]

Sabe-se que antigas civilizações como é o exemplo dos egípcios e romanos já utilizavam tornos para fabricar peças com geometrias redondas. Durante a idade média os tornos de vara, muito usados por artesãos, consistiam numa corda amarrada a uma vara, por cima do utilizador, e a um pedal que funcionavam da seguinte forma, o pedal quando pressionado puxava a corda que por sua vez fazia girar a peça, a vara fazia o retorno fazendo com que o torno girasse mais tempo que os tornos só a pedal. Este sistema pode ser visualizado na figura 2 [5].

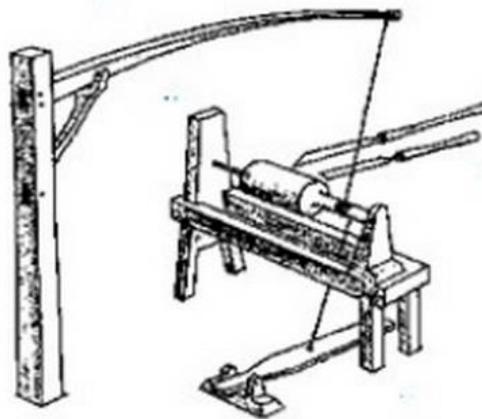


Figura 2 – Ilustração de um torno mecânico de Vara [2]

Com a crescente necessidade de rotação contínua, pelos meados do século XVII, foram inventados os tornos de fuso (figura 3). Estes tornos mecânicos necessitavam de duas ou mais pessoas, consoante o tamanho do fuso, uma para girar o torno, com ajuda de uma manivela e outra para cortar o material com a ferramenta nas mãos.

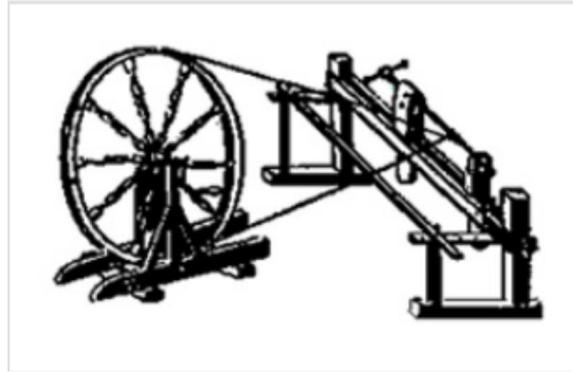


Figura 3 – Ilustração de um torno de fuso [2]

A história do torno mecânico moderno, com a capacidade de maquinar metais pesados, começa com a revolução industrial inglesa, no século XVII, com uma nova fonte de energia, o vapor, que em 1765 deu origem há invenção de um mecanismo a vapor criado por James Watt [6,7]. Este mecanismo (figura 4) consistia no movimento de um pistão que rodava o eixo de uma manivela que por meio de correias fazia rodar o fuso do torno.



Figura 4 – Ilustração do mecanismo de rotação da máquina a vapor

A novidade desta nova máquina era: não ser necessário nenhum operador para girar a peça. Assim, alcançavam-se maiores velocidades de rotação e podia ser colocada em qualquer lugar uma vez que não necessitava nem de água nem de um moinho para girar uma roda sendo possível ter uma máquina de qualquer dimensão dentro da fábrica. Por outro lado, surgiram algumas desvantagens i) elevado tempo para ligar a máquina, ii) necessidade de muita lubrificação para reduzir o esforço, iii) comportavam elevada poluição sonora, para além de iv) não serem absolutamente seguras. Apesar das desvantagens esta invenção, de James Watt, deu origem às primeiras máquinas ferramenta, modernas, a maioria delas também a vapor [4].

O primeiro torno mecânico foi inventado, em 1774, por John Wilkinson, também conhecido por o 'homem do ferro'. Este torno era uma máquina de furar, capaz de furar um cilindro maciço, e assim fabricar os primeiros canhões [8]. Wilkinson realizou um grande marco na história, na tecnologia das máquinas de furação e no campo da aplicação de canos para armas de fogo e canhões.

Pouco depois surgiu o torno de corte, que é o mais versátil de todos, que servia para cortar metal de qualquer peça com formas cilíndricas, até um diâmetro específico. Era essencial na fabricação de eixos de roda, como por exemplo para encaixar as rodas

de uma carruagem, já nos dias de hoje é importante na fabricação de peças automóveis, transmissões, motores e praticamente tudo que tem um formato cilíndrico e que só pode ser feito no torno de corte.

Mais tarde, em 1797, baseado no torno de madeira, Henry Maudslay, um engenheiro e inventor construiu o primeiro torno de metal, capaz de fabricar roscas e parafusos, era um pequeno torno com capacidade para abrir roscas de 10 polegadas de diâmetro e com o fuso engrenado na árvore. A princípio era necessário um fuso diferente para cada passo de rosca que se quisesse abrir. Este torno mais tarde evoluiu, devido a variação do passo por meio de engrenagens, permitindo abrir roscas de mais de um passo, com o mesmo fuso e o mesmo torno [9].

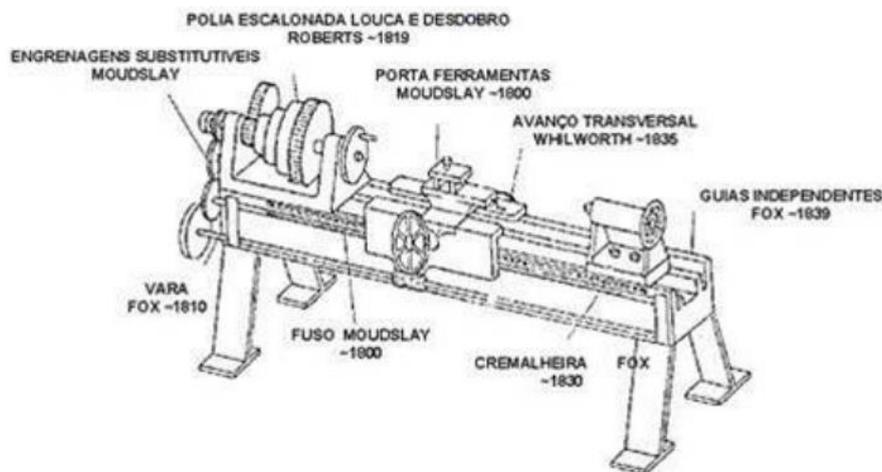


Figura 5- Ilustração de um torno em paralelo do início do século XIX

No início do século XIX, Henry Maudslay juntamente com outro inventor inglês, Joseph Whitworth, decidiram colocar um porta-ferramentas e outros acessórios nos tornos da época, e assim criaram o torno em paralelo (figura 5), o que desencadeou um grande avanço na produção de peças torneadas. Este avanço foi devido ao operador não necessitar de segurar as peças e ferramentas com as mãos, permitindo o uso de materiais ser mais duros. Este novo torno possuía, ainda, um fuso para avanços automáticos e uma polia escalonada para fazer trocas de rotações.

O torno teve algumas modificações, durante alguns anos, como por exemplo as manivelas para movimentar as ferramentas foram colocadas de um único lado, para evitar que os operadores tivessem de se mover. Em 1845 foi criado o torno revólver, na qual varias ferramentas são dispostas e preparadas para realizar operações de forma ordenada e sucessiva através de um porta-ferramenta múltiplo.

Em 1975 foi criado o torno universal que contemplava o melhor dos tornos mecânicos anteriores, era um torno de barramento horizontal. No final dos anos 70 o progresso desta área da engenharia oferecia consideráveis simplificações, como é o caso da aquisição de uma transmissão (caixa de velocidades) externa, montada no interior da estrutura da máquina, proporcionando à árvore o regime de rotações pretendido.

A conceituada casa alemã Ortlinghaus AG®, conhecida por fabricar, principalmente, embraiagens multidisco de accionamento mecânico, electromagnético e pneumático para máquinas ferramenta, propôs aos fabricantes de tornos, fresadoras e mandriladoras uma solução modular interessante, a qual consistia em colocar uma

caixa de velocidades de pré selecção do regime de rotação no interior da máquina ferramenta, sendo a rotação final na árvore obtida por transmissão com correia dentada a partir da referida caixa de velocidades (figura 6).

A evolução do controlo de velocidade e binário nos motores para máquinas ferramenta, obtida por sofisticados e precisos circuitos electrónicos operando no nível de tensão e intensidade de corrente alimentado o motor, acabou por destronar de certo modo a solução construtiva de caixas modulares com pré selecção como descrito. A casa Ortlinghaus® ainda fabrica as referidas caixas mas com controlo electrónico e mesmo variação hidráulica de velocidade [10].

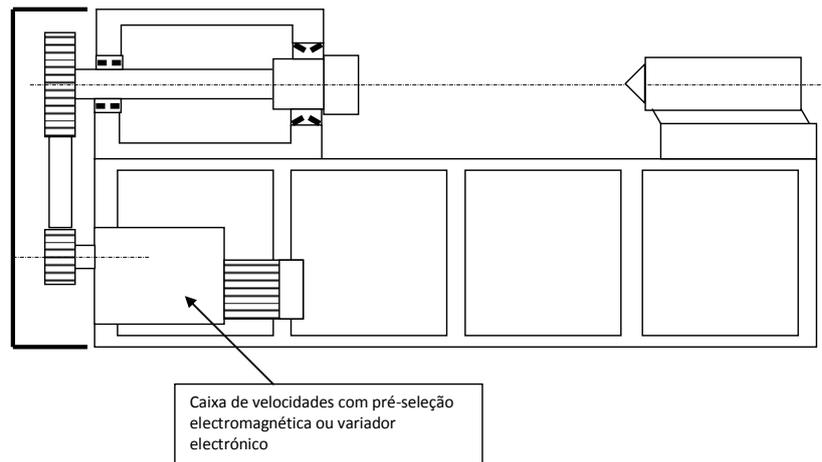


Figura 6 – Ilustração do arranjo estrutural de um torno com transmissão (sistema de velocidades da árvore) externa.

Por último em 1978, é inventado o torno de CNC (Comando Numérico Computadorizado), que apesar de não apresentar uma grande mudança mecânica, possui microprocessadores, evitando a necessidade de mecânicos para mover a peça e as ferramentas. Com a ajuda de um painel, este torno permite que sejam programados vários movimentos para tornear a peça.

2.3 Componentes do torno mecânico, hoje em dia

O torno mais simples que existe é o torno universal, este possui um eixo e barramentos horizontais e tem a capacidade de realizar todas as operações citadas no ponto 1.1.2.

Basicamente, todos os tornos são compostos pelos mesmos componentes, o que os diferencia uns dos outros é a capacidade de produção, ou seja, se é automático ou não, se é manual, hidráulico ou electrónico. Na figura 7 pode-se observar um torno e os seus principais componentes. Os componentes podem ser divididos em quatro classes: i) componentes que transmitem o movimento para todas as partes móveis, como por exemplo o motor, as polias, as engrenagens, as caixas de velocidades, etc; ii) componentes que seguraram e giraram a peça de trabalho; iii) componentes que seguraram e movem a ferramenta de corte e iv) componentes que ordenam os movimentos, como por exemplo as manivelas e alavancas [11].

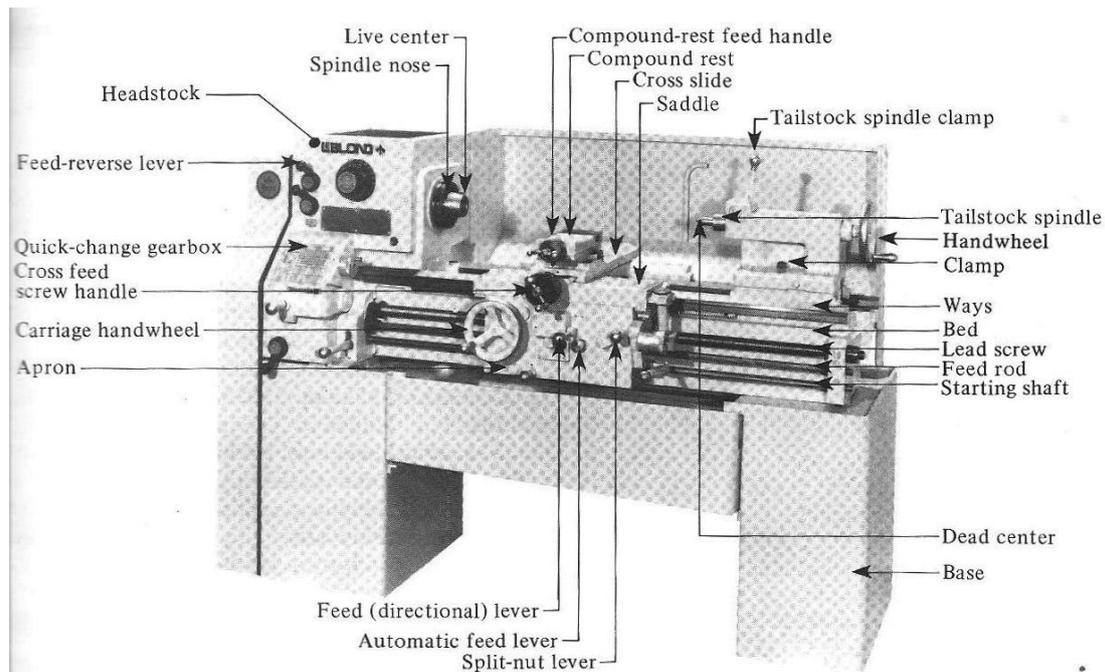


Figura 7 – Principais componentes de um torno mecânico [11]

2.3.1 Barramento do torno

O barramento do torno é um componente que deve ter elevada rigidez a fim de assegurar uma precisão dimensional, ou seja, uma flecha de flexão mínima por efeitos das forças de torneamento. Normalmente é feito em ferro fundido resistente, na qual são montados todos os elementos móveis e fixos do torno. O barramento nos tornos universais é montado horizontalmente. Os mecanismos de transporte e o cabeçote móvel são alinhados sobre as formas do barramento e podem ser movidos longitudinalmente. O cabeçote fixo, a caixa de velocidades e a unidade de alimentação são geralmente ligadas ao barramento [11,12,13].

2.3.2 Mecanismos de produção de movimento

O movimento de todas as partes móveis de um torno mecânico é produzido por uma fonte de energia que normalmente é um motor. Este motor, por meio de correias ou engrenagens, transmite potência para um cabeçote fixo na qual acciona um fuso e este, por sua vez transmite o movimento para a peça a torner. A velocidade e o avanço de cada parte móvel são invariavelmente dependentes deste movimento.

As engrenagens e as polias são elementos importantes na medida em que são elas que estabelecem a rotação precisa para o fuso, controlando a rotação do parafuso de guia e a rotação do parafuso de alimentação.

Normalmente, todos estes mecanismos encontram-se no interior do cabeçote fixo para proteger o operador das altas rotações das engrenagens [11,12,13].

2.3.3 Cabeçote fixo

O cabeçote fixo encontra-se localizado na extremidade do lado esquerdo do barramento, ou como o nome indica na cabeça do torno. Como indicado no ponto anterior o cabeçote contém, no seu interior, os mecanismos de transmissão de potência do motor para o fuso e o próprio fuso, estes mecanismos podem ser engrenagens, correias dentadas, correias em V ou por uma unidade de velocidades variável (caixa de velocidades). A figura 8 ilustra o interior de um cabeçote com transmissão de potência por engrenagens.

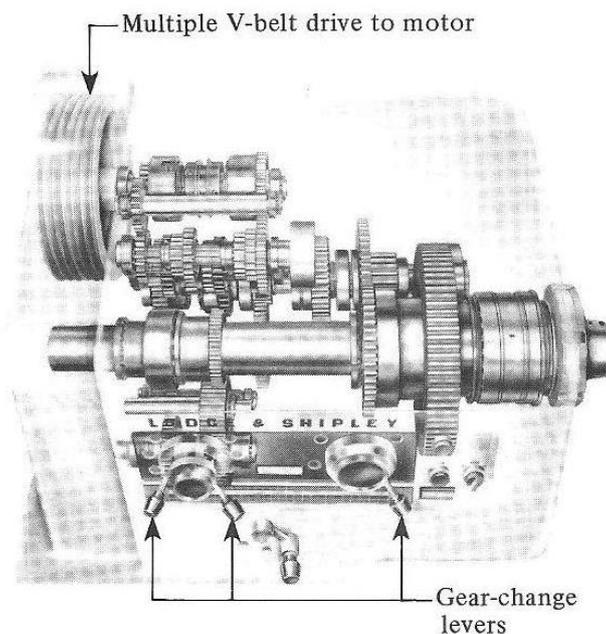


Figura 8 – Ilustração do interior do cabeçote fixo do torno [11]

Através da figura 8 é possível observar que o cabeçote contém a árvore da máquina, ou seja, os eixos necessários para o sistema transmitir, através de engrenagens de selecção, as rotações necessárias à melhor maquinagem do material.

Estas engrenagens de selecção estão desenvolvidas de um modo semelhante a uma mudança de transmissão nos automóveis, a relação de transmissão é alterada pela mudança de velocidade de alavancas. As alavancas, por sua vez, devem ser accionadas quando as engrenagens não estão em movimento para evitar a fissura e o desgaste dos dentes das mesmas. Através das combinações das alavancas (velocidades) podem-se fornecer velocidades duplas, triplas ou quadruplas ao eixo do torno [11,12,13].

2.3.4 Eixo principal do torno

O eixo principal do torno é constituído por aço de liga, temperado e rectificando, uma vez que este é o componente com mais solicitações de carga, quer axial quer radial. O eixo faz movimentar o material a maquinar na rotação adequada contra a ferramenta e o material escolhido deve-lhe promover elevada precisão e rigidez. Como o eixo recebe a transmissão de potência do motor eléctrico necessita de ser fixo, por rolamentos com ajuste de rotação, para que, durante a maquinação do material, não transmita a vibração do motor para a peça a torner.

Os rolamentos devem ser permanentemente lubrificados e periodicamente ajustados, permitindo uma rotação suave.

Alem disso ainda possui um pequeno fuso, que permite a passagem de tubos ou varões compridos para serem maquinados.

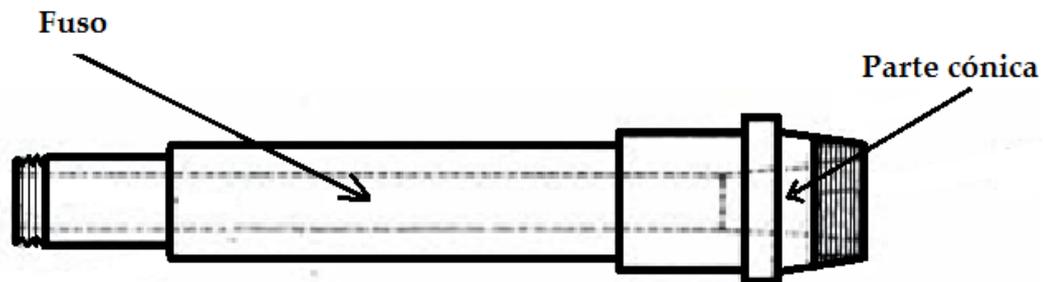


Figura 9 – Esboço do eixo principal do torno

Na figura 9 está representado um esboço de um eixo, na qual podemos observar que a extremidade direita possui uma rosca cônica com encosto para fixar as placas com grampos, que seguram na peça enquanto esta está a ser maquinada. E, na extremidade esquerda, possui uma rosca para permitir o ajuste da folga longitudinal dos rolamentos no fuso [11,12,13].

2.3.5 Placa de fixação da peça

A placa de fixação, figura 10, é colocada no nariz cônico do eixo principal do torno e a sua principal função é centrar e segurar o material, por aperto das castanhas, enquanto este está a ser girado e maquinado. A placa de fixação normalmente é em ferro fundido cinzento e as castanhas são do mesmo material do eixo principal, aço temperado ou cementado, por ser um componente sujeito a esforços axiais e radiais.

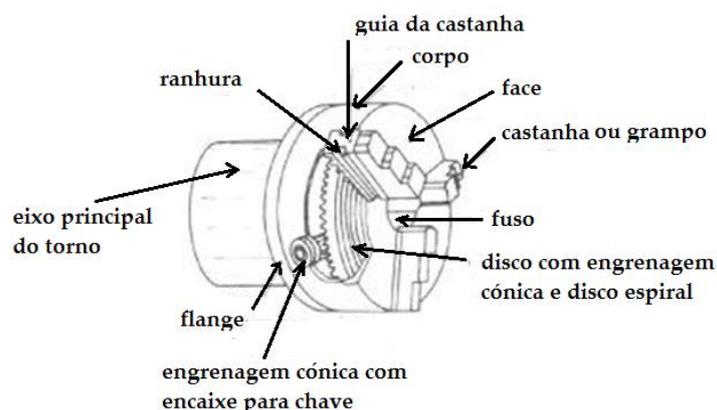


Figura 10 - Esquemática de uma placa de fixação de 3 grampos [13]

As placas de fixação podem ser de dois tipos, placas universais e placas de castanhas ou mandriles independentes.

As placas universais podem conter 3 ou 4 castanhas que se movem em simultâneo, por acção de uma chave que faz que as castanhas apertem a peça. Estas placas

permitem uma centragem imediata e servem exclusivamente para fixar peças poligonais relares ou de secção circular.

As placas de castanhas ou mandriles independentes são outro tipo de placas muito comuns que podem ter 3 ou 4 castanhas mas ao contrário das placas universais, possibilitam a fixação de peças com o formato circular, prismático ou irregular, pelo aperto individual das suas castanhas e ainda centrar com a precisão desejada qualquer ponto da peça. Tal como as anteriores, o aperto das castanhas é feito por meio de uma chave que acciona um parafuso sem fim que comanda o deslocamento de cada castanha. Por último, para um correcto uso das castanhas estas devem ser fixas à peça de forma a que a base das castanhas tenha um extenso contacto com o corpo da placa. Na figura 11, pode visualizar-se a melhor maneira de colocar as castanhas para o aperto de peças de grandes e pequenos diâmetros [11,12,13].

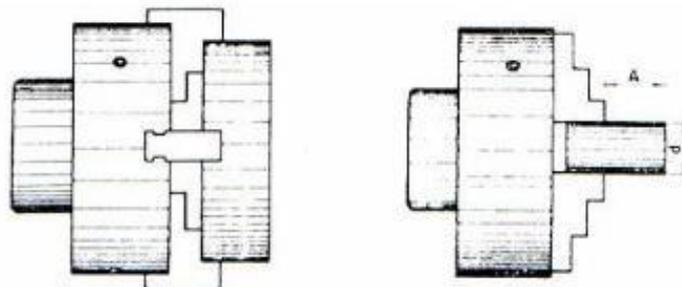


Figura 11 - Esquemática do aperto da peça consoante o seu diâmetro [13]

2.3.6 Cabeçote móvel

O cabeçote móvel é um dos componentes móveis que se desloca longitudinalmente sobre o barramento e oposto ao cabeçote fixo. O cabeçote móvel, como se pode ver na figura 12, é composto por duas unidades: uma base e uma cabeça. A base é feita em ferro fundido cinzento que pode ser fixa ao longo do barramento, seja por parafusos, porcas e placas ou por alavancas. A cabeça é constituída pelo corpo e pelo mangote. O corpo é também feito em ferro fundido cinzento e é onde se encontra todo o mecanismo de deslocamento e alinhamento do contraponto. O mangote é constituído por aço e desloca longitudinalmente, por meio do parafuso e do volante, as ferramentas ou o contraponto.

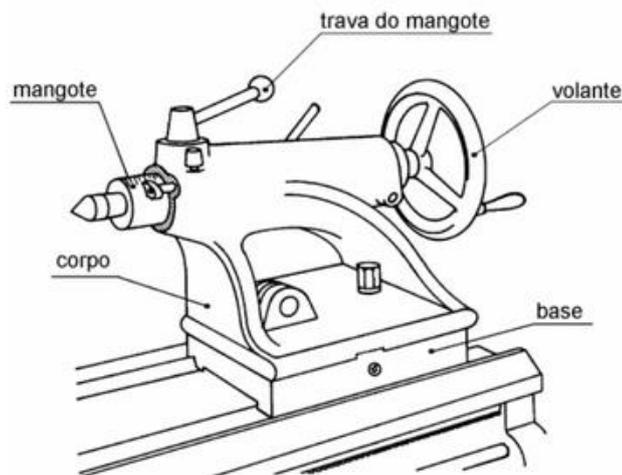


Figura 12 – Esquemática dos principais componentes do cabeçote móvel

O cabeçote móvel é responsável por i) servir de suporte ao contraponto, que serve para centrar a peça a toronar e também absorver as forças axiais geradas pelo movimento de avanço do buril; ii) fixar o mandril, quando é necessário o uso de uma broca; iii) Servir de suporte direito para as ferramentas de corte; e por iv) deslocar lateralmente o contraponto, para toronar peças de pequena conicidade [11,13].

2.4 Manutenção do torno

São várias as medidas a tomar para a manutenção de um torno universal. Em primeiro lugar, deve-se manter sempre todo mecanismo do cabeçote fixo constantemente lubrificado. Os mancais do eixo principal devem ser periodicamente ajustados, permitindo um movimento de rotação suave, devendo ser, também, permanentemente lubrificados. Se o cabeçote fixo tiver caixa de velocidades, as mudanças devem ser feitas com o torno desligado. Para fazer a manutenção à caixa de velocidades, ou seja, montar e desmontar engrenagens, limpar, lubrificar e deslocar alavancas, é necessário que o torno esteja parado e por segurança desligado da fixa. Os dentes das engrenagens devem ser limpos e lubrificados periodicamente para diminuir o atrito de engrenamento e possível rotura dos dentes. As guias da base do cabeçote móvel devem ser conservadas limpas e lubrificadas para ser mais fácil o avanço do contraponto ou da ferramenta secundária. Para colocar o mangote, deve-se aproximá-lo de modo a que não se choque bruscamente com o eixo principal do torno, evitando assim danificar as roscas. Antes de montar a placa deve limpar e lubrificar as rocas do eixo principal. Deve-se usar unicamente a chave para prender o material, pois esta já está calculada para o aperto suficiente. As peças fundidas em bruto e as barras irregulares não devem ser ajustadas na placa universal, para evitar que fiquem mal ajustadas ou mesmo que saltem ao toronar. Na placa devem ser presas peças bem uniformes ou então prender as peças com castanhas independentes. As peças com elevados diâmetros devem ser fixas com as castanhas invertidas, de modo a que fiquem o mais dentro possível da placa, para permitir em maior contacto dos dentes com a rosca e assim aumentar o atrito. Para desmontar a placa devido ao seu peso deve-se sempre proteger o barramento com um calço de madeira para evitar a súbita descida da placa em cima do barramento, o que podia provocar o empenamento do mesmo. Ao trocar as castanhas deve-se limpar o alojamento, a rosca espiral da placa, as guias e os dentes de cada castanha. Após qualquer desmontagem os pinhões e a coroa devem ser lubrificados com graxa. Por fim, ao toronar ferro fundido cinzento, deve-se proteger adequadamente os mecanismos do cabeçote móvel e do barramento do torno [13].

2.4.1 Limpeza a seco do torno

A limpeza do torno é importante na medida em que protege a máquina e garante a protecção do utilizador. Para uma correcta limpeza do torno devem-se remover todas as lascas e partículas que ficam na máquina, nos acessórios, na ferramenta de corte e na peça a toronar. Depois de retirar as limalhas da peça deve-se escovar o cabeçote fixo e o móvel, limpar com um pano limpo para retirar o óleo que se vai acumulando após vários torneamentos e, por fim, limpar com um pano saturado em óleos minerais como

a querosene. O reservatório do fluido e do sistema de corte também deve ser limpo [11].

2.4.2 Lubrificação do torno

A lubrificação de um torno tem três principais funções i) arrefecer o torno, quando está a torner; ii) lavar partículas do torneamento; e, iii) proteger o torno contra a corrosão.

Um lubrificante cria um fluido hidrostático entre os componentes de acoplamento protegendo a máquina enquanto esta está em movimento. O calor que normalmente é gerado na própria máquina ferramenta é eliminado pelo lubrificante devido ao óleo estar mais fresco que a máquina e devido ao óleo diminuir o atrito. Com a diminuição do atrito menor é força para mexer os componentes fazendo com que a máquina tenha movimentos suaves e precisos. O arrefecimento do torno ainda ajuda a evitar a gripagem dos componentes e o desgaste das superfícies que se movem uma contra a outra. Para evitar a exposição dos metais ferrosos ao ar deve usar fluidos de corte solúveis em água [11].

2.5 Estudo de Veios

2.5.1 Selecção do diâmetro de um veio simples

Um veio é um eixo cilíndrico, que é dimensionado para transmitir energia, potencia rotacional ou binário de um motor ou fonte de energia rotacional para mecanismos onde é usada para se obter um trabalho útil. O veio pode incluir estrias e aberturas de chaveta para transmitir o binário sem deslizar, ou seja, sem perdas para elementos como polias e engrenagens. Um veio nem sempre necessita de mecanismos para transmitir potência, servindo apenas como meio de ligação entre duas máquinas, colocadas a uma certa distância, designando-se de intermediário.

A forma de um veio depende, sobretudo, do tipo e características dos elementos montados sobre ele, já o tamanho do mesmo tem em conta considerações de resistência. O diâmetro de um veio afecta todos os mecanismos colocados nele, por isso primeiro devem ser dimensionados os componentes, e só depois de saber todas as reacções e forças se dimensiona o veio [14]. Este processo iterativo, é importante para fazer uma primeira avaliação do diâmetro do veio limitado pela sua força. O diâmetro pode variar numa ampla gama e depende, fundamentalmente, das condições ambientais, materiais utilizados, tratamento térmico, tratamento de superfície, concentração de tensões, entre outros factores.

Por outro lado, veios rotativos são, normalmente, elementos transmissores de potência. A potência, P , o momento torsor (ou binário), M_t , e a velocidade angular de rotação, ω , estão relacionados entre si por intermédio de qualquer uma das expressões:

$$P = M_t \omega \text{ ou } M_t = \frac{P}{\omega}$$

Em que, nas unidades fundamentais do sistema SI, a potência é expressa em Watts, a velocidade angular em rad/s e o momento torsor em N.m. Considerando 1CV=735W

e $1 \text{ rpm} = 2\pi/60 \text{ rad/s}$, então também podemos utilizar a seguinte expressão para calcular o momento torsor em função da potência e da velocidade de rotação do veio.

$$M_t(N.m) = 7019 \cdot \frac{P(CV)}{n(rpm)}$$

Um veio se correctamente dimensionado deve satisfazer as seguintes condições: i) possuir suficiente resistência à fadiga e/ou às solicitações estáticas; ii) possuir suficiente rigidez às deformações elásticas; iii) ser isento de ressonâncias. A verificação da resistência à fadiga e/ou às solicitações estáticas é feita de acordo com a análise de tensões da Mecânica dos Materiais e os critérios de resistência à fadiga e/ou de resistência à rotura por cedência estática do material. Nos casos em que coexistem num mesmo ponto tensões normais e de corte, será adoptado o critério da energia de distorção (Von Mises). A verificação à rigidez de um veio contempla dois aspectos: a rigidez à torção e a rigidez à flexão. Na rigidez à torção, os ângulos de torção são limitados a certos valores estabelecidos empiricamente enquanto na rigidez à flexão, as flechas são limitadas a certos valores máximos que condicionam o bom funcionamento dos elementos montados sobre o veio. O fenómeno de ressonância num veio ocorre quando a velocidade de rotação em serviço é próxima da velocidade crítica, ou seja, da velocidade correspondente à primeira frequência natural de vibração do sistema elástico constituído pelo veio submetido à flexão por acção das forças de inércia associadas às massas em movimento de rotação [15].

2.5.2 Dimensionamento do veio (variações de diâmetros e filetes)

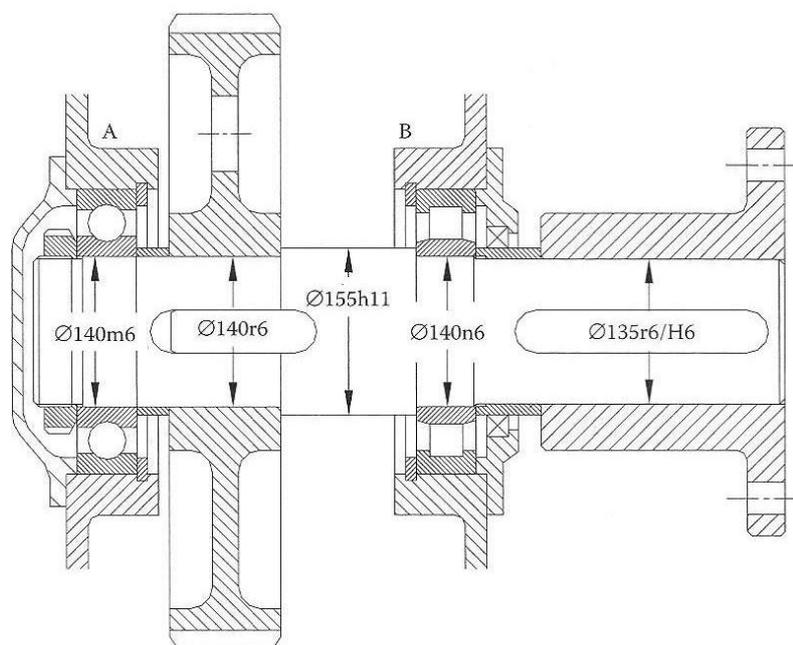


Figura 13 - Ilustração de um Veio Com alguns componentes [14]

A Figura 13 ilustra um veio com uma polia, dois rolamentos e uma manga incorporados. Este veio tem várias secções de diferentes diâmetros para permitir a instalação correcta dos componentes, como por exemplo a mudança de um diâmetro

de 150 mm para 140 mm faz com que a polia e rolamento fiquem fixos, quanto à variação do diâmetro de 140 milímetros a 135 milímetros é necessária devido à diferença de tolerâncias do rolamento de rolos e para fixar a manga. Para fazer estas diferenças de diâmetros, é necessário maquinar filetes para diminuir a concentração de tensões nestes pontos. O raio dos filetes e o diâmetro do veio, onde são feitos, têm uma importante influência na concentração de tensões do veio. Frequentemente encontram-se, em alguns desenhos, filetes que são dimensionados muito pequenos ou então com dimensões erradas [14].

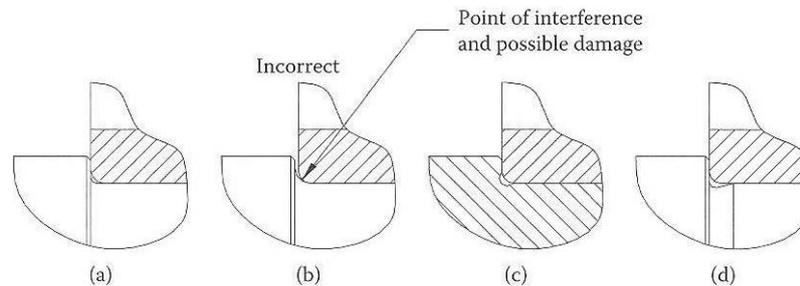


Figura 14 - Vários filetes de veios [14]

Para um correcto dimensionamento de uma variação de diâmetros para o acoplamento de um rolamento, Figura 14.a, o raio do filete deve estar de acordo com as prescrições do catálogo do rolamento. Se não se tiver em conta certas especificações pode-se cometer o erro de o raio do filete ser maior do que o filete do rolamento, Figura 14.b, e assim o rolamento será montado incorrectamente. Nas figuras 14.c e 14.d podem-se observar outras formas de dimensionar correctamente os filetes [14].

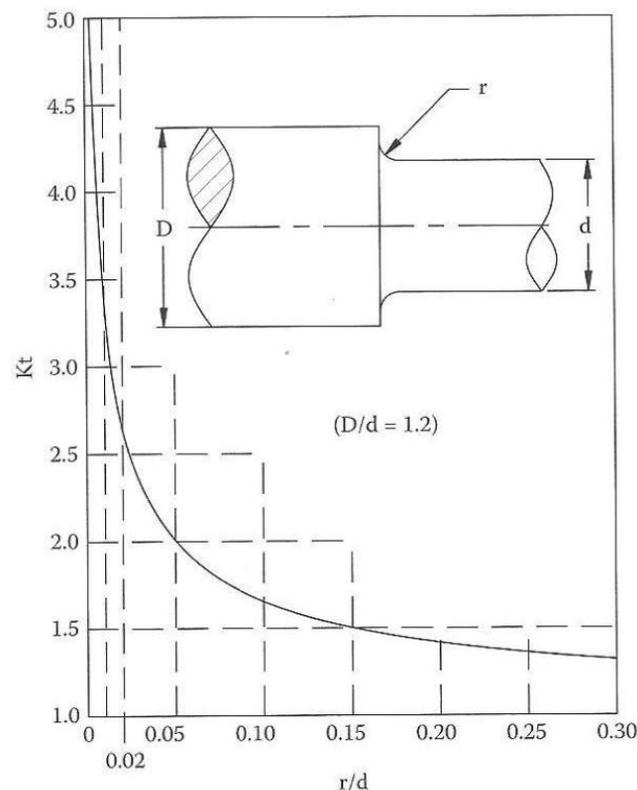


Figura 15 – Factor de concentração de tensões de um veio consoante o filete [14]

A Figura 15 apresenta a relação entre a concentração de tensões do factor K_t e o valor do raio do filete, para relações de diâmetros de 1,2. Através deste gráfico é possível dimensionar filetes correctos e precisos [14].

2.5.3 Cálculo à resistência

Frequentemente, um veio em rotação está sujeito à acção de forças estacionárias que, num dado ponto da superfície, provocam tensões normais de flexão que são cíclicas e tensões de corte devidas à torção que são estáticas. Em alguns casos podem ocorrer, em combinação com as anteriores, tensões normais estáticas devidas a um esforço axial de tracção ou de compressão [16].

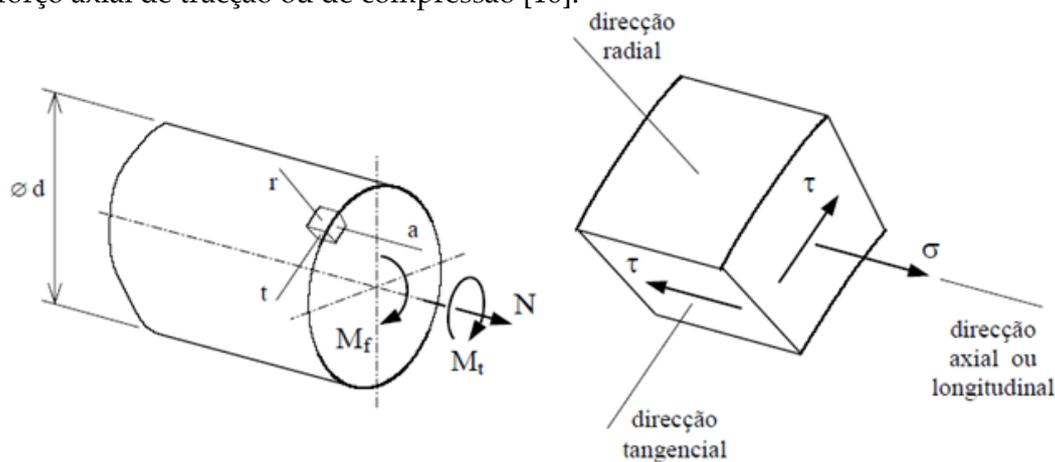


Figura 16 - Esforços e tensões num veio. Sendo, d - o diâmetro da secção circular do veio; M_t - o momento torsor; M_f - o momento fletor; N - o esforço axial; $W_t = \pi d^3 / 16$ - o módulo de resistência à torção; $W_f = \pi d^3 / 32$ - o módulo de resistência à flexão; $A = \pi d^2 / 4$ - a área da secção [16].

O estado de tensão num ponto da superfície de um veio rotativo submetido à acção de cargas estacionárias contém as componentes de tensão representadas na figura 16.

Num ponto da superfície do veio surgem as seguintes tensões:

- Devido à flexão, uma tensão normal (σ) cíclica cujo valor médio e amplitude são:

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_a = \frac{M_f}{W_f} = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

- Devido à torção, uma tensão de corte (τ) estática cujo valor médio e amplitude são:

$$\tau_m = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16M_t}{\pi d^3}, \quad \tau_a = 0$$

- Devido ao esforço axial, uma tensão normal (σ) estática cujo valor médio e amplitude são:

$$\sigma_m = \frac{N}{A} = \frac{4N}{\pi d^2}, \quad \sigma_a = 0$$

2.5.4 Critério da Tensão Normal Máxima

Tensão normal máxima é um critério aplicável apenas a materiais com um comportamento frágil. Este estabelece que a rotura num dado ponto de uma peça ocorre quando a maior das tensões principais do estado de tensão nesse ponto iguala a tensão de rotura determinada no ensaio de tracção. Isto é, segundo este critério a tensão equivalente é determinada pela seguinte expressão:

$$\sigma_{eq} = \text{Max}(|\sigma_1|, |\sigma_2|)$$

Na figura 17 está ilustrado um diagrama que compara os valores das duas tensões principais do plano (σ_1 e σ_2), que determinam o limite de resistência.

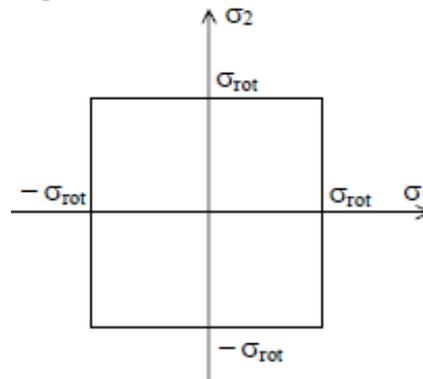


Figura 17 – Diagrama das tensões principais do plano

Existem, no entanto, dois inconvenientes neste critério i) assume que o valor da tensão de rotura à tracção é o mesmo da tensão de rotura à compressão, o que raramente acontece nos materiais frágeis; ii) despreza os efeitos das tensões de corte no mecanismo de rotura [16].

2.6 Fadiga

2.6.1 Noções e Considerações

Na realização de um ensaio de tracção com vista à determinação das propriedades mecânicas dos materiais a carga é aplicada gradualmente, promovendo o desenvolvimento de deformação. Habitualmente, o provete é ensaiado até à destruição de modo a que as tensões sejam aplicadas uma única vez. Estas condições são designadas por condições estáticas e são muito próximas das que ocorrem em muitos órgãos mecânicos ou componentes estruturais.

Ocorrem com frequência condições em que as tensões variam entre determinados valores ao longo do tempo. Por exemplo, um dado ponto da superfície de um veio em rotação, sujeito à acção de cargas que produzem flexão, fica submetido a tensão e a compressão em cada ciclo de rotação do veio. Se o veio for de um motor eléctrico que roda a 1500 rpm, então o ponto está a ser traccionado e comprimido 1500 vezes em cada minuto. Este tipo de condições produz tensões designadas por tensões repetidas ou variáveis.

Uma rotura por fadiga começa com uma pequena fenda. A fenda propaga-se até a um ponto de descontinuidade no material, tal como uma mudança de secção, um escatel, ou um furo. Uma vez iniciada a propagação da fenda, o efeito da concentração de tensões torna-se maior e a fenda progride mais rapidamente. À medida que a área sob tensão diminui em tamanho, as tensões aumentam em magnitude até que, finalmente, a área remanescente sofre rotura súbita. Uma rotura por fadiga é, assim, caracterizada pela existência de duas zonas distintas na superfície de rotura. A primeira é a que se deve ao progressivo desenvolvimento da fenda, enquanto a segunda é devida à rotura súbita. A zona correspondente à propagação da fenda apresenta normalmente estrias perpendiculares à direcção de propagação, especialmente em materiais dúcteis. A segunda zona, correspondente à rotura súbita, é muito semelhante em aspecto à fractura dos materiais frágeis, tal como no ferro fundido que sofre rotura por tracção [17,18,19].

2.6.2 Solicitações de Fadiga

As solicitações variáveis podem possuir espectros bastantes distintos, incluindo situações em que nem o período nem a amplitude das variações é constante. Contudo, na prática, é geralmente possível considerar essas situações como a composição de solicitações em que o período e a amplitude são constantes em certos blocos de intervalo de tempo.

Numa solicitação de período e amplitude constantes, em que uma tensão varia entre um valor máximo, σ_{max} , e um valor mínimo, σ_{min} , define-se tensão média, σ_m , por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

E a amplitude de tensão, σ_a , por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Conforme o seu valor médio, (figura 1), uma solicitação é designada por alternada pura, alternada, repetida ou ondulada.

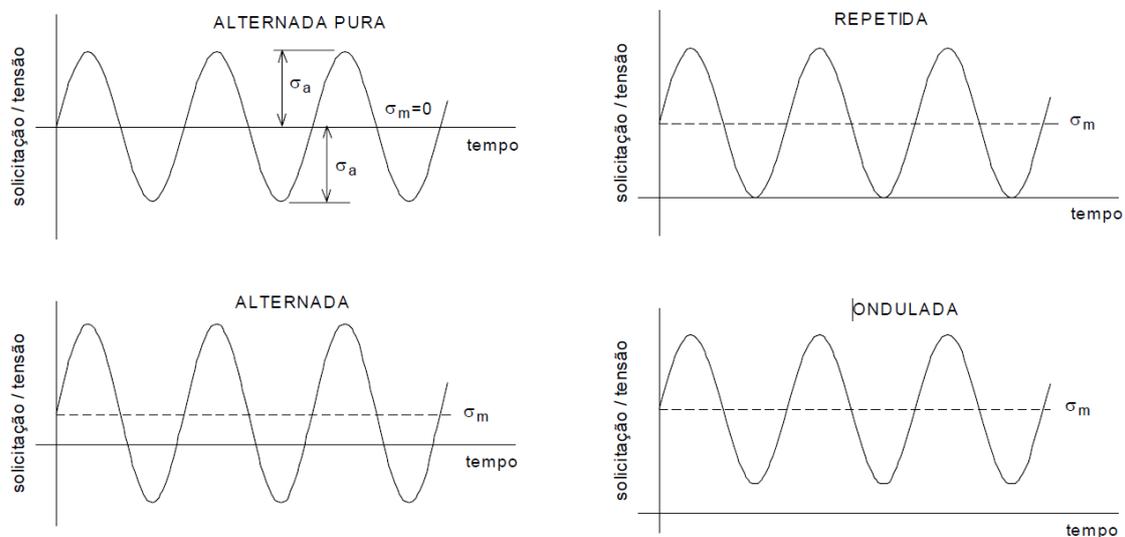


Figura 18 - Solicitações de fadiga alternada pura, alternada, repetida ou ondulada.

Assim, nas solicitações de carácter alternada pura a tensão média é nula; nas solicitações de carácter alternada a tensão média é não nula e inferior à amplitude de tensão; nas solicitações de carácter repetida a tensão média é não nula e igual à amplitude de tensão, e por último, nas solicitações de carácter ondulada é não nula e superior à amplitude de tensão [17,18,19].

2.6.3 Factores de Correção à tensão

Não é espectável que o limite de fadiga efectivo de um componente mecânico ou estrutural coincida com os valores obtidos em laboratório. Para ter em conta as principais condições que afectam a tensão limite de fadiga efectiva, σ_n , relativamente ao valor do limite de fadiga, σ'_n , que é obtido no ensaio laboratorial de flexão, empregam-se diversos factores de correcção. Nestas circunstâncias, utiliza-se a seguinte expressão [17,18,19]:

$$\sigma_n = k_A k_B k_C k_D k_E \sigma'_n$$

- Acabamento Superficial (Factor K_A)

A superfície do provete de ensaio de fadiga é altamente polida, com um acabamento final na direcção axial que retira quaisquer estrias circunferenciais. Como os componentes mecânicos raramente possuem um acabamento superficial de tão alta qualidade, é necessário tomar em consideração os diferentes tipos de acabamento utilizados em peças de aço. Assim deve-se considerar o factor de correcção K_A em função, não só do acabamento superficial mas também da resistência à tracção do aço.

- Efeito de Tamanho (Factor K_B)

O ensaio de fadiga à flexão rotativa dá a tensão limite de fadiga para um provete com 7,5 mm de diâmetro, embora 10 e 12,5 mm também sejam usados. O limite de fadiga de órgãos mecânicos que possuem uma dimensão maior ou uma área de secção diferente deve ter em conta o factor K_B , este efeito designa-se de efeito de tamanho.

- Efeito da carga (Factor K_C)

O factor de carga serve para corrigir a resistência à fadiga quando a carga aplicada não é de flexão, ou seja, quando a carga é axial ou de torsão.

- Efeito da Temperatura (Factor K_D)

A temperatura é um factor que altera todas as propriedades mecânicas dos materiais. Muitos ensaios têm sido realizados, no entanto, ainda é difícil encontrar expressões precisas e úteis para os valores de K_D . O significado do factor K_D é essencialmente para lembrar ao projectista que o efeito da temperatura deve ser tido em conta, especialmente para temperaturas bastante diferentes da ambiente.

- Fiabilidade (Factor K_E)

Nesta secção é abordada, numa perspectiva analítica, a questão da fiabilidade com que o valor do limite de resistência à fadiga é considerado no projecto. Os valores do factor K_E têm em conta a probabilidade de ruptura ou de sobrevivência e normalmente é utilizada uma tabela de fiabilidade normalizada.

2.7 Elementos Finitos

2.7.1 Introdução

O método dos elementos finitos pode ser utilizado numa grande variedade de áreas de conhecimentos, como por exemplo, i) mecânica dos sólidos, ii) mecânica dos fluidos, iii) transferência de calor e no, iv) comportamento dos materiais.

Na mecânica dos sólidos, os elementos finitos podem ser utilizados para simular ou determinar uma tensão máxima que uma estrutura ou peça sofre, quando lhe é aplicada uma força externa. Na mecânica dos fluidos pode servir para determinar a velocidade de escoamento de um fluido e a pressão que se obtém na entrada e na saída do escoamento. Na área da transferência de calor o MEF serve para determinar a temperatura máxima que um elemento atinge, quando possui uma fonte de calor interna. Por último, no comportamento dos materiais pode ajudar a escolher o material que melhor se adapta a uma determinada estrutura [20].

2.7.2 O que é o método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos é um método numérico, normalmente usado para encontrar soluções aproximadas de problemas complexos, para os quais não se conhece uma solução ideal que possa ser colocada na forma analítica. O desenvolvimento deste método tem vindo a acontecer de acordo com o aumento da disponibilidade tecnológica e da capacidade de cálculo destes mesmos meios digitais. Este método possui características importantes, são elas: i) utiliza métodos numéricos e cria um sistema de equações algébricas lineares, que é facilmente resolvido através do método das matrizes e um computador digital, ii) utiliza uma função, como uma base subjacente, para estabelecer uma solução aproximada, iii) utiliza uma equação integral em que nos problemas mecânicos de sólidos, representa a energia potencial total da estrutura e as cargas externas [20, 21, 22].

Capítulo 3

Dimensionamento e projecto dos sistemas mecânicos

3.1 Considerações e dados do torno a dimensionar

3.1.1 Dados do torno mecânico

O torno mecânico está sujeito a 8 horas de trabalho por dia a uma velocidade máxima de 3000 rpm e uma velocidade mínima de 50 rpm, com uma vida desejada de 10 anos e uma temperatura de serviço de 50 graus. O torno possui um diâmetro de fuso de 80 milímetros para conseguir maquinar veios de grandes diâmetros. Pretende-se, ainda, que o torno tenha uma fiabilidade de 99,5 % e uma probabilidade de falha no máximo de 2 %. Para garantir que o torno tem uma boa segurança, optou-se por um coeficiente de segurança de 2.

3.1.2 Dados da correia

A distância entre o eixo do veio principal do torno e o eixo da caixa de velocidades, entre eixo da correia, é de 400 milímetros, com uma tolerância de 15 milímetros.

3.1.3 Dados do veio

O veio do torno possuiu um comprimento total de 700 milímetros com uma distância da correia ao rolamento simples de 120 milímetros, uma distância do rolamento simples ao rolamento duplo de 330 milímetros e por último com uma distância do rolamento duplo ao ponto de trabalho de 240 milímetros.

3.1.4 Material do veio

O material escolhido para o veio é o aço 42CrMo4, que possui uma elevada tensão de cedência e de rotura, para que o diâmetro do veio seja o mais pequeno possível. Na tabela 1, retirada da sebenta de sistemas mecânicos, chega-se à conclusão que, para um diâmetro superior a 80mm, a tensão de cedência e rotura são 650 e 900 MPa, respectivamente.

Tabela 1 - Tensões de cedência e de rotura em MPa de alguns aços de veios. Os quadrados azuis dizem respeito à escolha do aço em função do diâmetro pretendido [24]

Designação DIN	Estado	$d \text{ (mm)} \leq 16$		$16 < d \text{ (mm)} \leq 40$		$40 < d \text{ (mm)} \leq 100$	
		σ_0	σ_u	σ_0	σ_u	σ_0	σ_u
Ck 35	N	300	480	270	480	270	480
	TR	430	630	370	600	320	550
Ck 45	N	340	580	305	580	305	580
	TR	500	700	430	650	370	630
34 Cr 4	TR	700	900	590	800	460	700
42 CrMo 4	TR	900	1100	750	1000	650	900
30 CrNiMo 8	TR	1050	1250	1050	1250	900	1100

(N: normalizado; TR: temperado e revenido)

Na tabela 2 estão indicadas as restantes propriedades do aço escolhido.

Tabela 2 - Propriedades do aço 42 CrMo 4

Aço	Módulo de elasticidade	Coefficiente de poisson	Densidade	Tensão de cedência	Tensão de rotura
42 CrMo 4	210 GPa	0,3	7830 kg/m ³	650 MPa	900 Mpa

3.1.5 Dados do motor do torno mecânico

O torno mecânico possui um motor com uma Potencia nominal de 5,5 quilowatts e uma rotação máxima de 3000 rotações por minuto.

3.1.6 Dados da peça a ser maquinada

O torno maquina um veio do material CK 45 com 200 milímetros de diâmetro a uma velocidade de 50 rotações por minuto.

3.2 Dimensionamento da Correia

Em máquinas, a transmissão de potência de um órgão para outro pode ser feito através de dois tipos: transmissões mecânicas e transmissões hidráulicas. As primeiras podem apresentar duas variantes, i) elementos rígidos (engrenagens, rodas de atrito, embraiagens, uniões de veios e outros dispositivos) e ii) elementos flexíveis (correias, correntes e cabos). A escolha de uma das transmissões deverá ter em conta a melhor resposta à necessidade do projecto.

Para este projecto foram escolhidas transmissões mecânicas com elementos flexíveis, nomeadamente correias dentadas. Estas correias, por apresentarem dentes, têm características diferentes das restantes. Permitem uma razão de transmissão constante e velocidade angular uniforme (devido a não haver escorregamento nem alongamento da correia), não necessitam de pré-tensão (podem utilizar-se em transmissões de centros fixos), permitem o funcionamento a baixas ou altas velocidades (devido à existência de dentes), possuem elevada capacidade de transmissão de potência e binário, quer a alta quer a baixa velocidade, têm funcionamento silencioso, bom rendimento (entre 97 a 99%) e reduzida necessidade de manutenção (não precisam de lubrificação). Em relação às correntes, apresentam a vantagem de possuírem pesos por unidade de comprimento bem menores (menor peso também nas polias), o que diminui bastante a força centrífuga. Podem transmitir potências até 400 CV, velocidades da ordem dos 60 m/s e maiores relações de transmissão que as outras correias.

Por outro lado, possuem um custo mais elevado que as outras correias devido à forma da própria correia e da polia (dentada), têm uma vida útil mais curta devido à fadiga na raiz dos dentes, possuem menor capacidade para absorver choques e sendo correias “sem-fim” apresentam alguma dificuldade na montagem [18].

3.2.1 Vida desejada para a correia

Devido às correias não possuírem vida infinita é necessário saber o número mínimo de horas que a correia trabalha [18,23,24].

$$\begin{aligned} N^{\circ} \text{ de horas} &= \text{horas diárias} \times \text{dias anuais} \times \text{anos} \\ N^{\circ} \text{ de horas} &= 8 \times 200 \times 10 = 16000 \text{ horas} \end{aligned}$$

Através da expressão acima representada pode-se concluir que a correia trabalha 16000 horas por ano.

3.2.2 Cálculo da potência de projecto

A potência de projecto calcula-se a partir da potência nominal de serviço e pelo factor de serviço [18].

$$P_p = K_s \times P_n$$

- Factor K_s

O factor K_s depende de 3 variáveis i) do órgão motor, que neste caso é o motor eléctrico AC síncrono; ii) do órgão movido, que neste caso é o torno mecânico; e iii) do tipo de serviço, que pode ser normal, intermitente ou contínuo. No presente projecto, o serviço é considerado intermitente, pois o torno é uma máquina ferramenta que não trabalha de forma contínua podendo estar várias horas sem trabalhar.

Através da tabela 3, retirada do catálogo da gates, pode-se observar o valor de K_s [24].

Tabela 3 - Valores de Ks. Rodeado a vermelho encontra-se o valor de Ks correspondente ao torno mecânico com um funcionamento de 8h por dia de forma intermitente. [24]

DriveN Machine	DriveR					
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous Split Phase, Inverter Controlled			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring.		
	DC Motors: Shunt Wound, Stepper Motors			DC Motors: Series Wound, Compound Wound, Servo Motors.		
	Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion.			Engines: Single Cylinder Internal Combustion. Line shafts Clutches		
	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service
	Up to 8 Hours Daily or Seasonal	8-16 Hours Daily	16-24 Hours Daily	Up to 8 Hours Daily or Seasonal	8-16 Hours Daily	16-24 Hours Daily
Display, Dispensing Equipment Instrumentation Measuring Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Appliances, Sweepers, Sewing Machines Screens, Oven Screens, Drum, Conical Woodworking Equipment: (Light) Band Saws, Drills, Lathes	1.1	1.3	1.5	1.3	1.5	1.7
Agitators for Liquids Conveyors: Belt, Light Package Drill Press, Lathes, Saws Laundry Machinery Woodworking Equipment: (Heavy) Circular Saws, Joiners, Planers	1.2	1.4	1.6	1.6	1.8	2.0

O valor Ks, retirado da tabela 3, para um torno mecânico que trabalha 8 horas por dia e accionado por um motor eléctrico é de 1,1.

Substituindo o factor de serviço e a potência de serviço na fórmula da potência de projecto conclui-se que esta é de 6,05kW.

$$P_p = 1,1 \times 5,5 = 6,05 \text{ kW}$$

3.2.3 Relação de transmissão

Uma vez que a rotação do motor é igual à rotação da máquina ferramenta a relação de transmissão das polias é de 1:1.

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{maq \text{ ferramenta}}} = \frac{3000}{3000} = 1:1$$

3.2.4 Secção da correia

Para o dimensionamento da correia decidiu-se ter em conta o catálogo da Gates, devido a ser uma marca conceituada e reconhecida quer nacional quer internacionalmente.

Sabendo que a potência de projecto é de 6,05 kW e que a rotação máxima do torno é de 3000 rpm, através da figura 19 retirada do catálogo da Gates, pode-se observar a Secção ideal da correia.

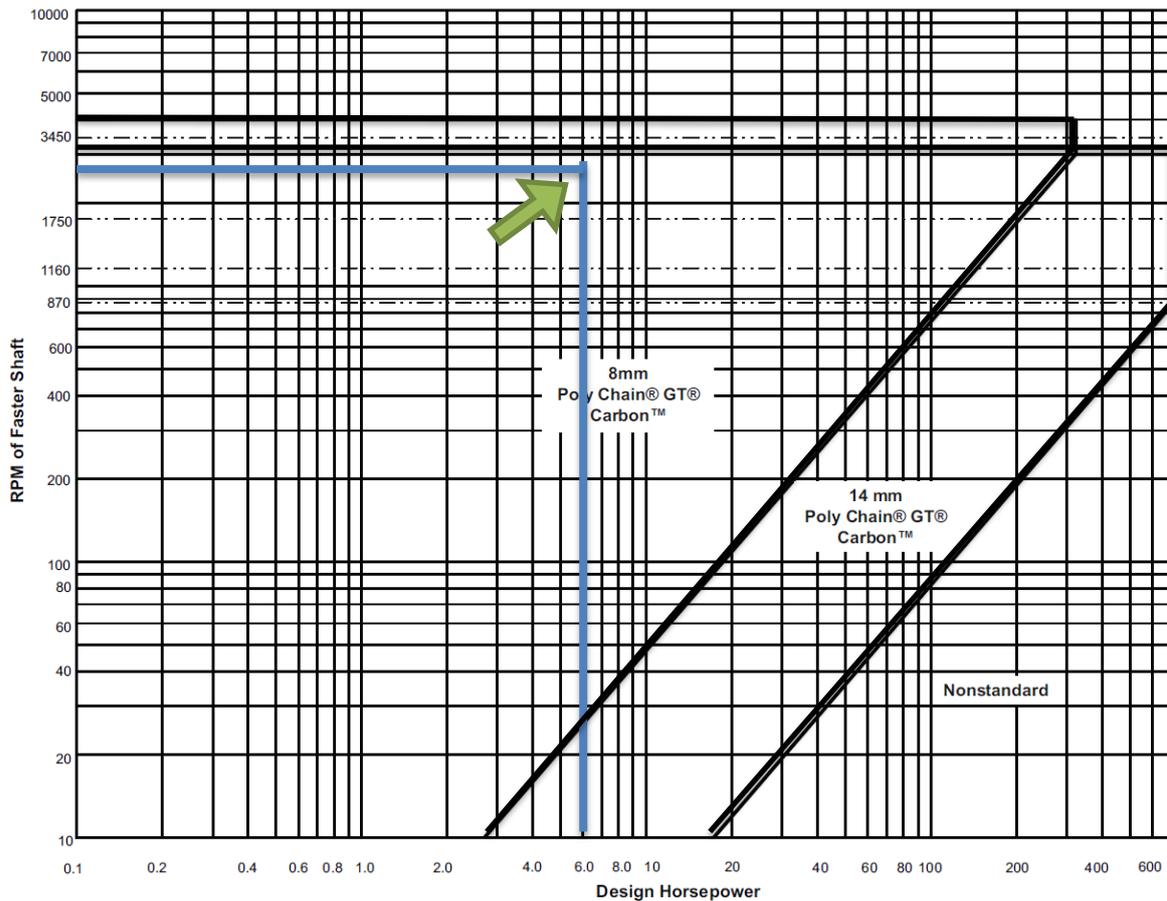


Figura 19 - Selecção da secção da correia [24]

Pela figura 19 chega-se à conclusão que a secção ideal para a correia pode ser de 8mm e de 14mm, mas como uma das especificações do torno é tornear veios até 80 mm é necessário que o passo da correia seja de 14mm, pois o passo de 8 mm não garante um fuso de 80 mm [18,23,24].

$$\text{Secção da correia} = 14\text{mm}$$

3.2.5 Selecção do diâmetro das polias

Com uma relação de transmissão de 1:1 as polias têm o mesmo diâmetro. Tendo em conta que o passo da polia é de 14 mm e que a polia tem um diâmetro mínimo de 100 mm, devido a possuir um fuso de 80mm, pela tabela 4, retirada do catálogo da gates, obtém-se o valor do diâmetro das duas polias.

Atenção que a tabela 4 só mostra alguns diâmetros, para polias. A imagem original, que contempla um maior número de diâmetros, está colocada nos anexos, devido à sua elevada extensão [18,23,24].

Tabela 4 - Especificações das polias de 14mm de passo em polegadas [24]

Sprocket Number	Number of Teeth	Diameters (in)			Design Type	Dimensions (in)	
		Pitch	O.D.	Flange Ref.		Bore Sizes	
						Min	Max
14MX-43S	43	7.544	7.434	8.040	BF-1	0.500	2.688
14MX-45S	45	7.895	7.785	8.400	BF-1	0.875	3.250
14MX-48S	48	8.421	8.311	8.940	BF-1	0.875	3.250
14MX-50S	50	8.772	8.662	9.290	BF-1	0.875	3.250
14MX-53S	53	9.299	9.189	9.690	BF-1	0.875	3.250
14MX-56S	56	9.825	9.715	10.360	BF-1	1.188	3.938
14MX-60S	60	10.527	10.417	11.070	BF-1	1.188	3.938
14MX-63S	63	11.053	10.943	11.590	BF-1	1.188	3.938

Pela tabela 4 observa-se que o diâmetro mínimo, para a polia possuir um furo de 100 milímetros ou seja 3,938 polegadas, é de 9,825 polegadas ou seja de 249,555 milímetros [24].

$$d_{polia} = 249,555 \text{ mm}$$

3.2.6 Velocidade linear

$$v = \frac{d_{polia} \times n_{polia}}{19100}$$

Substituindo o diâmetro e a velocidade de rotação da polia obtém-se uma velocidade linear de 39,19 m/s [24]:

$$v = \frac{249,555 \times 3000}{19100} = 39,19 \text{ m.s}^{-1}$$

3.2.7 Entre eixo e comprimento da correia

- Comprimento da correia

No projecto de correias é necessário conhecer os ângulos em que a correia contacta as polias. A partir da figura 20 é fácil obtê-los.

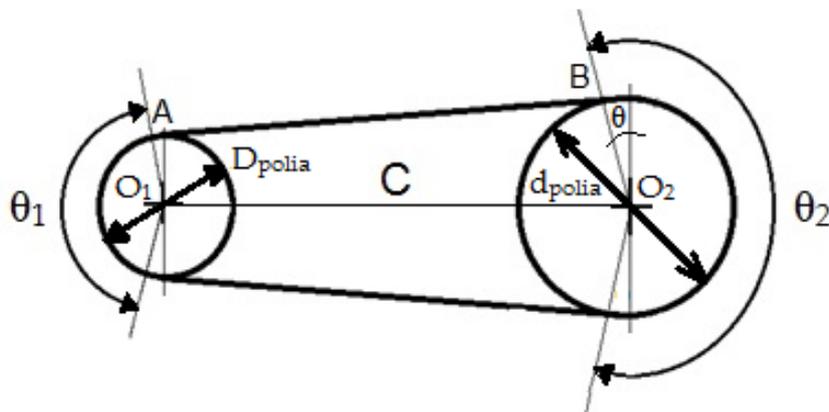


Figura 20 – Esquema representativo dos ângulos de contacto

A fórmula seguinte serve para obter o valor do comprimento da correia, esta fórmula é retirada do catálogo da gates, formula 12 da página 101 [24].

$$T_{Lp} = 2 \times C \times \cos \theta + \frac{\pi \times (D_{polia} + d_{polia})}{2} + \frac{\pi \times \theta \times (D_{polia} - d_{polia})}{180}$$

Em que o angulo de inclinação da correia depende do diâmetro das polia e do entre eixo da correia [24]:

$$\sin \theta = \frac{D_{polia} - d_{polia}}{2 \times C} \Leftrightarrow \theta = \sin^{-1} \frac{D_{polia} - d_{polia}}{2 \times C}$$

Como as polias são iguais, devido à razão de transmissão ser 1:1, o ângulo de inclinação é igual a zero:

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{249,555 - 249,555}{2 \times 400} \right) = 0^\circ$$

dai obtêm – se dois angulos de contacto de

$$\begin{cases} \theta_1 = \pi + 2 \times \theta = 180^\circ \\ \theta_2 = \pi - 2 \times \theta = 180^\circ \end{cases}$$

Devido às polias serem iguais, ainda se iguala o valor dos diâmetros das polias, ficando ($D_{polia} = d_{polia} = D$):

$$T_{Lp} = 2 \times C \times \cos 0 + \frac{\pi \times 2D}{2} + \frac{\pi \times \theta \times (0)}{180} = 2 \times C + \pi \times D$$

Substituindo o diâmetro das polias obtêm-se um comprimento de 1584 mm

$$T_{Lp} = 2 \times 400 + \pi \times 249,555 = 1584 \text{ mm}$$

Através da tabela 5, retirada do catálogo da gates, é possível escolher a correia com o comprimento mais próximo do obtido, para que o erro do entre eixo seja mais pequeno [24].

Tabela 5 - Correias de secção 14M [24]

Sprocket Combinations				Speed Ratio	Center Distance, Inches					
DriveR		DriveN			14MGT-1260 P.L. 49.61 90 Teeth	14MGT-1400 P.L. 55.12 100 Teeth	14MGT-1568 P.L. 61.73 112 Teeth	14MGT-1610 P.L. 63.39 115 Teeth	14MGT-1750 P.L. 68.90 125 Teeth	14MGT-1890 P.L. 74.41 135 Teeth
Number of Grooves	Pitch Diameter (Inches)	Number of Grooves	Pitch Diameter (Inches)							
36	6.316	36	6.316	1.000	14.88	17.64	20.94	21.77	24.53	27.28
37	6.492	37	6.492	1.000	14.61	17.36	20.67	21.50	24.25	27.01
38	6.667	38	6.667	1.000	14.33	17.09	20.39	21.22	23.98	26.73
39	6.842	39	6.842	1.000	14.06	16.81	20.12	20.95	23.70	26.46
40	7.018	40	7.018	1.000	13.78	16.54	19.84	20.67	23.43	26.18
43	7.544	43	7.544	1.000	12.95	15.71	19.01	19.84	22.60	25.35
45	7.895	45	7.895	1.000	12.40	15.16	18.46	19.29	22.05	24.80
48	8.421	48	8.421	1.000	11.58	14.33	17.64	18.47	21.22	23.98
50	8.772	50	8.772	1.000	11.03	13.78	17.09	17.92	20.67	23.43
53	9.299	53	9.299	1.000	10.20	12.95	16.26	17.09	19.84	22.60
56	9.825	56	9.825	1.000		12.13	15.43	16.26	19.02	21.77
60	10.527	60	10.527	1.000			14.33	15.16	17.91	20.67

Para uma correia de secção 14M, com uma relação de transmissão de 1:1 e com um diâmetro primitivo de 249,555 mm (9,825 polegadas), a correia que mais se adapta a um comprimento de 1584 mm, é a correia 14MGT – 1568 com um comprimento de 1568 mm e a correia 14MGT – 1610 com um comprimento de 1610mm. Como a correia de 1568 mm não garante um entre eixo de 400 mm, a correia escolhida é a correia 14MGT – 1610 com um:

$$P_L = 1610 \text{ mm}$$

- Entre eixo actual

A fórmula seguinte é retirada da página 101 do catálogo da gates, e serve para calcular o entre eixo real entre o veio principal do torno e a caixa de velocidades, para o novo comprimento da correia [24].

$$C_{actual} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32 \times (D_{polia} - d_{polia})^2}}{16}$$

Em que o factor K depende do novo comprimento da correia e do diâmetro das polias:

$$K = 4 \times P_L - 6,28 \times (D_{polia} + d_{polia})$$

$$K = 4 \times 1610 - 6,28 \times 2 \times 249,555 = 3305,6 \text{ mm}$$

Substituindo o factor K obtém-se um entre eixo final de 413mm

$$C_{actual} = \frac{3305,6 + \sqrt{3305,6^2 - 0}}{16} = 413 \text{ mm}$$

3.2.8 Tolerâncias de instalação e de pré tensão

Tabela 6 - Tolerâncias de instalação e de pré tensão [24]

Comprimento da Correia [mm]	Tolerâncias de instalação [mm]	Tolerâncias de pré tensão [mm]
De 250 até 500	1,0	0,8
De 500 até 1000	1,8	0,8
De 1000 até 1780	2,8	0,8
De 1780 até 2540	3,3	1,0
De 2540 até 3300	4,1	1,3
Passo	Uma polia com flange	Ambas as polias com flange
8mm	21,8	33,3
14mm	31,2	50,0

Através da tabela 6, retirada do catálogo da gates, observa-se que para uma correia de 1610 mm a tolerância de instalação é igual a 2,8mm + 50 mm por ser uma correia com 14mm de passo e com flange em ambas as polias. A tensão de pré tensão pelo que se observa na tabela é igual a 0,8 mm. Ou seja:

$$T_{INSTALAÇÃO} = 52,8 \text{ mm}$$

$$T_{PRÉ TENSÃO} = 0,8 \text{ mm}$$

3.2.9 Força de pré tensão

A fórmula seguinte é retirada da página 103 do catálogo da gates, e serve para calcular a força de tensão da correia [24].

$$T_s = \frac{20000 \times HP}{S} + M \times \left(\frac{S}{1000}\right)^2$$

Na qual depende da velocidade da correia, da potencia de serviço e da constante M.

$$S = \frac{\text{Diâmetro da correia[in]} \times \text{Rotação da correia[rpm]}}{3,820}$$

$$S = \frac{9,825 \times 3000}{3,820} = 7716 \text{ ft/min}$$

- Constante M

Tabela 7 - Valores das constantes M e Y [24]

Passo [mm]	Largura [mm]	M	Y
8	12	0,33	65
	21	0,57	113
	36	0,97	194
14	20	0,92	230
	37	1,69	426
	68	3,11	782
	90	4,12	1035

Através da tabela 7, retirada do catálogo da gates, para uma correia com 14 mm de passo e 37 mm de largura a constante M toma o valor de 1,69.

Substituindo a constante M e a velocidade da correia obtém-se uma força de pré tensão de 532,6 N.

$$T_s = \frac{20000 \times (5.5 \times 1,341)}{7716} + 1,69 \times \left(\frac{7716}{1000}\right)^2 = 119,74 \text{ lb} = 532,6 \text{ N}$$

3.2.10 Força necessária para verificar a pré-carga

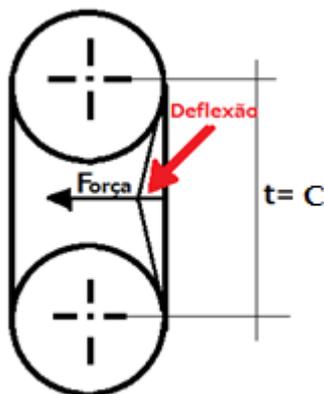


Figura 21 – Esquema representativo da Deflexão

$$t = \sqrt{C^2 \times \left(\frac{D_{polia} - d_{polia}}{C}\right)^2} \text{ como } D = d$$

$$t = \sqrt{C^2 \times 0} = C = 413 \text{ mm}$$

$$\text{Deflexão} = \frac{t}{100} = \frac{413}{100} = 4,13 \text{ mm}$$

Através das fórmulas presentes na página 104 do catálogo da gates, é possível obter a força de deflexão mínima e máxima para esta correia [24].

$$F_{min} = \frac{1.1 \times T_s + \frac{t}{P_L} \times Y}{16}$$

$$F_{max} = \frac{1.2 \times T_s + \frac{t}{P_L} \times Y}{16}$$

- Constante Y

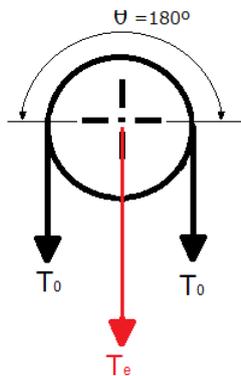
Através da tabela 7 para uma correia com 14mm de passo e 37 mm de largura a constante Y toma o valor de 426.

Substituindo a constante Y, a força de pré tensão, entre eixo e o comprimento da correia obtém-se uma força de pré-carga entre [44,92 e 48,26].

$$F_{min} = \frac{1.1 \times 119,74 + \frac{413}{1610} \times 426}{16} = 10,1 \text{ lb} = 44,92 \text{ N}$$

$$F_{max} = \frac{1.2 \times 119,74 + \frac{413}{1610} \times 426}{16} = 10,85 \text{ lb} = 48,26 \text{ N}$$

3.2.11 Força estática, Te



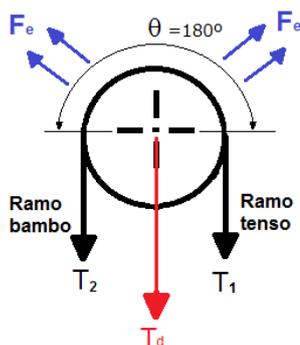
$$T_0 = T_s = 532,6 \text{ N}$$

$$T_e = 2 \times \left[T_0 \times \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \right]$$

$$T_e = 2 \times \left[532,6 \times \sin\left(\frac{180}{2}\right) \right] = 1065,2 \text{ N}$$

Figura 22 - Esquema representativo da força estática

3.2.12 Força Dinâmica, Td



$$T_1 > T_2$$

$$T_1 = T_{1e} + F_e$$

$$T_2 = T_{2e} + F_e$$

$$\frac{T_{1e}}{T_{2e}} = e^{\frac{\theta_1}{180}} = Q$$

Figura 23 - Esquema representativo da força dinâmica

- Factor Q

$$Q = \begin{cases} 3^{\frac{\theta_1}{180}} & \text{Para correias planas e dentadas} \\ 5^{\frac{\theta_1}{180}} & \text{Para correias trapzoidais} \end{cases}$$

Sendo uma correia dentada com um ângulo de contacto de 180 graus, a relação entre o ramo tenso e o ramo bambo toma o valor de 3.

$$Q = 3^{\frac{180}{180}} = 3$$

$$\begin{cases} \frac{T_{1e}}{T_{2e}} = Q \\ T_u = T_1 - T_2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} T_{1e} = 3 \times T_{2e} \\ T_u = T_{1e} + F_e - (T_{2e} + F_e) = T_{1e} - T_{2e} \end{cases}$$

Sabendo que a força útil depende potência de serviço e da velocidade linear da correia:

$$T_u = \frac{P_w}{v}$$

$$\begin{cases} T_{1e} = \frac{P_w}{v} \times \frac{Q}{Q-1} \\ T_{2e} = \frac{P_w}{v} \times \frac{1}{Q-1} \end{cases} \quad \begin{cases} T_{1e} = \frac{5500}{39,19} \times \frac{3}{3-1} = 210,51 \text{ N} \\ T_{2e} = \frac{5500}{39,19} \times \frac{1}{3-1} = 70,17 \text{ N} \end{cases}$$

A fórmula da força dinâmica depende de 3 valores, da força do ramo bambo, do ramo tenso e do ângulo de contacto entre as polias e a correia:

$$T_d = \sqrt{T_{1e}^2 + T_{2e}^2 - 2 \times T_{1e} \times T_{2e} \times \cos \theta_1}$$

Substituindo a força estática do ramo bambo e do ramo tenso, na fórmula anterior, obtém-se uma força dinâmica de 280,68 N.

$$T_d = \sqrt{210,51^2 + 70,17^2 - 2 \times 210,51 \times 70,17 \times \cos 180} = 280,68 \text{ N}$$

3.2.13 Escolha da Correia e das polias

Através de todos os passos do ponto 3.2 executados chega-se a conclusão que correia escolhida tem as seguintes características:

Tabela 8 - Escolha da Correia

Comprimento	Diâmetro primitivo	Largura	Correia	Nº de dentes
1610mm	249,555 mm	37mm	14MGT – 1610	115

Com a correia dimensionada, torna-se fácil identificar as duas polias que melhor se adaptam aos atributos expostos no ponto 3.2. As polias dimensionadas têm as seguintes características:

Tabela 9 - Escolha da polia

Furo máximo	Diâmetro primitivo	Largura	2 Polias	Nº de dentes
100mm	249,555 mm	37mm	14MX – 56 – 37	56

3.2.14 Desenho esquemático

Através das tabelas 8 e 9 é possível elaborar o desenho esquemático da transmissão de potência da caixa de velocidades para o veio principal do torno. Essa transmissão é feita através de 2 polias iguais e uma correia dentada. Na figura 24 é mostrado o desenho esquemático do torno mecânico com as respectivas indicações das polias e da correia dentada.

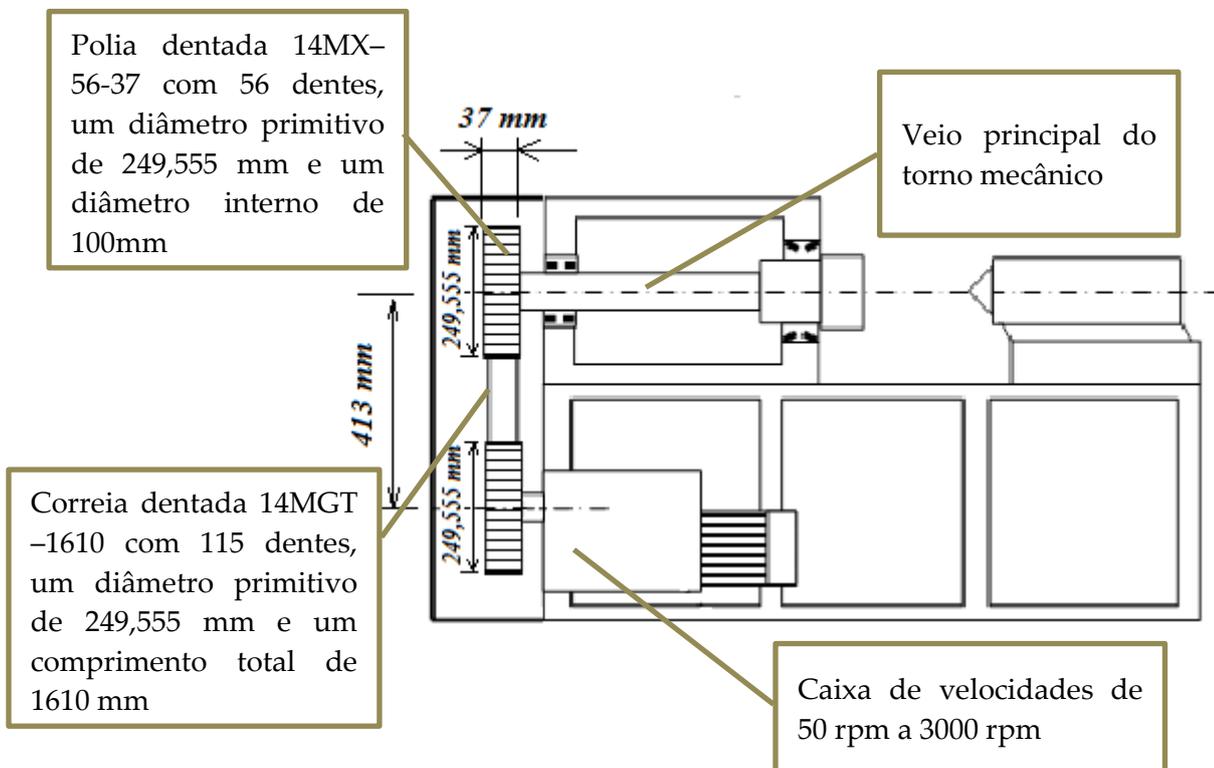


Figura 24 - Desenho esquemático da correia e suas respectivas polias

O desenho da figura 24 tem o intuito de dar a conhecer, pela primeira vez, como é o enquadramento da estrutura e dos componentes cinemáticos a desenvolver.

3.3 Forças aplicadas no veio da árvore

Depois de dimensionar a correia, o próximo passo é calcular as forças que actuam no veio e as respectivas reacções nos apoios. Para isso é necessário considerar a pior situação a que o torno pode estar sujeito.

Considerando que o torno está a toronar uma peça, de aço CK45 com 200 mm de diâmetro a uma velocidade de 50 rotações por minuto, está-se a criar uma das piores situações, pois diminuindo a velocidade do torno, aumenta em grande escala o momento torsor do veio e aumentando o diâmetro do veio a toronar, aumenta a força tangencial e por sua vez a força axial.

3.3.1 Cálculo da força aplica pela correia

Método da gates

- Velocidade linear

$$v_2 = \frac{d_{polia} \times n_{veio}}{19100} = \frac{249,555 \times 50}{19100} = 0,6533 \text{ m.s}^{-1}$$

Substituindo o diâmetro da polia e a velocidade de rotação do veio, nas condições de torneamento, consegue-se obter uma velocidade linear da polia de 0,6533 m.s⁻¹.

- Força da correia

$$\begin{cases} T_{1e} = \frac{P_w}{v} \times \frac{Q}{Q-1} \\ T_{2e} = \frac{P_w}{v} \times \frac{1}{Q-1} \end{cases} \quad \begin{cases} T_{1e} = \frac{5500}{0,6533} \times \frac{3}{3-1} = 12628 \text{ N} \\ T_{2e} = \frac{5500}{0,6533} \times \frac{1}{3-1} = 4209 \text{ N} \end{cases}$$

Substituindo a tensão do ramo bambo e do ramo tenso obtém-se a força dinâmica

$$T_d = \sqrt{12628^2 + 4209^2 - 2 \times 12628 \times 4209 \times \cos 180} = 16838 \text{ N}$$

Método ASME

Pelo método ASME a força que a correia aplica no veio está directamente relacionada com o momento torsor [18,19,24].

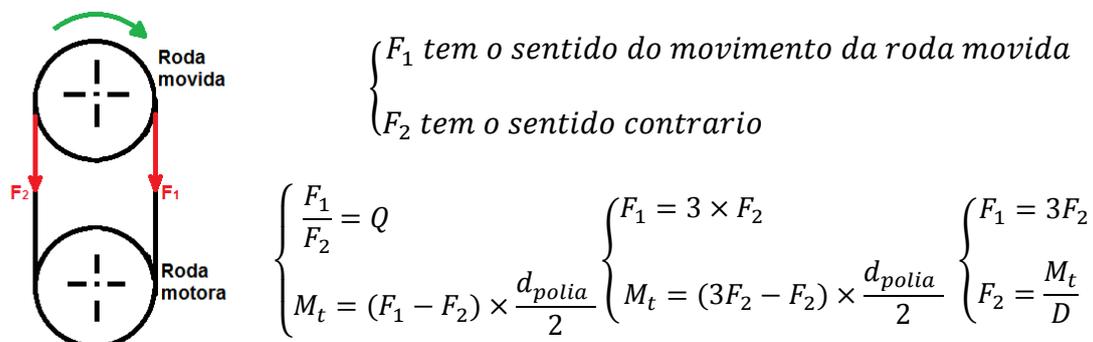


Figura 25 - Esquema representativo das forças da correia

- Momento torsor

Sabendo que o momento torsor depende da potência de serviço do motor e da velocidade de rotação do veio:

$$M_t = 716200 \times \frac{P}{n_{veio}}$$

Substituindo os valores na fórmula do momento torsor, obtém-se um momento torsor de 107040kg.mm.

$$M_t = 716200 \times \frac{5500}{736} = 107040 \text{ kg.mm}$$

- Força aplicada no veio

Substituindo o momento torsor na fórmula de equilíbrio do método de gates:

$$\begin{cases} F_1 = 3F_2 \\ F_2 = \frac{M_t}{D} \end{cases} \quad \begin{cases} F_1 = 3F_2 \\ F_2 = \frac{107040}{249,555} \end{cases} \quad \begin{cases} F_1 = 1286,8 \text{ kg} \\ F_2 = 428,9 \text{ kg} \end{cases}$$

Com as forças dos ramos bambo e tenso calculados, é necessário calcular as projecções das mesmas segundo x e z, para isso é multiplicado as forças pelo ângulo de contacto:

$$\begin{cases} F_x = F_1 \times \sin \theta + F_2 \times \sin \theta \\ F_z = F_1 \times \cos \theta + F_2 \times \cos \theta \end{cases} \quad \begin{cases} F_x = 1286,8 \times \sin 180 + 428,9 \times \sin 180 \\ F_z = 1286,8 \times \cos 180 + 428,9 \times \cos 180 \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_x = 0 \\ F_z = -1715,7 \text{ kg} = -17157 \text{ N} \end{cases}$$

A diferença entre os dois métodos é de apenas 300 newtons, como pelo método ASME o valor obtido é maior, considera-se este o valor para os casos seguintes, pois interessa estudar a pior situação.

$$F_{correia} = -17157 \text{ N}$$

3.3.2 Cálculo da força tangencial

A força tangencial é a força que é aplicada, perpendicular ao veio, pela ferramenta de corte. Este valor depende do raio da peça a ser maquinada, da velocidade de corte e do binário do motor.

$$F_{tang} = \frac{M_{t2}}{r_{peça}}$$

Sabendo que o momento torsor é dado pela fórmula:

$$M_{t2} = \frac{P_w}{w} = \frac{5500}{\frac{2 \times \pi \times 50}{60}} = 1050,4 \text{ N.m}$$

E o raio da peça, a maquinar, é calculado pelo diâmetro da peça.

$$r_{peça} = \frac{D_{peça}}{2} = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ m}$$

Substituindo o momento torsor e o raio da peça a maquinar na fórmula da força tangencial, é possível obter a força tangencial provocada pela ferramenta de corte.

$$F_{tang} = \frac{1050,4}{0,1} = 10504 \text{ N}$$

3.3.3 Cálculo da força axial

A força axial é a força aplicada pelo avanço da ferramenta de corte. Esta força nunca ultrapassa os 30% da força tangencial, logo no pior caso, pode dizer-se que a força axial é igual a 30% da força tangencial:

$$F_{axial} = 0,3 \times F_{tang}$$

$$F_{axial} = 3151 \text{ N}$$

3.3.4 Reacção nos apoios e diagramas

Na figura 26 é mostrado um esquema representativo das forças que actuam no veio, as suas respectivas reacções e o local onde elas actuam. Foi considerado que a força tangencial está apoiada sobre o mesmo eixo para a simplificar os cálculos.

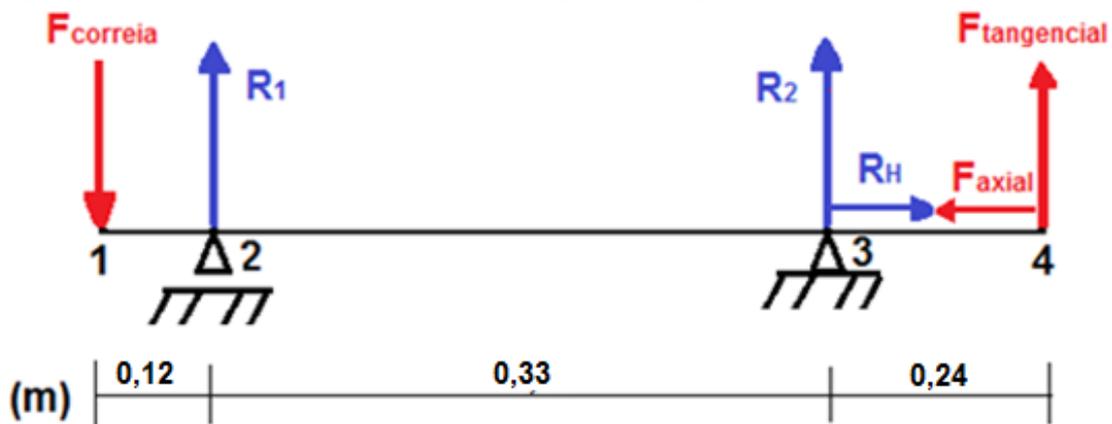


Figura 26 - Esquema representativo das forças aplicadas no veio

Aplicando o sistema de equilíbrio de forças obtém-se:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_2 = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{correia} + R_1 + R_2 + F_{tang} = 0 \\ R_H - F_{axial} = 0 \\ -F_{correia} \times \overline{12} + R_2 \times \overline{23} + F_{tang} \times \overline{24} = 0 \end{cases}$$

Substituindo todas as forças e deslocamentos conhecidos, fica-se com um sistema passível de resolver:

$$\Leftrightarrow \begin{cases} -17157 + R_1 + R_2 + 10504 = 0 \\ R_H - 3151 = 0 \\ 17157 \times 0,12 + R_2 \times 0,33 + 10504 \times 0,57 = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_1 = 31035,18 \text{ N} \\ R_H = 3151 \text{ N} \\ R_2 = -24382,18 \text{ N} \end{cases}$$

Com o sistema revolvido obtêm-se as reacções nos apoios do veio, para perceber se as reacções estão correctamente calculadas, as forças e os deslocamentos são aplicadas no programa MDSolids, onde é obtido as reacções nos apoios, e ainda os diagramas de esforços e de momentos flectores (Figura 27).

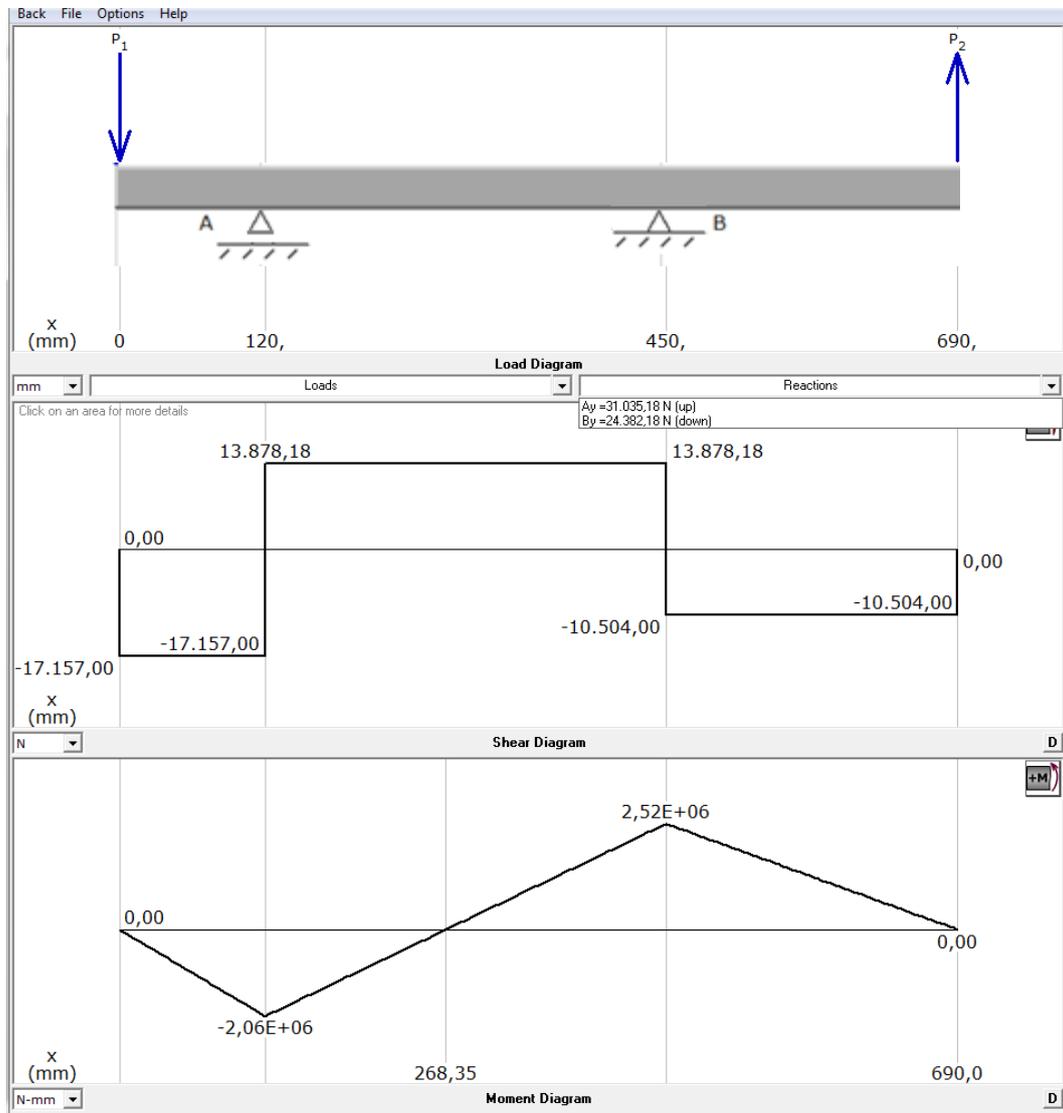


Figura 27 - Diagrama de esforços e respectivos momentos flectores

Pelo MDSolids pode-se comprovar que a reacção do apoio simples e a reacção vertical do apoio duplo estão de acordo com o calculado no sistema de equilíbrio, quanto à reacção horizontal do apoio duplo esta não pode comprovada, pois o programa não contempla cargas horizontais.

Com as reacções dos apoios obtidas, retiram-se os momentos flectores de cada ponto:

$$\begin{aligned} Mf_1 &= 0 \text{ N.mm} \\ Mf_2 &= 2058800 \text{ N.mm} \\ Mf_3 &= -2521000 \text{ N.mm} \\ Mf_4 &= 0 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

3.4 Dimensionamento do veio à rotura segundo o código ASME

Neste subcapítulo pretende-se fazer a análise de todos os esforços que actuam no veio principal do torno, com base nos conhecimentos já adquiridos, e dimensioná-lo segundo o código ASME para determinar qual o diâmetro mínimo do veio para que não ocorra fissuração do material.

3.4.1 Esforços normais e seus respectivos diagramas

Devido há força axial, o veio está carregado com esforço axial (figura 28) desde o ponto de aplicação da força (ponto 4) até ao apoio que absorve as cargas axiais (ponto 3). Neste caso a força é aplicada contra o veio, o que provoca um esforço normal de compressão.

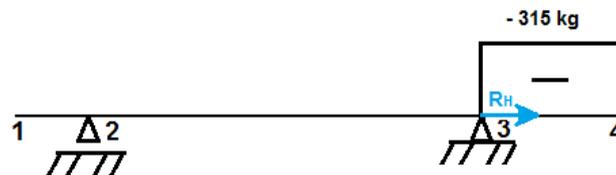


Figura 28 - Esforço normal e seu respectivo diagrama

O valor do esforço normal obtido é de 315 kg, como o esforço é contra o veio, este sofre compressão:

$$N = -315 \text{ kg}$$

3.4.2 Momentos flectores resultantes

O momento flector resultante é calculado através dos momentos flectores em ambos os planos:

$$Mf = \sqrt{(Mf_{YZ})^2 + (Mf_{XY})^2}$$

Como neste caso só existem forças aplicadas no plano YZ, a fórmula do momento flector resultante é simplificada para:

$$Mf = \sqrt{(Mf_{XY})^2} = Mf_{XY}$$

Considerando que a aceleração gravítica tem um valor de 10 m/s² os momentos flectores tomam os seguintes valores:

$$Mf_1 = \frac{Mf_1}{10} = 0 \text{ kg.mm}$$

$$Mf_2 = \frac{Mf_2}{10} = 205880 \text{ kg.mm}$$

$$Mf_3 = \frac{Mf_3}{10} = 252100 \text{ kg.mm}$$

$$Mf_4 = \frac{Mf_4}{10} = 0 \text{ kg.mm}$$

O ponto 3, zona do apoio duplo, é a zona com maior momento flector, ou seja, uma zona crítica.

3.4.3 Momento torsor e o seu respectivo diagrama

O momento torsor, como já indicado no ponto 3.3.1, é dependente da potência de serviço do motor e da rotação do veio.

$$M_t = 716200 \times \frac{P}{n} = 716200 \times \frac{5500}{736 \times 50} = 107040 \text{ kg.mm}$$

Como o momento torsor é aplicado pela correia e distribuído até ao ponto de trabalho da peça, todos os pontos do veio vão estar sujeitos ao mesmo momento torsor.

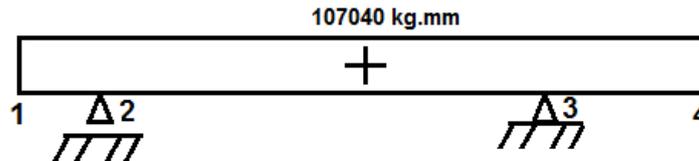


Figura 29 – Diagrama do momento torsor

3.4.4 Tensão de corte admissível

A tensão de corte admissível depende exclusivamente de dois factores, o tipo de aço e o facto de ser ou não chavetado.

Como indicado no ponto 1.4 deste capítulo, o material escolhido para o veio é o aço 42CrMo4, com uma tensão de cedência e ruptura de 65 kg/mm² e 90 kg/mm² respectivamente. Apesar de o veio ser chavetado na polia da correia (ponto 1) a zonas críticas estão na zona interior, (ponto 2 e 3), o que leva a concluir que o valor da tensão de corte admissível não deve conter o factor da chaveta.

Na tabela 10 é indicado como se obtém a tensão de corte admissível do veio [18].

Tabela 10 - Tensão de corte admissível [19]

Tipo de aço		Sem chaveta	Com chaveta
Sem especificações		5,5 kg/mm ²	4 kg/mm ²
Com especificações	Utiliza-se o menor dos valores	0,3 × σ_{ced} 0,18 × σ_{rupt}	0,75 × 0,3 × σ_{ced} 0,75 × 0,18 × σ_{rupt}

Analisando a tabela 10, retira-se que a tensão admissível é calculada a partir da seguinte fórmula:

$$\tau_{adm} = \min(0,3 \times \sigma_{ced} ; 0,18 \times \sigma_{rupt})$$

Sendo a tensão de cedência de 65kg/mm² e a tensão de ruptura de 90kg/mm², a tensão admissível toma o valor de 16,2 kg/mm².

$$\tau_{adm} = \min(0,3 \times 65 ; 0,18 \times 90)$$

$$\tau_{adm} = \min(19,5 ; 16,2) = 16,2 \text{ kg/mm}^2$$

3.4.5 Secção crítica

Para obter a secção crítica do veio principal do torno é elaborado uma pequena tabela (tabela 11), onde estão indicados todos os esforços que cada secção possui. É de indicar que a secção que possuir um maior número de esforços, é a secção crítica.

Tabela 11 - Selecção da secção crítica

Secção	1	2	3	4
N			x	x
M_f		x		
M_t	x	x	x	x

Através da tabela 11 chega-se à conclusão que a secção 2, 3 e 4 possuem todas dois esforços. Com uma análise mais pormenorizada, a secção 3 e 4 estão sujeitas aos mesmos esforços torsores e normais e a secção 3 tem um maior momento flector, logo a secção 4 não é necessária estudar. Para diferenciar a secção 2 da secção 3, não há nenhuma maneira de saber qual das duas é a secção mais solicitada, logo por segurança calcula-se o diâmetro máximo para as duas secções [18].

3.4.6 Dimensionamento

No dimensionamento de veios de materiais dúcteis, baseado na resistência, utiliza-se o critério da tensão de corte máxima, enquanto se o material é frágil, o critério a aplicar é o da tensão normal máxima.

No caso analisado, o veio está solicitado por momentos de flexão, de torsão e esforços axiais, o que torna o diâmetro depende de tensões normais, de flexão e de torsão. Como o veio é oco, para a passagem do fuso, a tensão de flexão é dada por [18]:

$$\sigma_f = \frac{Mf}{I} \times y$$

Como a secção é circular, o momento de inercia é caracterizado pelo diâmetro, que neste caso é calculado pelo diâmetro interior e exterior.

$$I = \frac{\pi \times D_{ext}^4 (1 - K^4)}{64}$$

A distância da fibra neutra à fibra considerada é dada pelo raio do veio, ou seja:

$$y_{max} = \frac{D_{ext}}{2}$$

Substituindo o momento flector, o momento de inercia e a distância da fibra neutra à fibra considerada, a fórmula da tensão de flexão toma a seguinte estrutura:

$$\sigma_f = \frac{32 \times Mf}{\pi \times D_{ext}^3 (1 - K^4)}$$

As cargas axiais, geram tensões normais, dadas pelo esforço axial em função da área da secção.

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

Perante um veio oco, de secção circular, a área é calculada através do diâmetro do veio:

$$A = \frac{\pi \times D_{ext}^2 \times (1 - K^2)}{4}$$

Com a substituição da Área e do momento axial, a fórmula da tensão normal fica com a seguinte forma:

$$\sigma_N = \frac{4 \times N}{\pi \times D_{ext}^2 \times (1 - K^2)}$$

Na situação de actuarem simultaneamente esforços de torsão, de flexão e axiais, o veio fica sujeito a um estado biaxial de tensões, caracterizado por:

$$\sigma = \frac{32 \times Mf}{\pi \times D_{ext}^3 (1 - K^4)} + \frac{4 \times N}{\pi \times D_{ext}^2 \times (1 - K^2)} \quad ; \quad \tau = \frac{16 \times Mt}{\pi \times D_{ext}^3 (1 - K^4)}$$

Neste caso, aplicando o critério da tensão de corte máxima, a tensão de corte máxima toma o valor:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Segundo as normas ASME, esta tensão assume a forma [18,19]:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \times D_{ext}^3 \times (1 - K^4)} \times \sqrt{\left(Kf \times Mf_{max} + \frac{N \times \alpha \times D_{ext} \times (1 + K^2)}{8}\right)^2 + (Kt \times Mt_{max})^2}$$

Em que a razão entre o diâmetro interno e externo é dado por:

$$K = \frac{D_{int}}{D_{ext}}$$

- Coeficiente α

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{se o esforço provocar tracção} \\ \text{se o esforço provocar compressão} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1 \\ \alpha = \frac{1}{1 - 0,0044 \left(\frac{L}{k}\right)}, \quad \text{para } \frac{L}{k} \leq 115 \\ \alpha = \frac{\sigma_{ced}}{\pi^2 \times n \times E} \times \left(\frac{L}{k}\right)^2, \quad \text{para } \frac{L}{k} > 115 \end{array} \right.$$

O comprimento do veio, que sofre flexão, em função raio de giração da secção é dado por:

$$\frac{L}{k} = \frac{L}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{L}{\sqrt{\frac{D_{ext}^2 \times (1 - K^4)}{16 \times (1 - K^2)}}}, \quad \text{com } L = 0,24 \text{ mm}$$

O coeficiente que tem em conta o tipo de apoios do veio depende dos seguintes parâmetros:

$$\begin{cases} n = 1,0 - \text{Extremidades articuladas} \\ n = 2,25 - \text{Extremidades fixas} \\ n = 1,6 - \text{Extremidades com movimentos parcialmente} \\ \quad \text{restringidos (chumaceiras)} \end{cases}$$

- Coeficiente K_f e K_t

Os coeficientes K_f e K_t têm em conta o choque e a fadiga e dependem exclusivamente da carga aplicada sobre o veio. Na tabela 12 são expostos os valores que os coeficientes K_f e K_t podem tomar, consoante o modo de aplicação da carga.

Tabela 12 - Valores possíveis de K_f e K_t [18,19]

Carga	K_f	K_t
Gradualmente aplicada	1,5	1,0
Subitamente aplicada (Choques pequenos)	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
Subitamente aplicada (Choques elevados)	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Sabendo que num torno a carga é subitamente aplicada, através de choques pequenos, obtém-se um intervalo de valores para cada coeficiente. Para assegurar a resistência do veio, é considerado o valor máximo de cada intervalo.

$$K_f = 2 \quad ; \quad K_t = 1,5$$

3.4.7 Secção crítica 2

A secção 2 não sofre qualquer tipo de carga axial, devido ao apoio duplo evitar que a força axial se prolongue para a secção 1 e 2. A expressão da tensão normal é nula sendo a expressão da tensão de corte máxima simplificada para [18]:

$$\tau_{\max 2} = \frac{16}{\pi \times D_{ext}^3 \times (1 - K^4)} \times \sqrt{(K_f \times M_{f2})^2 + (K_t \times M_{t2})^2}$$

Substituindo todos os momentos, diâmetros e coeficientes a tensão de corte máxima fica:

$$\tau_{\max 2} = \frac{16}{\pi \times D_{ext}^3 \times \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}}\right)^4\right)} \times \sqrt{(2 \times 205880)^2 + (1,5 \times 107040)^2}$$

Sendo a tensão admissível do material a tensão máxima que o veio pode atingir, aplicando o critério da tensão de corte máxima, ($\tau_{max} \leq \tau_{adm}$), obtém-se o diâmetro externo mínimo do veio.

Tabela 13 - Valores de tensão máxima e tensão admissível, para os respectivos diâmetros

Diâmetro externo [mm]	Tensão máxima [kg/mm ²]	Tensão admissível [kg/mm ²]
81	87,37	16,2
83	28,75	16,2
85	17,02	16,2
86	14,09	16,2

O diâmetro mínimo e externo do veio, para a secção 2, é de 86 mm. Este valor garante que a tensão máxima é inferior à tensão admissível.

3.4.8 Secção crítica 3

Na secção 3, ao contrário da secção 2, existem cargas axiais o que torna a expressão da tensão de corte máxima dependente das tensões normais flectoras e torsoras.

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \times D_{ext}^3 \times (1 - K^4)} \times \sqrt{\left(Kf \times Mf_3 + \frac{N \times \alpha \times D_{ext} \times (1 + K^2)}{8} \right)^2 + (Kt \times Mt_3)^2}$$

Sabendo que o esforço normal, aplicado pela força axial, provoca compressão, do ponto 3 ao ponto 4 do veio, a fórmula tem a seguinte estrutura:

$$\tau_{max3} = \frac{16}{\pi \times D_{ext}^3 \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}} \right)^4 \right)} \times \sqrt{\left(504203 - \frac{\frac{315}{1 - 0,0044 \frac{L}{k}} \times D_{ext} \left(1 + \left(\frac{80}{D_{ext}} \right)^2 \right)}{8} \right)^2 + 160562^2}$$

Sendo a tensão admissível do material a tensão máxima que o veio pode atingir, aplicando o critério da tensão de corte máxima, ($\tau_{max} \leq \tau_{adm}$), obtém-se o diâmetro externo mínimo do veio.

Tabela 14 - Valores de tensão máxima e tensão admissível, para os respectivos diâmetros

Diâmetro externo [mm]	$\frac{L}{k}$	Tensão máxima [kg/mm ²]	Tensão admissível [kg/mm ²]
81	0,0084	103,43	16,2
84	0,0083	25,35	16,2
86	0,0082	16,67	16,2
87	0,0081	14,19	16,2

O diâmetro mínimo e externo do veio, para a secção 3, é de 87 mm. Este valor garante que a tensão máxima é inferior à tensão admissível. Da transição da zona 2 para a zona 3, é necessário um alongamento mínimo de 1 mm de diâmetro, para garantir a resistência do veio.

3.5 Dimensionamento do veio à fadiga

3.5.1 Considerações gerais

É frequente encontrarem-se situações em que as tensões variam ou oscilam entre certos valores. Por exemplo, uma fibra da superfície de um veio em rotação, submetido a cargas de flexão, sofre esforços de compressão e de tracção em cada volta do veio. Se o veio é uma das peças de um motor que gira a 3000 rpm, então a fibra fica submetida, alternadamente, a ambos os esforços 3000 vezes em cada minuto. Se, além disso, se aplicar ao veio uma carga axial, então sobrepõe-se ao efeito da flexão uma tensão axial, obtendo-se como resultado, numa fibra qualquer, uma tensão variável, mas agora entre diferentes valores. Estas e outras espécies de cargas surgem nos elementos de máquinas e produzem tensões designadas tensões alternadas.

Os materiais submetidos a cargas alternadas ou repetidas tendem a exibir um comportamento característico que difere essencialmente do seu comportamento sob carga permanente. Este comportamento é designado por fadiga e caracteriza-se fundamentalmente por três particularidades principais: perda de resistência, perda de elasticidade e aumento da incerteza quanto ao tempo de serviço, resultado de uma causa comum que são os defeitos de homogeneidade dos materiais [18].

3.5.2 Tensão de flexão

Como visto no dimensionamento do veio, segundo o código ASME, a tensão de flexão máxima é calculada pelo momento flector em função do diâmetro do veio. Através da simplificação da mesma é igual à tensão alternada [17,18,19].

$$\sigma_{f \max} = \frac{32 \times M f_{\max}}{\pi \times D_{\text{ext}}^3 \times (1 - K^4)} = \sigma_a$$

3.5.3 Tensão de torsão

No caso do dimensionamento do veio a tensão de corte máxima é calculada pelo momento torsor em função do diâmetro do veio. Através da simplificação da mesma é igual à tensão de corte equivalente [17,18,19].

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times Mt}{\pi \times D_{\text{ext}}^3 \times (1 - K^4)} = \tau_{eq}$$

3.5.4 Tensão de tracção

A tensão normal máxima é calculada pelo esforço axial em função da área da secção do veio. Através da simplificação da mesma é igual à tensão média [17,18,19].

$$\sigma_{N \max} = \frac{N}{A} = \frac{N}{\frac{\pi \times D_{\text{ext}}^2 \times (1 - K^2)}{4}} = \sigma_m$$

3.5.5 Factores de fadiga

Os provetes que se utilizam nos ensaios apresentam superfícies tratadas (polidas e espelhadas), determinadas dimensões e são ensaiados sob determinadas condições, nomeadamente, de temperatura.

As peças reais muito dificilmente têm características semelhantes às dos provetes. Assim ter-se-á que, em função do limite de fadiga do seu material, calcular a resistência à fadiga dessas peças. Este cálculo é feito através dos factores de fadiga [17,18,19].

$$\sigma_n = K_A \times K_B \times K_C \times K_D \times K_E \times \sigma'_n$$

- Factor K_A

O acabamento superficial influencia grandemente a resistência à fadiga.

Como as peças reais não tem o acabamento dos provetes, consoante o tipo de acabamento e a resistência à tração do material, a resistência à fadiga é corrigida pelo factor K_A que se pode obter a partir do gráfico da figura seguinte, para aços e ferros fundidos [17,18,19].

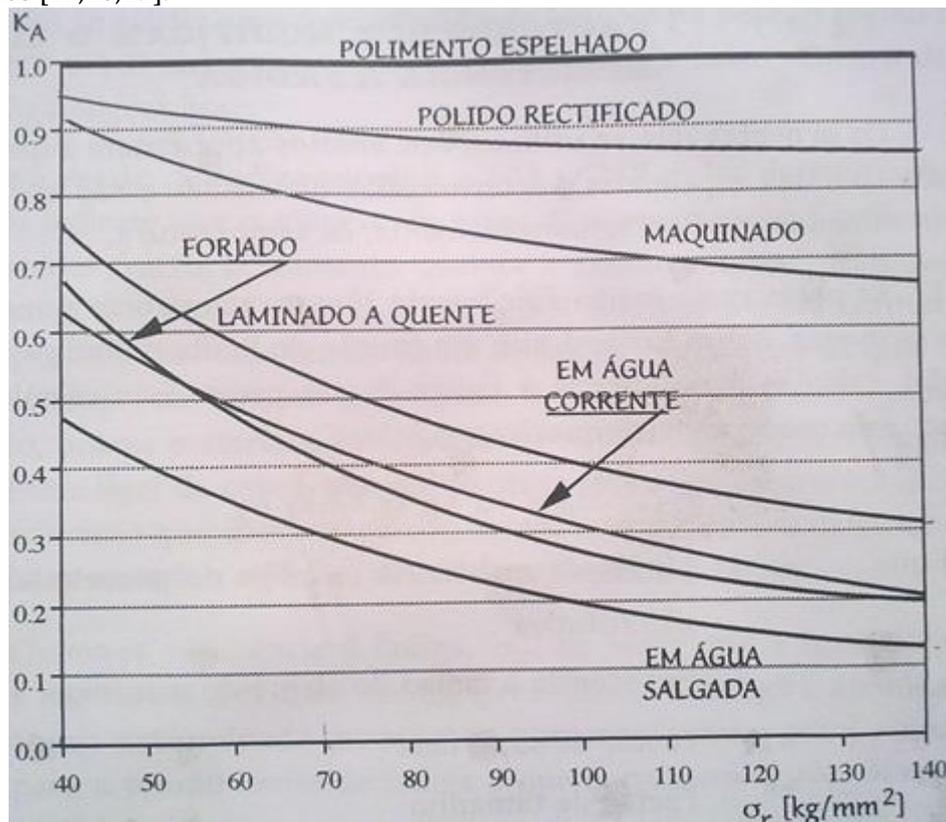


Figura 30- Factor K_A [18]

Através da figura 21 e sabendo que o veio é de aço maquinado com uma tensão de ruptura de 98 kg/mm^2 , o valor do factor de superfície é de 0,722.

$$K_A = 0,722$$

- Factor K_B

Quando se alteram as dimensões de uma peça submetida à fadiga, variam geralmente dois factores. Por um lado, o aumento do diâmetro provoca um aumento de volume e da área superficial, por outro lado, em peças solicitadas à flexão e à torsão, o aumento do diâmetro diminui o gradiente de tensões ao longo do diâmetro, aumentando o volume de material mais altamente solicitado.

O aumento do volume de material mais solicitado e da área superficial aumentam a probabilidade da existência de defeitos no material. Este facto explica a menor resistência à fadiga de peças de grandes dimensões relativamente a peças semelhantes mas de menores dimensões [17,18,19].

O factor de tamanho, K_B , em casos de flexão e torsão e para secções circulares, pode obter-se a partir da seguinte expressão:

$$K_B = \left(\frac{D_{ext}}{7,62} \right)^{-0,1133}$$

- Factor K_C

Quando a carga não é de flexão, é necessário corrigir a resistência à fadiga do material. O factor de carga toma então os seguintes valores [18]:

$$K_C = \begin{cases} 0,923, & \text{Carga axial para } \sigma_{rupt} \leq 152 \text{ kg/mm}^2 \\ 1, & \text{Carga axial para } \sigma_{rupt} > 152 \text{ kg/mm}^2 \\ 0,577, & \text{Torsão ou corte} \\ 1, & \text{Flexão} \end{cases}$$

Sabendo que o veio está sujeita à flexão, à torção e à carga axial, tem de se saber qual dos três é mais prejudicial para a fadiga, e após alguns testes chegou-se à conclusão que a torsão é o factor que tem mais relevância na fadiga, logo o valor do factor de carga é de 0,577.

$$K_C = 0,577$$

- Factor K_D

Os ensaios de fadiga, realizados a temperaturas inferiores à temperatura ambiente, indicam que a resistência à fadiga aumenta quando a temperatura baixa. Pelo contrário, quando a temperatura atinge valores superiores à temperatura ambiente, a resistência à fadiga diminui com a elevação da temperatura e acima de determinada temperatura há interacção entre fadiga e fluência que deve ser analisada pois esta diminuiu muito rapidamente, com a elevação da temperatura [18].

Na tabela 15 é mostrada a variação do K_D tendo em conta várias temperaturas.

Tabela 15 - Tabela dos vários valores de K_D [18]

Temp[°C]	20	50	100	150	200	250	300	350	400
K_D	1,000	1,010	1,020	1,025	1,020	1,000	0,975	0,927	0,922

Sabendo que a temperatura do torno nunca ultrapassa 50 graus o valor do factor de temperatura é de 1,01.

$$K_D = 1,01$$

- Factor K_E

Existe uma grande dispersão dos resultados dos ensaios de fadiga. Devido a esta dispersão, a tensão limite de fadiga e a resistência à fadiga não são grandezas absolutas mas sim probabilísticas. Sendo assim, os seus valores devem referir a probabilidade de ruptura ou de sobrevivência com que foram determinadas.

Normalmente os valores tabelados apresentam uma fiabilidade de 50 % (curva média do ensaio de fadiga) e neste caso, o factor de fiabilidade é de 1 [18].

Quando se pretende uma fiabilidade maior utilizam-se os valores tabelados na tabela 16.

Tabela 16 - tabela dos vários valores de K_E [18]

Fiabilidade [%]	50	90	95	99	99,9	99,99
K_E	1	0,868	0,843	0,794	0,737	0,689

Sabendo que se pretende uma fiabilidade de 99.99% o factor de fiabilidade que lhe corresponde é 0,689.

$$K_E = 0,689$$

- σ'_n (limite de resistência à fadiga)

Após uma análise dos resultados, conclui-se que o limite de resistência à fadiga pode estar relacionado com a tensão de ruptura do material. Assim, aconselha-se a utilizar, para aços, os seguintes valores [18]:

$$\begin{cases} \sigma'_n = 0,504 \times \sigma_{ruptura} & \text{para } \sigma_{ruptura} \leq 140 \text{ kg/mm}^2 \\ \sigma'_n = 70 \text{ kg/mm}^2 & \text{para } \sigma_{ruptura} > 140 \text{ kg/mm}^2 \end{cases}$$

Sabendo que a tensão de ruptura é de 90 kg/mm² retira-se o limite de resistência à fadiga através da primeira fórmula.

$$\sigma'_n = 0,504 \times 90 = 45,36 \text{ kg/mm}^2$$

Substituindo todos os factores, a resistência à fadiga é dada pela fórmula:

$$\sigma_n = 0,722 \times K_B \times 0,577 \times 1,01 \times 0,689 \times 45,36 = 13,15 \times K_B$$

3.5.6 Dimensionamento

Tendo em conta o critério da tensão de corte máxima [18]:

$$\frac{1}{N_{seg}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{ced}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_{ced}}\right)^2}$$

O factor de segurança que normalmente é utilizado é 2 e a tensão de corte de cedência é dependente da tensão de cedência.

$$\tau_{ced} = \frac{\sigma_{ced}}{2} = \frac{65}{2} = 32,5 \text{ kg/mm}^2$$

Substituindo o momento torsor na fórmula da tensão de corte máxima, obtém-se a tensão de corte equivalente.

$$\tau_{eq} = \tau_{max} = \frac{16 \times Mt}{\pi \times D_{ext}^3 \times (1 - K^4)} = \frac{545150,25}{D_{ext}^3(1 - K^4)}$$

A tensão equivalente depende do factor dinâmico de concentração de tensões, da resistência á fadiga e das tensões de cedência, alternada, e média.

$$\sigma_{eq} = K_F \times \sigma_a \times \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_n} + \sigma_m$$

- Factor K_F

O factor dinâmico de concentração de tensões é calculado a partir do índice de sensibilidade ao entalhe e do factor estático de concentração de tensões.

$$K_F = 1 + q \times (K_T - 1) = 1 + 0,81 \times (2,1 - 1) = 2$$

3.5.7 Secção crítica 2

A secção 2 não sofre qualquer tipo de carga axial, devido ao apoio duplo evitar que a força axial se prolongue para a secção 1 e 2. A tensão normal é nula, sendo a expressão da tensão de corte equivalente simplificada para:

$$\sigma_{eq} = 2 \times \frac{32 \times Mf_2}{\pi \times D_{ext}^3 \times (1 - K^4)} \times \frac{65}{13,15 \times K_B} + 0 = \frac{20731554,35}{D_{ext}^3 \times (1 - K^2) \times K_B}$$

Substituindo todos os parâmetros no critério da tensão de corte máxima:

$$\frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{\frac{20731554,35}{D_{ext}^3 \times \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}}\right)^4\right) \times \left(\frac{D_{ext}}{7,62}\right)^{-0,1133}}}{65}\right)^2 + \left(\frac{\frac{545150,25}{D_{ext}^3 \times \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}}\right)^4\right)}}{32,5}\right)^2}$$

Resolvendo a equação em ordem ao diâmetro externo do veio, chega-se à conclusão que o veio tem um diâmetro externo mínimo de 107 mm, para que a resistência do veio, na secção 2, não seja ultrapassada. Normalizando o diâmetro para se colocar um rolamento fica:

$$d = 110 \text{ mm}$$

3.5.8 Secção crítica 3

Ao contrário da secção 2, a secção 3 sofre carga axial, o que torna tensão normal não nula.

$$\sigma_{eq} = 2 \times \frac{32 \times Mf_3}{\pi \times D_{ext}^3 \times (1 - K^4)} \times \frac{65}{13,15 \times K_B} + \frac{4 \times EN}{\pi \times D_{ext}^2 \times (1 - K^2)}$$

Substituindo a tensão normal e o momento flector do ponto 3 na tensão de corte equivalente:

$$\sigma_{eq} = \frac{25385782,26}{D_{ext}^3 \times (1 - K^4) \times K_B} - \frac{401,23}{D_{ext}^2 \times (1 - K^2)}$$

Substituindo todos os parâmetros no critério da tensão de corte máxima:

$$\frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{\frac{25385782,26}{D_{ext}^3 \times \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}}\right)^4\right) \times \left(\frac{D_{ext}}{7,62}\right)^{-0,1133}} - \frac{401,23}{D_{ext}^2 \times \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}}\right)^2\right)}}{65} \right)^2 + \left(\frac{\frac{545150,25}{D_{ext}^3 \times \left(1 - \left(\frac{80}{D_{ext}}\right)^4\right)}}{32,5} \right)^2}$$

Resolvendo a equação em ordem ao diâmetro externo do veio, chega-se à conclusão que o veio tem um diâmetro externo mínimo de 112 mm, para que a resistência do veio, na secção 3, não seja ultrapassada.

A secção 3 é um apoio onde é colocado um rolamento. Os rolamentos são feitos de 10 em 10 mm de diâmetro, sendo as medidas mais próximas 110 mm e 120mm. Como o veio com um diâmetro de 110 mm não resiste á fadiga, o diâmetro externo da secção 3 é de 120 mm.

$$d = 120 \text{ mm}$$

3.6 Obtenção do diâmetro externo do veio para as várias secções

Estudando a fadiga e a ruptura em conjunto, chega-se á conclusão que o diâmetro mínimo da secção 2 é 110 mm e da secção 3 é 120mm. A tabela 17 mostra a variação do diâmetro externo ao longo do veio.

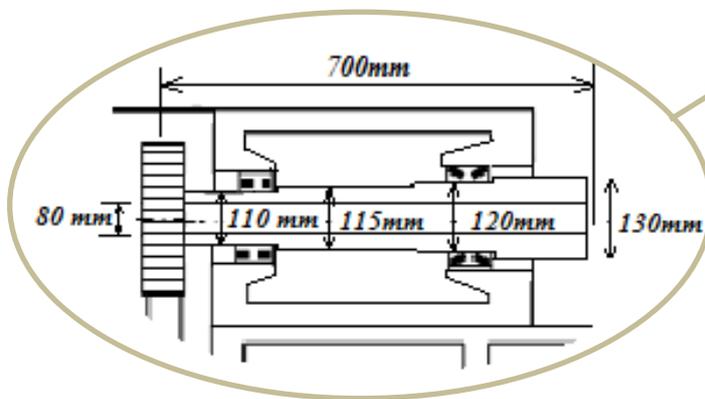
Tabela 17 - Obtenção do diâmetro externo mínimo

	Dimensionamento à ruptura [mm]	Dimensionamento à fadiga [mm]	Diâmetro final [mm]
Secção 1	82	82	100
Secção 2	86	107	110
Secção 3	87	112	120
Secção 4	82	82	130

Para as secções não críticas também é feito o mesmo estudo para saber até que valor de diâmetro se podia reduzir. O diâmetro externo final da secção 1 é de 100 mm devido há impossibilidade da colocação de uma chaveta para diâmetros inferiores. Quanto à secção 4 foi optado por um diâmetro de 130 mm para evitar o deslizamento horizontal do veio sobre o rolamento.

3.6.1 Desenho esquemático do veio

Na figura 31 está ilustrado o desenho esquemático do veio. Este possui vários aumentos de diâmetro exterior de maneira ao veio não sofrer nenhum deslocamento segundo o eixo X. O veio é executado de encontro á tabela 17, tendo um diâmetro exterior de 100mm na zona da correia, 110 mm no apoio simples, 120 mm no apoio duplo e 130 mm na zona de torneamento.



O veio possuiu um comprimento total de 700 mm e um diâmetro interno de 80 mm.

Figura 31 - desenho esquemático do veio principal do torno

3.7 Dimensionamento do nariz do veio

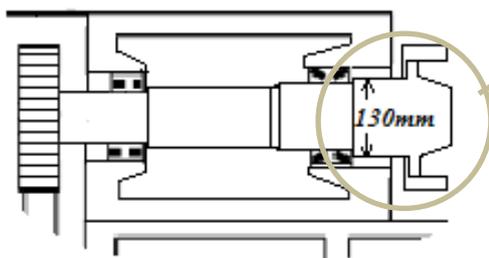
Para obter as dimensões do nariz do torno, local onde se coloca a bucha de 3 ou quatro grampos que suporta a peça a maquinar, optou-se pelas normas americanas. Dos vários tipos existentes, B1, B2, A1, A2, L, escolheu-se o tipo L por ser o mais usual. Pela figura 92 dos anexos pode-se observar as dimensões para um nariz do tipo L. Na tabela 18 são mostrados os valores obtidos para um veio de 130 mm [25].

Tabela 18 – Dimensões do nariz do torno [25]

Diâmetro [mm]	Tipo	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]
130	L2	231,775	133,35	25,4	85,73	19,05

3.7.1 Desenho esquemático

A bucha que suporta a peça a maquinar é fixa ao veio por meio de uma rosca. Na figura 32 é ilustrado o desenho esquemático do nariz para um veio de 130 mm de diâmetro.



O nariz tem 133,35 mm de diâmetro e um comprimento de 85,73 mm com uma inclinação de 8 graus. A rosca do nariz possui um diâmetro de 231,775mm.

Figura 32 - Desenho esquemático do nariz do veio

3.8 Dimensionamento das chavetas

3.8.1 Chaveta para acoplamento na polia

Para que ocorra transmissão de potência da correia para o veio com a máxima eficiência, é necessário colocar uma chaveta entre a polia e o veio. Através da tabela 27 e da figura 91 dos anexos pode-se observar que para um veio de 100 mm é necessário colocar uma chaveta de 10 mm de profundidade. Como o veio é oco tem de se calcular o diâmetro equivalente a um veio maciço. A seguinte fórmula serve para calcular o diâmetro equivalente:

$$D_{eq}^4 = D_{ext}^4 \times D_{int}^4$$

$$D_{eq} = \sqrt[4]{100^4 - 80^4} = 87,66 \text{ mm}$$

Pela tabela 27 dos anexos observa-se que para um diâmetro de 87,66 mm a profundidade mínima de uma chaveta é de 9 mm, ficando 1 mm de espera um valor muito baixo para resistir aos esforços da correia. A solução é colocar 2 chavetas em vez de uma, dividindo assim o esforço. Com a seguinte fórmula obtém-se o diâmetro equivalente de duas chavetas.

$$D_{eq}^4 = D_{ext}^4 \times D_{int}^4$$

$$D_{eq} = \sqrt[4]{\frac{100^4 - 80^4}{2}} = 73,7 \text{ mm}$$

Para um diâmetro 73,7 mm a profundidade da chaveta é de 7,5 mm deixando 2,5 mm de espessura. Através da tabela 17 observa-se que para a secção 1 um diâmetro 85 mm é suficiente para resistir à rotura e à fadiga.

- Verificação da chaveta

A largura mínima da chaveta é calculada através do momento torsor em função da altura da chaveta e da tensão de corte admissível do veio.

$$L_c = \frac{2 \times M_t [\text{N} \cdot \text{mm}]}{D_{eq} \times (h - t_1) \times \tau_{adm} [\text{N} \cdot \text{mm}^2]}$$

Substituindo as distâncias fornecidas na tabela 27 e o momento torsor do veio calculado no ponto 3.4.3 a largura mínima da chaveta da polia é 40 mm.

$$L_c = \frac{2 \times 1070410}{73,7 \times (12 - 7,5) \times 162} = 39,85 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

3.8.2 Chaveta para acoplamento no nariz do torno

Para que ocorra transmissão de potência do veio para a peça a maquinar com a máxima eficiência, é necessário colocar uma chaveta entre o nariz do veio e a placa de fixação da peça a maquinar (2.3.5). O diâmetro médio do nariz é 121,3 mm, obtido

através das regras trigonométricas. Através da fórmula do diâmetro equivalente o diâmetro do nariz é 115,4mm.

$$D_{eq} = \sqrt[4]{121,3^4 - 80^4} = 115,4 \text{ mm}$$

Através da tabela 27 dos anexos observa-se que a profundidade mínima da chaveta é de 11 mm, deixando 9,6 mm de espessura. Através da tabela 17 observa-se que para a secção 4 um diâmetro 99 mm é suficiente para resistir à rotura e à fadiga.

- Verificação da chaveta

A largura mínima da chaveta é calculada através do momento torsor em função da altura da chaveta e da tensão de corte admissível do veio. A largura mínima da chaveta do nariz é 17mm.

$$L_c = \frac{2 \times 1070410}{115,4 \times (18 - 11) \times 162} = 16,36 = 17 \text{ mm}$$

Apesar do comprimento da chaveta de 17mm ser suficiente para resistir ao momento torsor, aumentou-se o comprimento para 40 mm para reforçar e distribuir o esforço pela chaveta.

3.8.3 Chavetas escolhidas

Na tabela 19 é indicado todas as dimensões das duas chavetas dimensionadas [26].

Tabela 19 - Escolha de chavetas

	Diâmetro [mm]	D_{eq} [mm]	b [mm]	h [mm]	L_c [mm]	t_1 [mm]	t_2 [mm]	Tolerância [mm]
Polia	100	73,7	20	12	40	7,5	4,9	+0,2; -0
Nariz	121,3	115,4	32	18	40	11	7,4	+0,2; -0

3.8.4 Desenho esquemático

Normalmente as chavetas são elementos fabricados do mesmo material do veio, neste caso 42CrMO4. A figura 33 mostra o desenho esquemático do local onde são colocadas as chavetas.

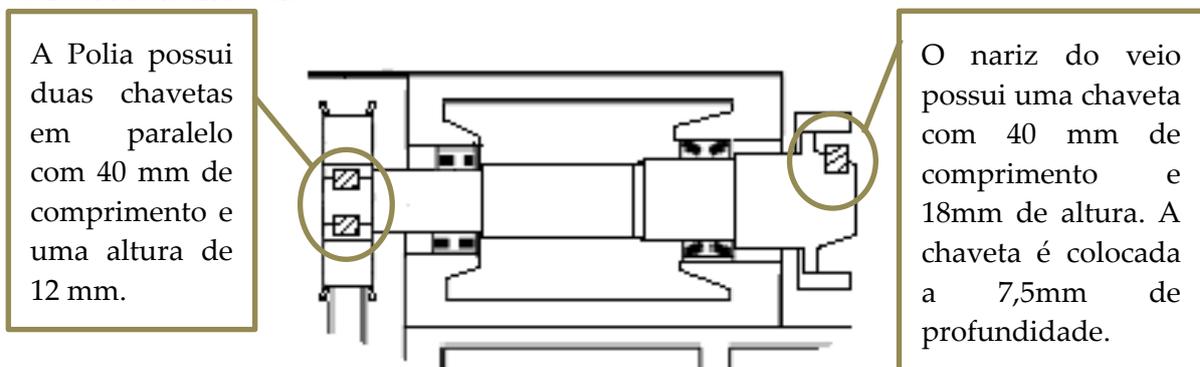


Figura 33 - Desenho esquemático das chavetas do veio

3.9 Dimensionamento de rolamentos

Os rolamentos são elementos de máquinas normalizados que o projectista apenas escolhe de um catálogo, neste caso escolheu-se fazer o dimensionamento dos rolamentos através do catálogo da FAG [27].

3.9.1 Considerações gerais

A vantagem mais importante dos rolamentos é que o atrito no arranque não é superior ao do funcionamento, ao contrário do metal contra metal que utilizam as chumaceiras de deslizamento. Outra característica dos rolamentos é a capacidade de suportar esforços axiais e radiais, para além, de requererem pouca lubrificação e, logicamente, pouca manutenção. Uma das desvantagens é possuir uma vida finita, devido às tensões repetidas nas suas pistas, provocando ruína por fadiga [18].

Face à natureza da carga ou à forma dos corpos rolantes os rolamentos podem ser classificados quanto à:

Natureza da carga $\left\{ \begin{array}{l} \text{Rolamentos radiais (ângulo de carga inferior a } 45^\circ) \\ \text{Rolamentos axiais (ângulo de carga superior a } 45^\circ) \end{array} \right.$

Forma dos corpos rolantes $\left\{ \begin{array}{l} \text{Rolamentos de esferas} \\ \text{Rolamentos de rolos} \\ \text{Rolamentos de agulhas} \end{array} \right.$

3.9.2 Rolamento frontal (ponto 3 do veio)

O apoio frontal é o apoio que recebe todo o esforço axial, devido a isso optou-se por colocar dois rolamentos de rolos cónicos em posição O. Foram escolhidos rolamentos de rolos cónicos porque os elementos rolantes são troncos de cone, de tal modo desenhados que o prolongamento das geratrizes das superfícies das pistas de rolamento, vão encontrar-se num eixo geométrico do rolamento, o que vai permitir um movimento relativo de rolamento puro entre os rolos e as pistas. E ainda devido a combinarem as vantagens dos rolamentos de esferas e dos rolamentos cilíndricos, já que podem suportar cargas radiais ou cargas axiais ou ainda numa combinação de ambas, e têm a elevada capacidade dos rolamentos cilíndricos [18].

- Cálculo da força radial e axial

Através das reacções nos apoios calculadas anteriormente, e confirmadas no programa MDsolids chega-se aos seguintes valores:

$$F_{r_1} = 31,03518 \text{ kN} \quad F_{r_2} = 24,38218 \text{ kN} \quad K_{a_1} = 0 \text{ kN} \quad K_{a_2} = 3,150 \text{ kN}$$

O rolamento que absorve o esforço normal é o rolamento 2, logo este passa a tratar-se por A e o outro por B. O valor de Y é diferente para cada rolamento, por isso foi feito um programa em Matlab, para iterar várias vezes este valor, até chegar-se ao valor pretendido. O valor abaixo, é o valor obtido após várias simulações [27]:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} = \frac{24382,18}{1,97} = 12,377 \text{ kN}$$

$$\frac{F_{rB}}{Y_B} = \frac{31035,18}{1,97} = 15,754 \text{ kN}$$

Através dos resultados obtidos, chega-se à conclusão que carga radial do apoio duplo é menor à carga radial do apoio simples.

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

Através da tabela 23 dos anexos retira-se a fórmula da carga axial cujo valor é de 11,028 kN.

$$F_a = K_{a2} + 0,5 \times \frac{F_{rB}}{Y_B} = 3,150 + 0,5 \times \frac{31,03518}{1,97} = 11,028 \text{ kN}$$

- Cálculo da carga dinâmica equivalente

É possível calcular a carga dinâmica equivalente, em pares de rolamentos dispostos em O, a partir de uma das seguintes fórmulas [27]:

$$\begin{cases} P = F_r + 1,12 \times Y \times F_a & [\text{KN}], & \text{se } \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = 0,67 \times F_r + 1,68 \times Y \times F_a & [\text{KN}], & \text{se } \frac{F_a}{F_r} > e \end{cases}$$

Uma vez que o valor tabelado para 'e' (tabela 24) é de 0,31, chega-se à conclusão que a condição verdadeira é a seguinte:

$$\frac{F_a}{F_r} > 0,31$$

Ou seja, a carga dinâmica equivalente é calculada através da segunda fórmula acima enunciada, e é de 57,923 kN como reportado abaixo.

$$P = 0,67 \times F_r + 1,68 \times Y \times F_a = 0,67 \times 31035,18 + 1,68 \times 1,97 \times 11028 = 57,923 \text{ kN}$$

- Cálculo da capacidade dinâmica

O cálculo normalizado (DIN ISO 281) para os rolamentos dinamicamente solicitados tem por base a fadiga do material como causa da falha. A fórmula para o cálculo de vida nominal é a seguinte [27]:

$$Lhna = a_1 \times a_{23} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \left(\frac{10^6}{60 \times n_{veio}}\right)$$

Considerando uma probabilidade de falha de 2%, uma vida nominal 10 anos em que o trabalho é de 8 horas por dia e 200 dias por ano, e sabendo que para rolamentos de rolos o expoente de duração de vida é de 3/10, resolvendo em ordem à capacidade dinâmica tem-se que esta é de 292,29 kN.

$$C = \sqrt[3]{\frac{Lhna \times 60 \times n_{veio}}{a_1 \times a_{23} \times 10^6}} \times P = \sqrt[3]{\frac{16000 \times 60 \times 50}{0,21 \times 1 \times 10^6}} \times 57,923 = 292,29 \text{ kN}$$

A partir da tabela 27 dos anexos, para um diâmetro de 120 mm o rolamento que tem uma carga dinâmica superior a 292,29 kN é o rolamento de rolos cónicos FAG 33024, com uma carga dinâmica máxima de 310 kN e com um limite de rotações de 3600 rpm.

3.9.3 Rolamento traseiro (ponto 2 do veio)

Contrariamente ao anterior, o rolamento traseiro só necessita de absorver carga radial pelo que é escolhido um rolamento de rolos cilíndricos. Os rolamentos de rolos cilíndricos foram escolhidos porque: i) geometricamente, o contacto é uma linha em vez de um ponto, como acontece nos rolamentos de esferas, fazendo com que a área de contacto seja maior; ii) pelo facto da área de contacto ser maior, estes têm uma capacidade de carga radial maior relativamente aos de esferas; iii) nestes rolamentos o retentor é responsável por manter os eixos dos rolos paralelos entre si, evitando um aumento significativo das perdas por atrito [18].

- Cálculo da força radial

As reacções nos apoios, F_{r1} e F_{r2} , calculadas anteriormente, são as seguintes:

$$F_{r1} = 31035,18 \text{ N} \quad F_{r2} = 24382,18 \text{ N}$$

Como estamos a tratar do rolamento para o apoio simples, força radial é equivalente à força radial do apoio simples e, portanto, é de 31035,18 N.

- Cálculo da carga dinâmica equivalente

Sendo os rolamentos de rolos cilíndricos carregados puramente de forma radial, é possível usar a seguinte relação [27]:

$$P = F_r \text{ [KN]}$$

Logo, a carga dinâmica equivalente é igual à força radial:

$$P = F_r = 31035,18 \text{ KN}$$

- Cálculo da capacidade dinâmica

Para o cálculo da capacidade dinâmica, é usada a expressão da vida nominal que se apresenta a seguir [27]:

$$Lhna = a_1 \times a_{23} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \left(\frac{10^6}{60 \times n_{veio}}\right)$$

Considerando uma probabilidade de falha de 2%, uma vida nominal 10 anos em que o trabalho é de 8 horas por dia e 200 dias por ano, e sabendo que para rolamentos de rolos o expoente de duração de vida é de 3/10, resolvendo em ordem à capacidade dinâmica tem-se que esta é de 158,33 kN.

$$C = \sqrt[3]{\frac{Lhna \times 60 \times n_{veio}}{a_1 \times a_{23} \times 10^6}} \times P = \sqrt[3]{\frac{16000 \times 60 \times 50}{0,21 \times 1 \times 10^6}} \times 31035,18 = 158,33 \text{ KN}$$

A partir da tabela 27 dos anexos, para um diâmetro de 110 mm o rolamento que tem uma carga dinâmica superior a 158,33 kN é o rolamento de rolos cónicos FAG N222E.TVP2, com uma carga dinâmica máxima de 290 kN e com um limite de rotações de 3400 rpm.

3.9.4 Rolamentos escolhidos

Na tabela 20 são apresentados os rolamentos escolhidos bem como as suas características.

Tabela 20 - Escolha dos rolamentos

Local	Capacidade dinâmica [kN]	Contacto do tipo	Rolamento	Carga máxima [kN]
Apoio simples	158,33	Rolos cilíndricos	FAG N222E.TVP2	290
Apoio duplo	292,29	Rolos cónicos	FAG 33024	310

3.9.5 Desenho esquemático

Na figura 34 é mostrado o desenho esquemático do local dos rolamentos, a distância dos rolamentos aos outros sistemas mecânicos e a posição dos rolamentos cónicos (posição O).

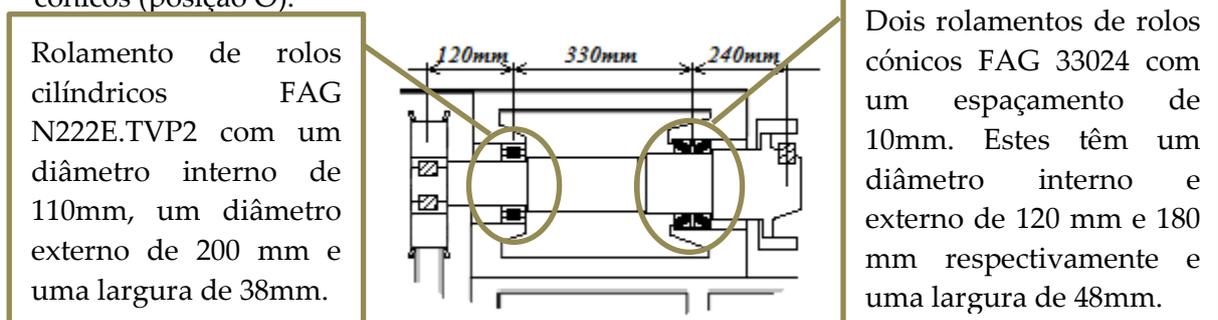


Figura 34 - Desenho esquemático dos rolamentos escolhidos

3.10 Desenho esquemático final

Com todos os sistemas mecânicos dimensionados é elaborado o desenho esquemático final do torno mecânico (Figura 35). Este desenho contempla o barramento e o cabeçote fixo que são modelados e simulados, por elementos finitos, no capítulo 4.

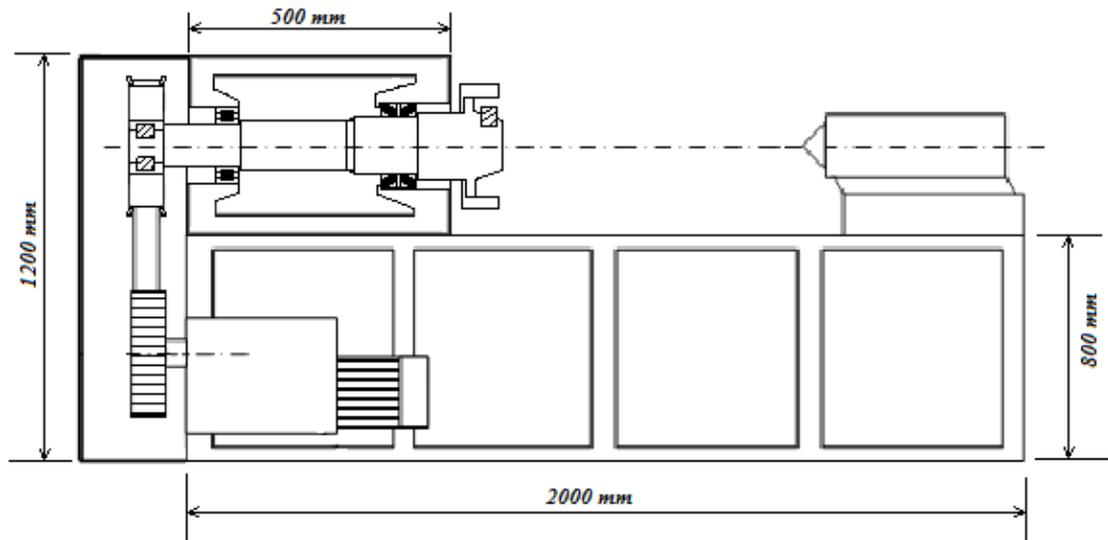


Figura 35 - Desenho esquemático final do torno

Capítulo 4

Modelação numérica

4.1 Veio a simular

A simulação de um torno na sua totalidade iria necessitar de muito tempo e de um elevado poder computacional, pelo que se optou por simular os componentes individualmente. O primeiro componente a simular é o veio principal do torno que é o componente que recebe todos os esforços. O modelo é simulado e modelado por elementos finitos, através do programa CATIA, já que o programa COMOS do SolidWorks não possui uma grande coerência com os resultados reais.

O veio possui todas as dimensões que foram dimensionadas no capítulo 3, sendo que algumas partes adicionais vão ser explicadas em seguida. O aspecto do veio simulado está representado na figura 36.

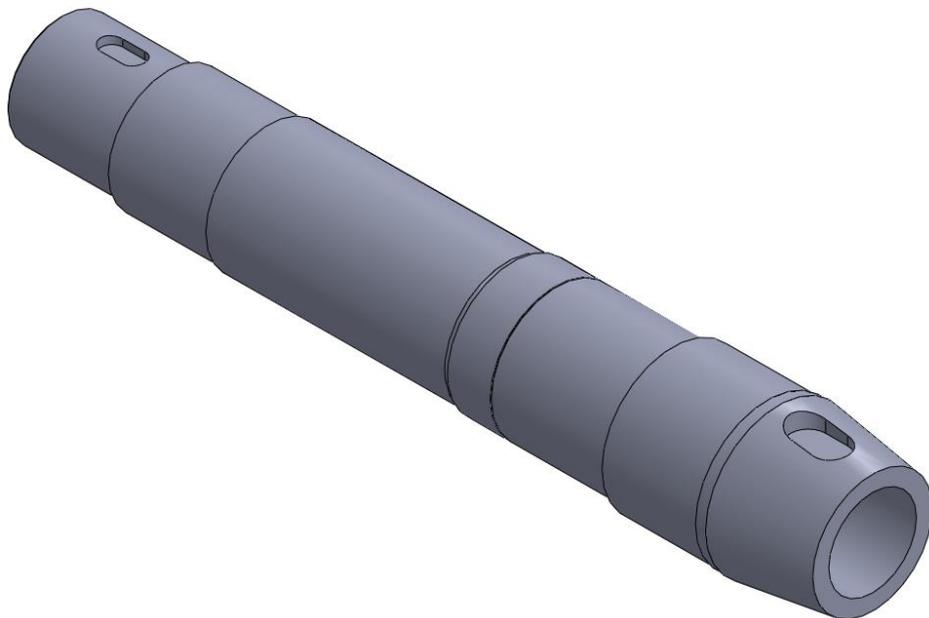


Figura 36 – Representação do modelo a simular

Na figura 37 está representado o *sketch* do veio para demonstrar as dimensões do mesmo:

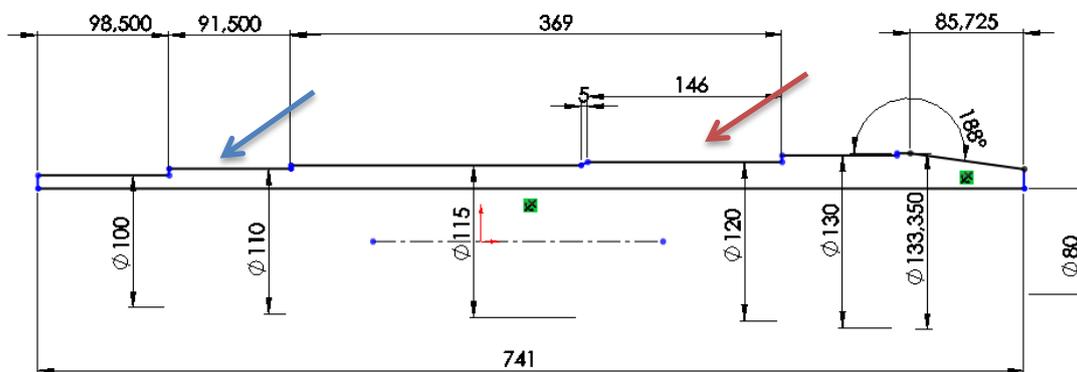


Figura 37 – *sketch* com as dimensões do veio

Como se pode observar, na figura 37, o veio tem um comprimento total de 741 mm e um diâmetro interior de 80 mm. Quanto ao diâmetro exterior o veio tem, 100 mm no local onde se coloca a polia, 110 mm no local onde se coloca o rolamento de rolos cilíndricos, 120 mm onde se coloca o rolamento de rolos cónicos, e 130 mm no local do nariz. O local dos rolamentos está indicado na figura por meio de setas (azul e vermelha).

Entre cada elemento mecânico o veio é aumentado 10 mm para que não ocorra movimento dos mesmos segundo o eixo X.

Como foi indicado no capítulo 3, são colocadas duas chavetas no início do veio para uma transmissão ideal entre a polia e o mesmo, e uma no nariz do veio para uma transmissão ideal entre este e os grampos. É importante simular a abertura das chavetas no veio já que é uma zona onde pode ocorrer fissuração.

Nas figuras 38 e 39 abaixo indicadas estão representadas as dimensões das aberturas das chavetas para a polia e as dimensões da abertura da chaveta do nariz, respectivamente.

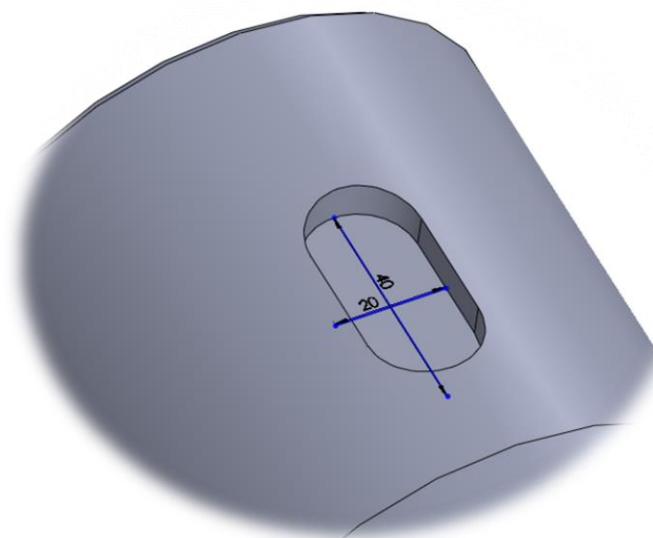


Figura 38 – Dimensões das aberturas, para as chavetas da polia

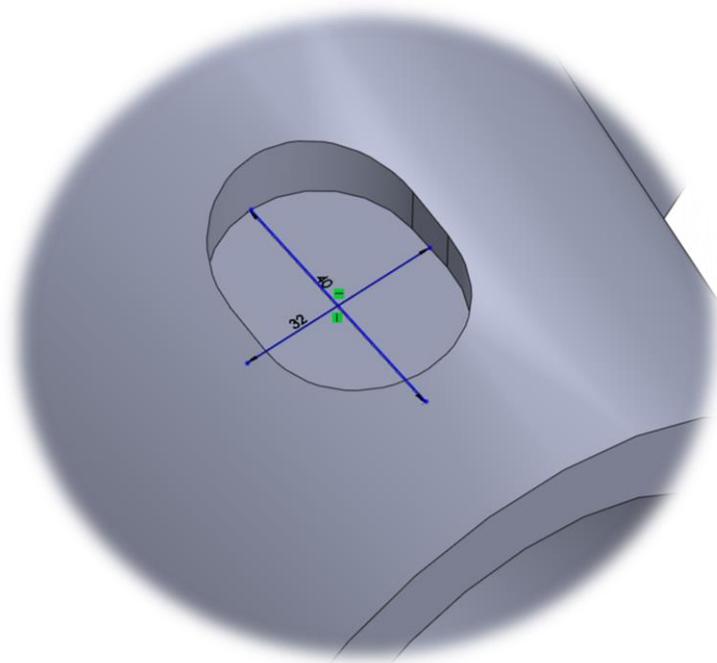


Figura 39 – Dimensões da abertura, para a chaveta do nariz

4.1.1 Aplicação do material ao veio no programa CATIA

O primeiro passo a efectuar depois do veio modelado é definir o material referente aos componentes do veio. O material escolhido, como já indicado no capítulo 3, é o aço 42CrMo4, e as propriedades mecânicas deste material são colocadas no programa de acordo com a figura 40.

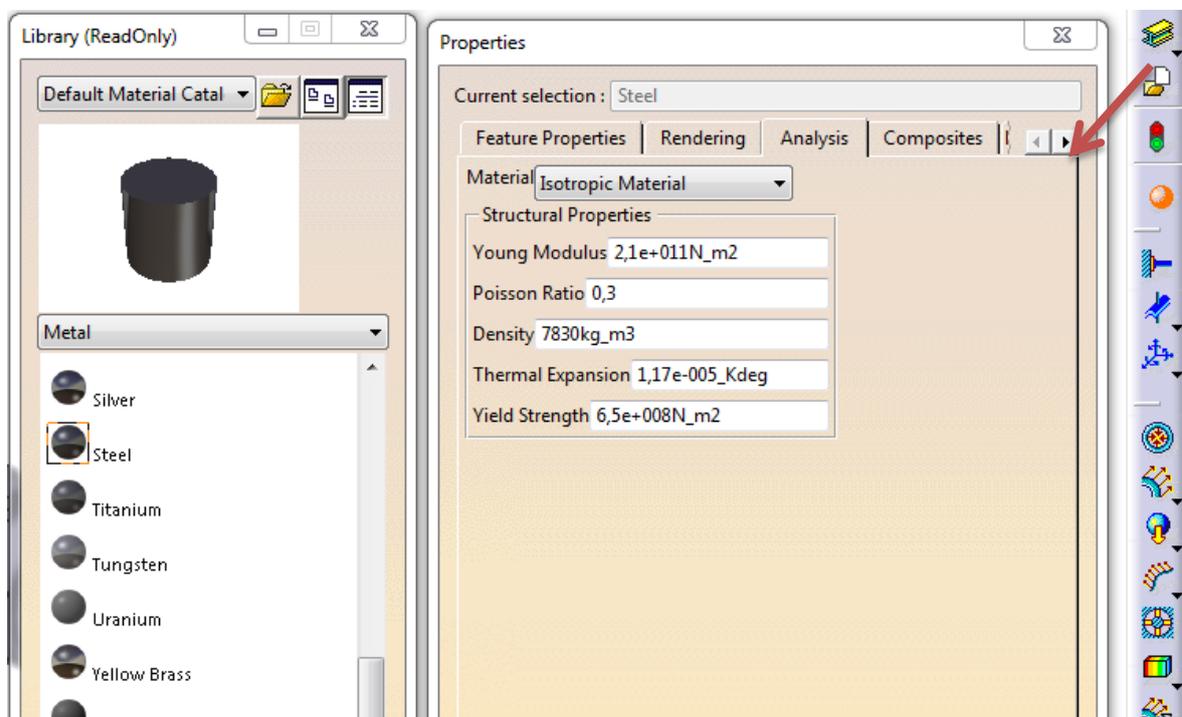


Figura 40 - Aplicação do material ao veio no programa de simulação

4.1.2 Condições de fronteira

De seguida foram definidas as condições de fronteira na zona do apoio simples e na zona do apoio duplo. Na zona do apoio simples o veio fica bloqueado a nível dos deslocamentos em X e Z, de modo a permitir o deslocamento segundo Y quando este for solicitado por cargas axiais.

A figura 41 demonstra as condições de fronteira anteriormente enunciadas.

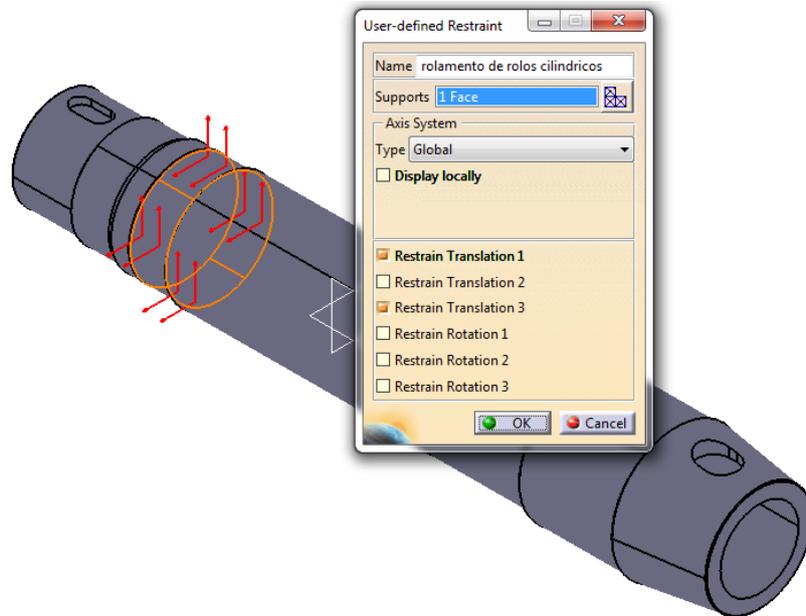


Figura 41 - Condições de fronteira do apoio simples

Na zona do apoio duplo, o veio fica bloqueado a nível dos deslocamentos em X, Y e Z, deixando as rotações livres de modo a não permitir o deslocamento segundo nenhum eixo, quando este for solicitado, quer por cargas axiais quer por cargas radiais.

A figura 42 demonstra as condições de fronteira no apoio duplo.

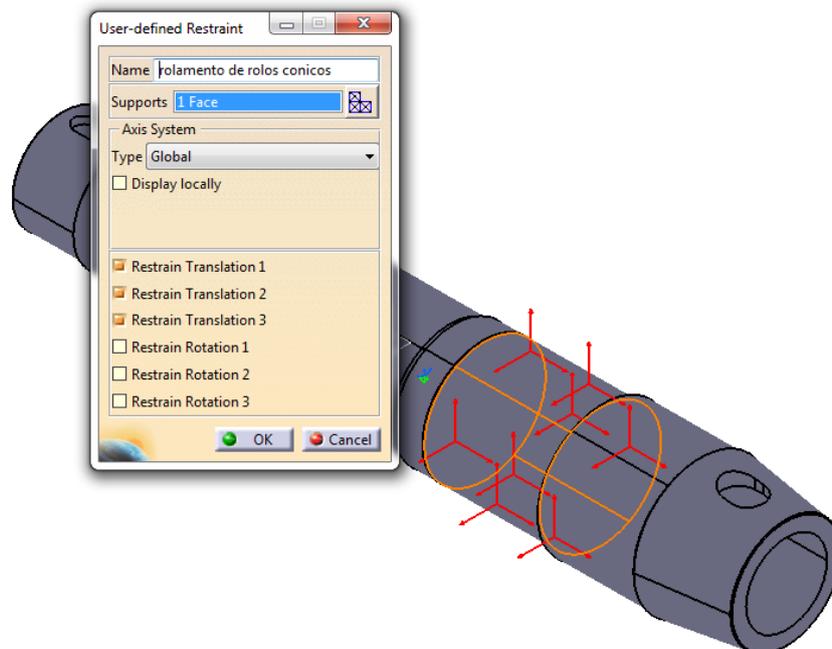


Figura 42 - Condições de fronteira do apoio duplo

4.1.3 Propriedades da malha

O tipo de elementos que constitui a malha e o seu refinamento foram umas das questões a analisar nas simulações, pois a dimensão da malha e o tipo de elemento são dois importantes factores que fazem variar os resultados. Para obter resultados mais fidedignos, fez-se um teste de convergência, das dimensões da malha, utilizando elementos tetraédricos parabólicos com 10 nós por cada elemento, com um total de 30 graus de liberdade. O resultado final da malha é apresentado na figura 43.

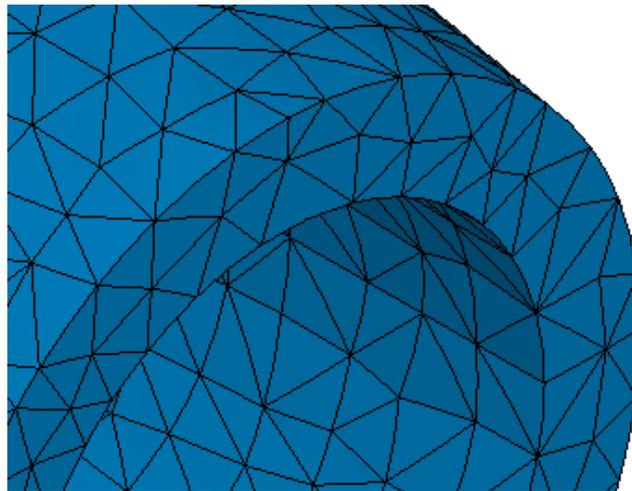


Figura 43 - Elemento triangular utilizado na malha

4.1.4 Teste de convergência

De modo a saber qual o tipo de malha que melhor se adequa ao veio em estudo, é necessário efectuar um teste de convergência. Este teste consistiu em processar várias simulações numéricas com diferentes tamanhos de elementos que constituem a malha, assim iniciou-se o teste com um elemento de 50 mm e foi-se diminuído até ao elemento de 5mm. Para os elementos entre 50 e 20 mm a simulação não é simulada devido aos elementos serem muito grandes, concluiu-se então que o tamanho máximo do elemento da malha é de 20mm. Em seguida foi-se refinando a malha para elementos de malha mais pequenos e registando todos os valores de deslocamento e tensão de Von mises para cada caso. Os resultados do teste estão representados na tabela 21 e nos respectivos gráficos 1 e 2. Para a construção da tabela 21, dos gráficos 1 e 2 e deste teste de convergência utilizaram-se as forças aplicadas no estudo estático do veio.

Tabela 21- Resultados do teste de convergência do veio

Tamanho do elemento da malha	Deslocamento Máximo [mm]	Tensão de Von Mises Máxima [N/m ²]
20 mm	0,0405	6,04E+07
13 mm	0,0408	6,36E+07
11 mm	0,0413	6,87E+07
9 mm	0,0417	7,16E+07
8 mm	0,0422	8,70E+07
7 mm	0,0420	9,86E+07
6 mm	0,0421	9,04E+07

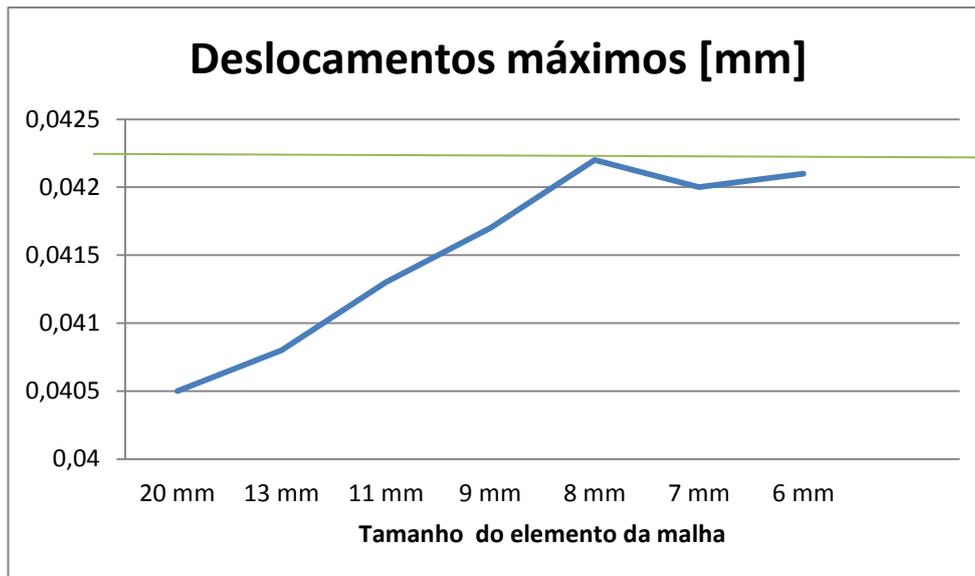


Gráfico 1 - Resultado dos deslocamentos para cada malha em forma de gráfico. A linha a verde representa o valor de deslocamento máximo

Analisando o teste de convergência pelos deslocamentos máximos, pode-se verificar que, com a diminuição do elemento da malha os deslocamentos tendem para um valor mais próximo do real. A partir dos elementos de 8 mm de tamanho observa-se que os deslocamentos tendem para valores inferiores, logo deve-se usar o pior caso.

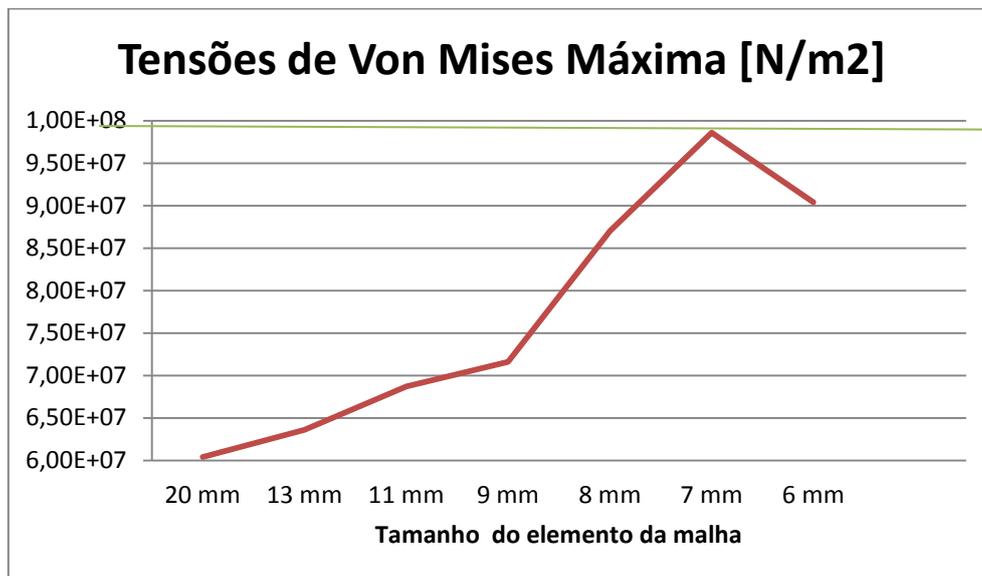


Gráfico 2 - Resultado das tensões de Von Mises para cada malha em forma de gráfico. A linha a verde representa o valor de tensão máxima

Analisando o teste de convergência pelas tensões de Von Mises máximas, verificou-se que como na análise anterior, com a diminuição do elemento da malha as tensões tendem para um valor mais próximo do real. A partir dos elementos de 7 mm de tamanho observa-se que as tensões tendem para valores de tensão inferiores, logo deve-se tratar o problema com maiores tensões.

Após a análise dos gráficos 1 e 2, para o refinamento das malhas testadas, optou-se por usar a malha de 7 mm de refinamento, uma vez que este tamanho de malha engloba um deslocamento e uma tensão máxima com valores próximos do real.

4.2 Cabeçote do torno a modelar

O segundo modelo para modelar é o cabeçote do torno que serve de suporte do veio. O modelo foi simulado e modelado por elementos finitos, através do programa CATIA como o veio.

O cabeçote como não é dimensionado possui dimensões médias de cabeçotes para uma primeira simulação. Na figura 44 é ilustrado o cabeçote simulado, este tem 4 furos M20 para se poder fixar ao barramento do torno. Este é feito em ferro fundido e obtido por moldação. As dimensões da caixa são 500 de comprimento, 400 de profundidade e 400 de altura.

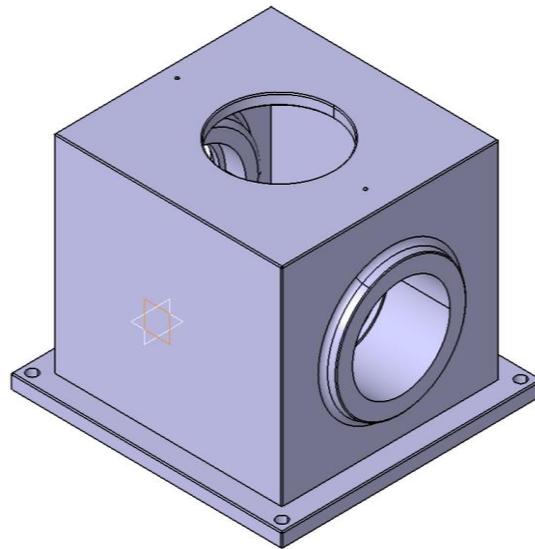


Figura 44 - Cabeçote do torno

O interior do suporte, representado na figura 45, é oco, com uma espessura de 20 mm, onde se coloca o óleo lubrificante. O cabeçote possui uma tampa superior para acesso ao interior com o intuito de: i) verificar o nível do óleo; ii) apertar a rosca de ajustamento dos rolamentos; iii) ou, para qualquer tipo de manutenção. Os dois furos no interior do cabeçote servem para que o óleo lubrifique a parte superior dos rolamentos, visto que sem esse furo só a parte inferior do rolamento é lubrificada.

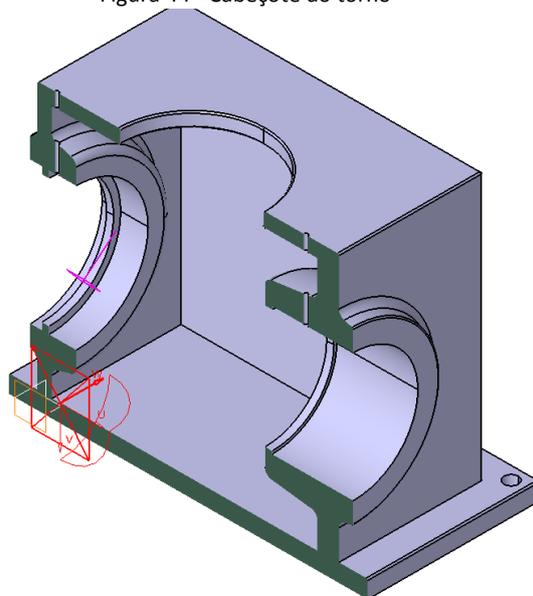


Figura 45 - Interior do cabeçote

4.2.1 Material usado

O primeiro passo a efectuar depois do cabeçote modelado é definir o material referente aos componentes do cabeçote. O material escolhido, como já indicado no capítulo 3 é ferro fundido, mais propriamente o GG - 35. As propriedades deste material estão representadas na tabela 22.

Tabela 22 - Propriedades do material do cabeçote do veio

Ferro Fundido	Módulo de elasticidade	Coefficiente de poisson	Densidade	Tensão de cedência
GG -35	130 GPa	0,25	7400 kg/m ³	345 MPa

As propriedades mecânicas enunciadas na tabela 22 são colocadas no programa como mostra a figura 46.

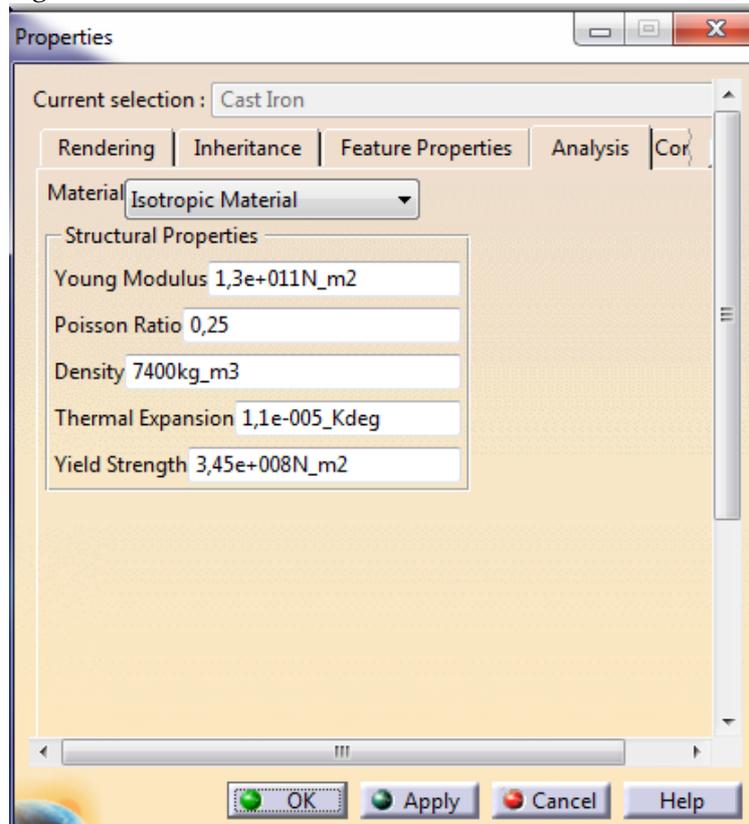


Figura 46 - Aplicação do material ao cabeçote no programa de simulação

4.2.2 Condições de fronteira

De seguida são definidas as condições de fronteira do cabeçote. Este só possui uma condição de fronteira que é o encastramento da base, em que esta zona fica bloqueada a nível dos deslocamentos em X, Y e Z e ainda bloqueia as rotações em torno dos eixos de modo a não permitir o deslocamento da estrutura.

A figura 47 demonstra a condições de fronteira anteriormente enunciadas.

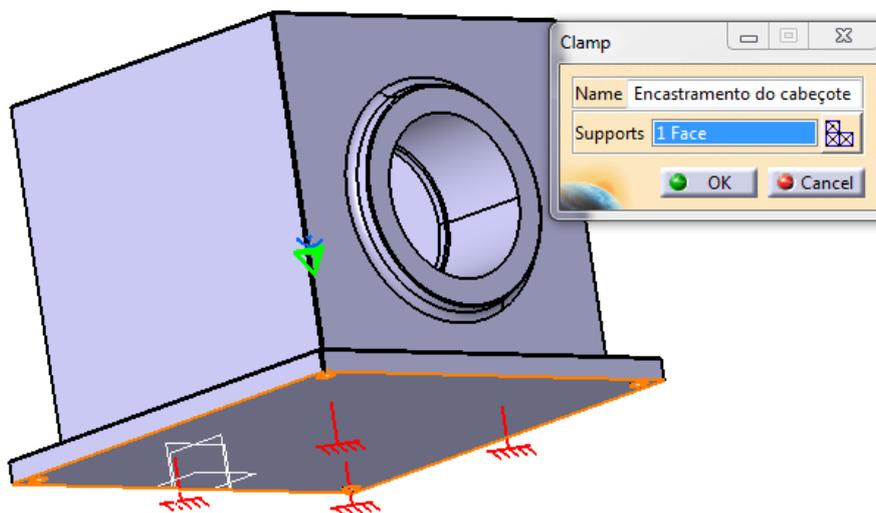


Figura 47 - Condições de fronteira do cabeçote do torno

4.2.3 Propriedades da malha

As propriedades da malha foram consideradas as mesmas do que as do veio, ou seja, elementos tetraédricos parabólicos que possuem 10 nós por cada elemento, com um total de 30 graus de liberdade. O resultado final da malha é apresentado na figura 48.

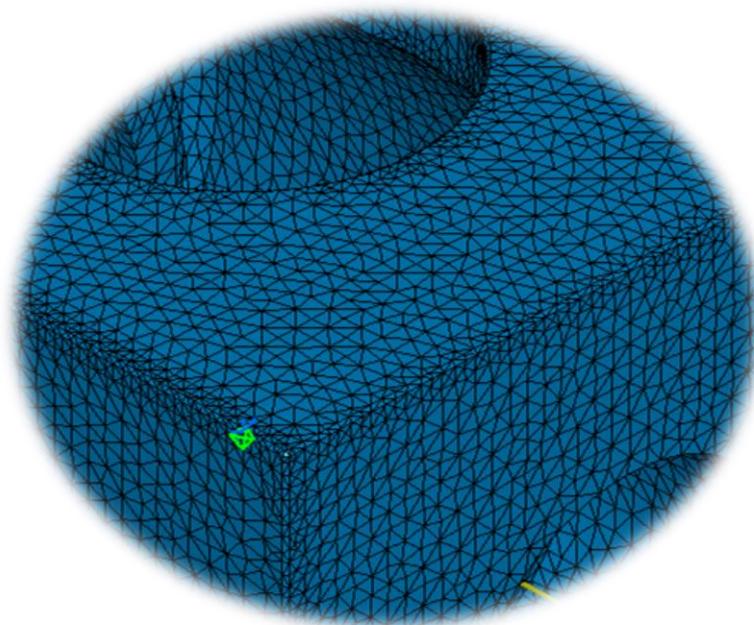


Figura 48 - Visualização da malha do cabeçote

4.2.4 Teste de convergência

Como no teste de convergência do veio, é estudado o melhor tamanho para os elementos da malha, e chegou-se à conclusão, que como o cabeçote não possui dimensões pequenas, não é necessário a malha ser tao pequena como no caso do veio. Após um ligeiro estudo decidiu-se testar elementos entre 25 e 8 mm de malha, os testes estão afixados na tabela 23. Para a construção da tabela 23 e deste teste de convergência utilizaram-se as forças aplicadas no estudo estático do cabeçote do torno.

Tabela 23- Resultados do teste de convergência do cabeçote

Tamanho do elemento da malha	Deslocamento Máximo [mm]	Tensão de Von Mises Máxima [N/m ²]
25 mm	0,0217	1,62E+07
20 mm	0,0218	1,62E+07
17 mm	0,0219	1,63E+07
16 mm	0,0219	1,63E+07
9 mm	0,0218	1,63E+07
8 mm	0,0218	1,63E+07

Analisando a tabela 23 conclui-se que o melhor tamanho do elemento é o de 17mm, pois quer os resultados de deslocamentos quer os de tensão tendem para valores constantes e ainda necessita de menor poder computacional do que a malha de 16 mm.

4.3 Barramento do torno a modelar

O terceiro componente a modelar é o barramento do torno que serve de apoio ao cabeçote. O modelo foi simulado e modelado por elementos finitos, através do programa CATIA e sujeito às forças do veio e do cabeçote.

Tal como o cabeçote não é dimensionado analiticamente, por isso possui dimensões médias de barramentos para uma primeira simulação. Na figura 49 é ilustrado o barramento modelado após várias modificações. Este possui 4 furos M20 para se poder fixar o cabeçote do torno. Este barramento é feito em ferro fundido e obtido por moldação. Possui um comprimento de 2000 mm, uma altura de 800 mm e uma profundidade de 480 mm para permitir a colocação dos parafusos.

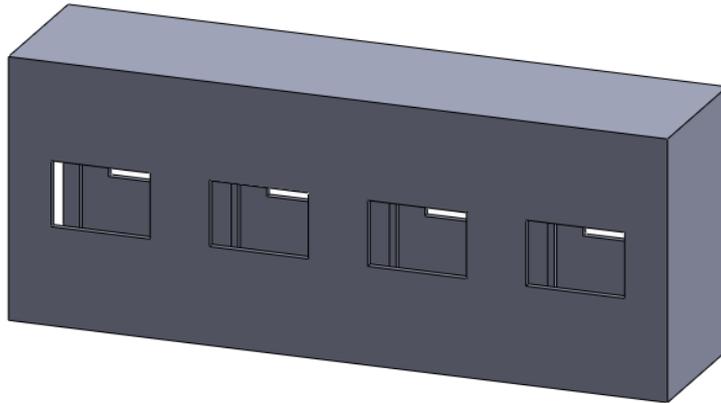


Figura 49 - Ilustração do Barramento do torno

O barramento é oco, com uma espessura de 20 mm, para reduzir o peso e o custo do mesmo. Como se pode observar na figura 50 o barramento possui uma estrutura caixão e possui 4 células iguais de reforços (tipo moldura), tem 8 aberturas (4 de cada lado) medindo cada uma 300 mm de base e 200 mm de altura.

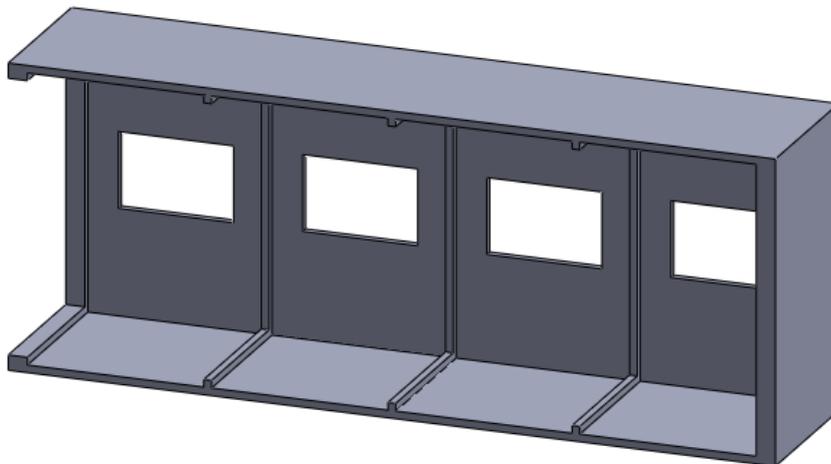


Figura 50 - Ilustração do interior do barramento

4.3.1 Material usado

Após o barramento modelado foi necessário definir o material referente aos componentes do cabeçote. O material escolhido, como já indicado no ponto 4.3.1 é ferro fundido, mais propriamente o GG - 35. As propriedades deste material estão representadas na tabela 22 do ponto 4.2.2.

As propriedades mecânicas enunciadas são colocadas no programa como mostra a figura 51.

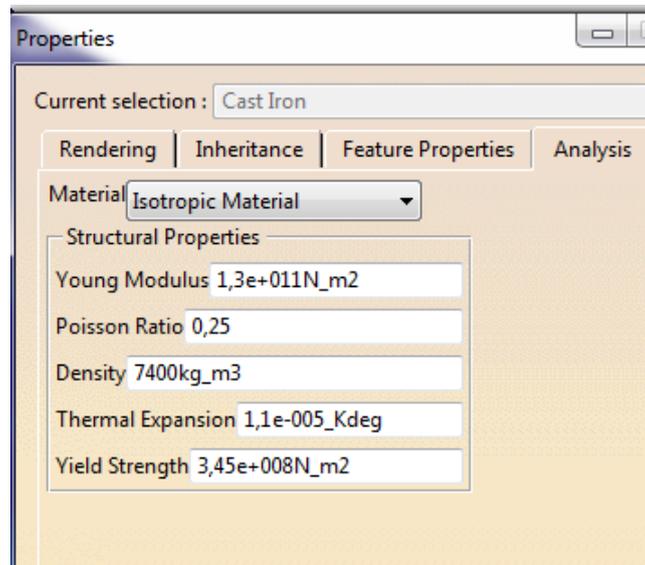


Figura 51 - Aplicação do material do barramento no programa de simulação

4.3.2 Condições de fronteira

De seguida foram definidas as condições de fronteira do cabeçote. Este só possui uma condição de fronteira que é o encastramento da base, em que esta zona fica bloqueada a nível dos deslocamentos em X, Y e Z e ainda bloqueia as rotações em torno dos eixos de modo a não permitir o deslocamento da estrutura.

A figura 52 demonstra a condições de fronteira anteriormente enunciadas.

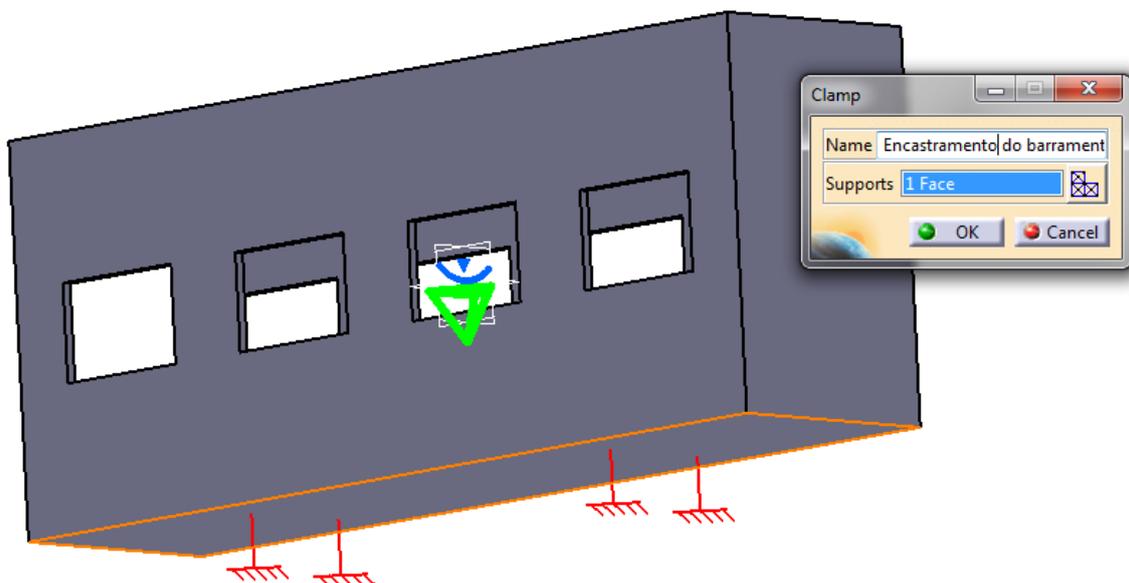


Figura 52 - Condições de fronteira do cabeçote do torno

4.3.3 Propriedades da malha

As propriedades da malha foram consideradas as mesmas do que as do veio, ou seja, elementos tetraédricos parabólicos que possuem 10 nós por cada elemento, com um total de 30 graus de liberdade. O resultado final da malha é apresentado na figura 53.

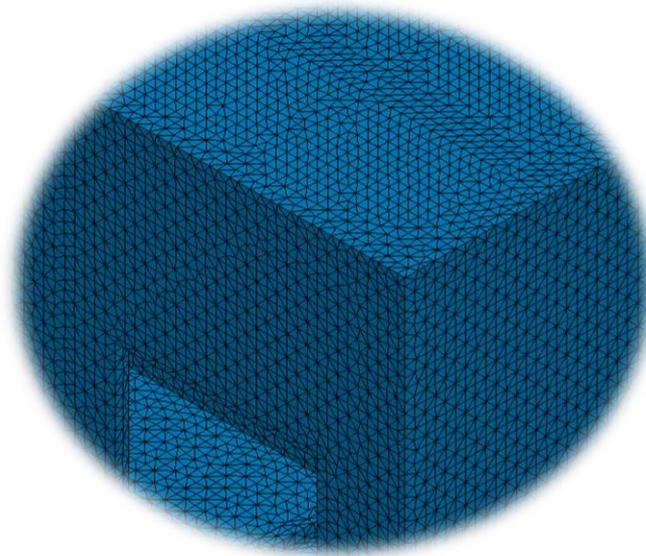


Figura 53 - Visualização da malha do cabeçote

4.3.4 Teste de convergência

Como no teste de convergência do veio e do cabeçote, é estudado o melhor tamanho para os elementos da malha e chegou-se à conclusão que como a medida mais pequena do barramento é 20 mm não é necessário uma malha inferior a 10 mm. Após um ligeiro estudo decidiu-se testar elementos entre 40 e 10 mm de malha, os testes estão afixados na tabela 24. Para a construção da tabela 24 e deste teste de convergência utilizaram-se as forças aplicadas no estudo estático do barramento.

Tabela 24- Resultados do teste de convergência do cabeçote

Tamanho do elemento da malha	Deslocamento Máximo [mm]	Tensão de Von Mises Máxima [N/m ²]
40 mm	0,00372	5,80E+05
30 mm	0,00375	5,85E+05
20 mm	0,00377	5,88E+05
15 mm	0,00379	5,91E+05
10 mm	0,00379	5, 91E+05

Analisando a tabela 24 concluiu-se que os valores pouco ou quase nada se alteram, a melhor malha para ser testada é a de 15mm, pois quer os resultados de deslocamentos quer os de tensão tendem para valores constantes e ainda necessita de menor poder computacional do que a malha de 10 mm. A malha de 10 mm possui valores iguais à malha de 15mm, como era de esperar visto que no barramento não existem medidas abaixo dos 20mm.

Capítulo 5

Simulação numérica

5.1 Estudo 1-Estudo estático do veio

5.1.1 Forças aplicadas no veio

Depois de impostas as condições de fronteira, o próximo passo é aplicar as cargas a que o veio está sujeito no local indicado. A primeira carga a que o veio está submetido é a força exercida pela correia, esta como está distribuída por uma área vai aplicar uma pressão na metade superior do veio. Esta pressão é dada pela seguinte fórmula.

$$P_{correia} = \frac{F_{correia}}{A_{correia}}$$

Através da substituição da força da correia e da área da correia é possível chegar à pressão exercida pela força da correia de 2701889,79 N/m², como indicado na equação a baixo representada.

$$P_{correia} = \frac{17157}{D_{int\ polia} \times L_{polia}} = \frac{17157}{0,1 \times 0,0635} = 2701889,79 \text{ N/m}^2$$

Uma vez conhecida a pressão exercida pela correia, falta só inserir este valor no programa de simulação. A figura 54 demonstra a aplicação da pressão no local em que a correia é colocada.

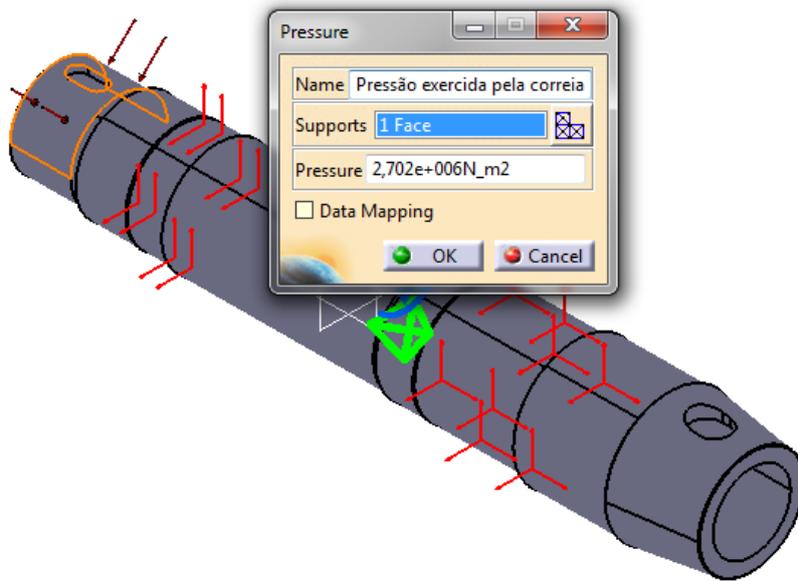


Figura 54 - Aplicação da pressão exercida pela correia no programa de simulação

A segunda carga a que o veio está submetido é a força tangencial, exercida na metade superior do nariz do veio. Esta como o caso anterior, está distribuída por uma área de carga o que transforma a força tangencial numa pressão tangencial.

$$P_{tangencial} = \frac{F_{tangencial}}{A_{nariz}}$$

Através da substituição da força tangencial e da área do nariz é possível chegar à pressão exercida pela força tangencial de 1021094,58 N/m², como indicado na fórmula a baixo representada.

$$P_{tangencial} = \frac{10504}{D_{m\ nariz} \times L_{nariz}} = \frac{10504}{0,12 \times 0,085725} = 1021094,58 \text{ N/m}^2$$

A figura 55 ilustra a aplicação da pressão tangencial na metade superior do nariz.

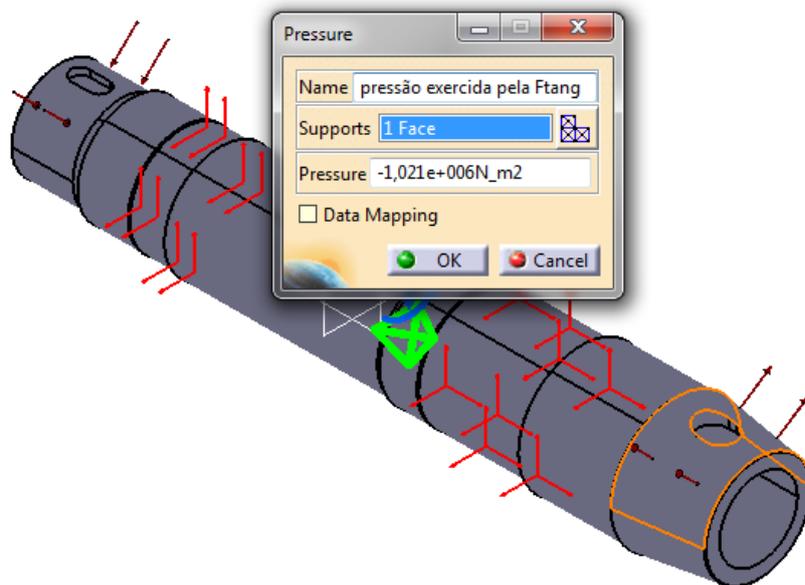


Figura 55 - Aplicação da pressão exercida pela força tangencial no programa de simulação

A terceira carga a que o veio está submetido é a força axial, exercida segundo o eixo do veio na direcção do nariz. Esta como no caso anterior, está distribuída por uma área de carga transformando a força axial numa pressão axial.

$$P_{axial} = \frac{F_{axial}}{A_{anelar\ nariz}}$$

Através da substituição da força axial e da área anelar do nariz é possível chegar à pressão exercida pela força axial, de 501497,2 N/m², como indicado na fórmula a baixo representada.

$$P_{axial} = \frac{3151}{\pi \times r_{ext}^2 - \pi \times r_{int}^2} = \frac{3151}{\pi \times 0,06^2 - \pi \times 0,04^2} = 501497,2 \text{ N/m}^2$$

A figura 56 ilustra a aplicação da pressão axial segundo o eixo do veio na direcção do veio.

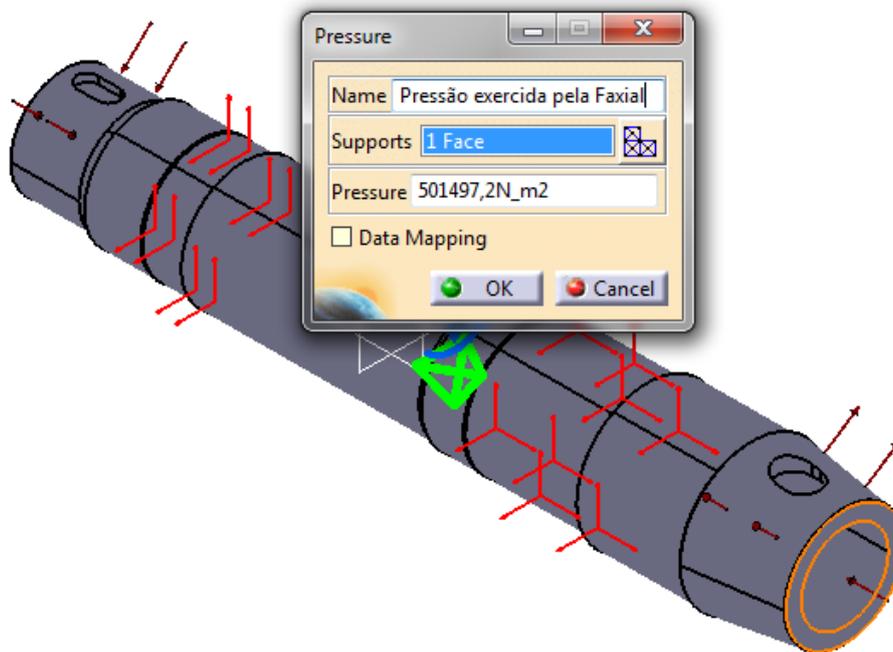


Figura 56 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação

5.1.2 Resultados do estudo 1-Estudo estático do veio

A seguir são expostos os resultados dos deslocamentos e tensões do veio a ser simulado, em forma de figura, onde se podem consultar as zonas onde estas são sentidas, através do mapa de cores. Também se pode consultar as tensões e deslocamentos máximos e mínimos evidenciados na escala do mapa de cores.

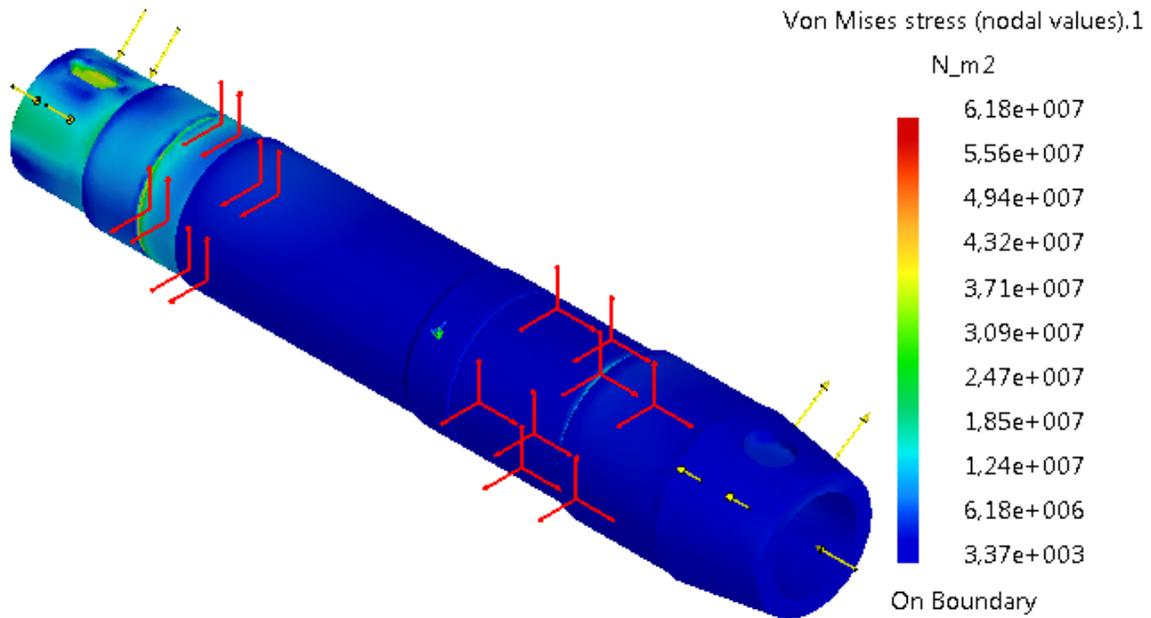


Figura 57 - Resultado das tensões às pressões aplicadas

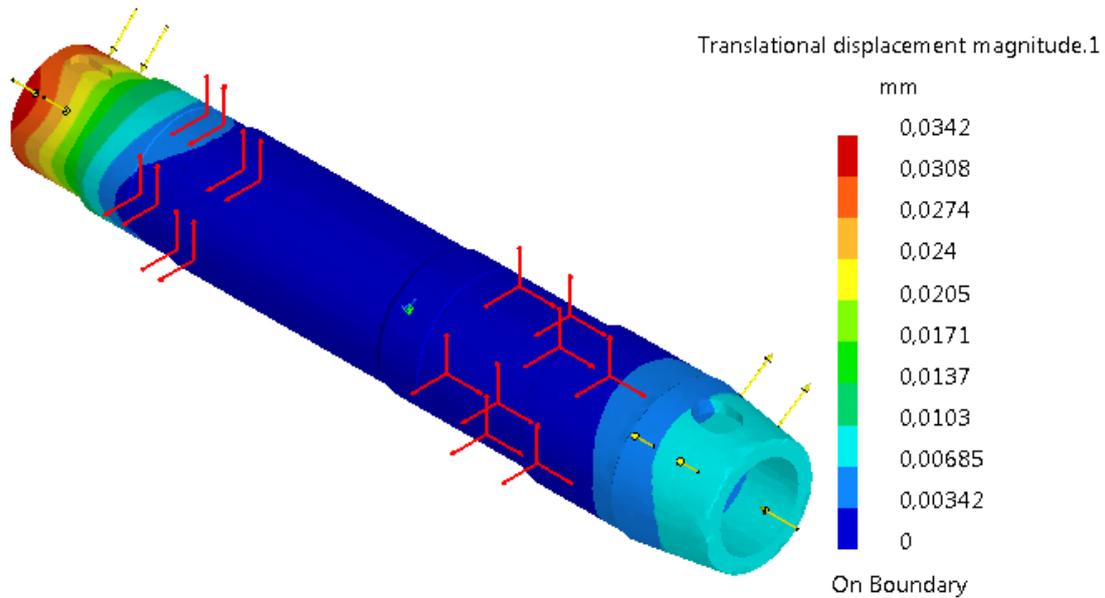


Figura 58 - Resultado dos deslocamentos às pressões aplicadas

As figuras 57 e 58 acima enunciadas são referentes à malha de 7 mm que foi obtida no teste de convergência. A nível de deslocamentos máximos na estrutura, obteve-se 0,0342 mm o que se pode assumir como um deslocamento insignificante. A tensão máxima sentida é de 61,8 MPa, e quando comparada com a tensão de cedência do material, cerca de 650 MPa, percebe-se que o veio suporta todas as forças aplicadas, encontrando-se com um coeficiente de segurança de aproximadamente 10.

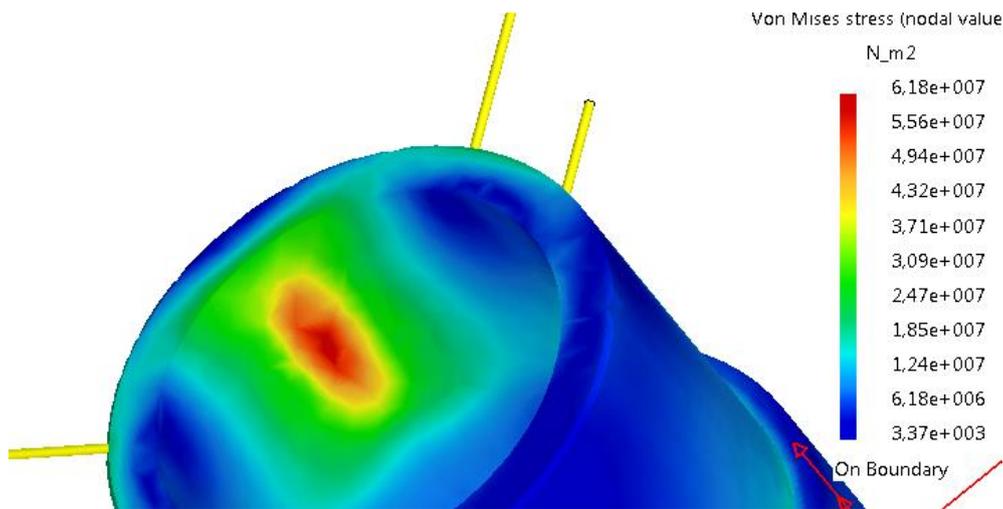


Figura 59- Resultado da concentração de tensões na zona da polia

Pelas figuras 57 e 59, através do mapa de cores, observa-se que as tensões sentidas no escatel da polia são superiores aos sentidas no escatel do nariz, este facto é devido à diferença da espessura do veio, Como a espessura na zona da polia é inferior à espessura da zona do nariz, a concentração de tensões é mais elevada na zona da polia. As tensões máximas são sentidas na zona inferior ao escatel da polia visto que é onde a espessura é mínima e pelo facto de nesse local estar aplicada a tensão da correia que é o esforço mais prejudicial para o veio.

5.2 Estudo 2-Estudo das forças de torção aplicadas no veio

5.2.1 Condição de fronteira imposta

Em seguida foram definidas as condições de fronteira do veio para contemplar o efeito de torsão, para isso fez-se o encastramento da zona da polia, em que esta zona fica bloqueada a nível dos deslocamentos em X, Y e Z e ainda bloqueia as rotações em torno dos eixos de modo a não permitir o deslocamento do veio. Desta maneira o momento torsor aplicado pelas chavetas consegue percorrer todo o veio.

Na figura 60 é ilustrado o encastramento da zona da polia.

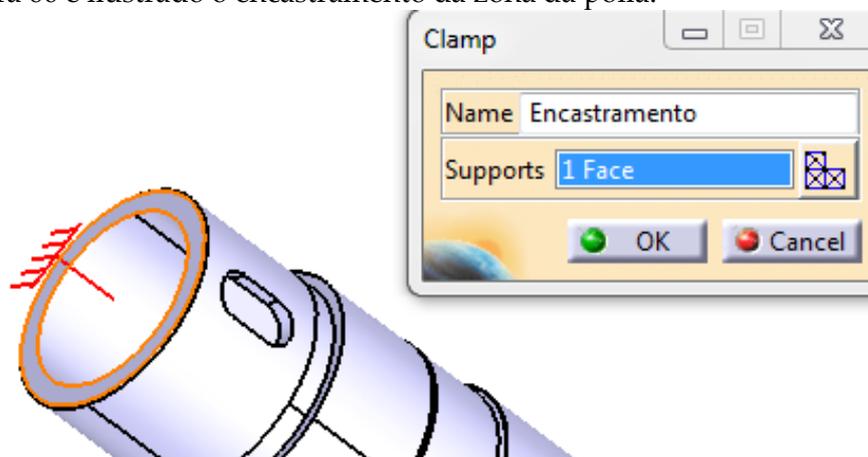


Figura 60 - Condições de fronteira da zona da polia do veio

5.2.2 Forças aplicadas no veio

As cargas de torção que o veio está submetido são:

A força aplicada pelo momento torsor na chaveta do nariz, esta força de contacto é sentida entre a chaveta e a face interna do escatel, e serve para simular o momento torsor provocado pela chaveta. A força de contacto aplicada na chaveta do nariz depende de:

$$T1 = \frac{Mt}{r_{nariz}}$$

Através da substituição do momento torsor e do raio do nariz é possível chegar à força aplicada na chaveta do nariz de 39772727,27 N/m², como indicado na fórmula a baixo representada.

$$T1 = \frac{1050,4}{0,065} = 16160 \text{ N/m}^2$$

A figura 61 ilustra a aplicação da força de contacto no escatel do nariz.

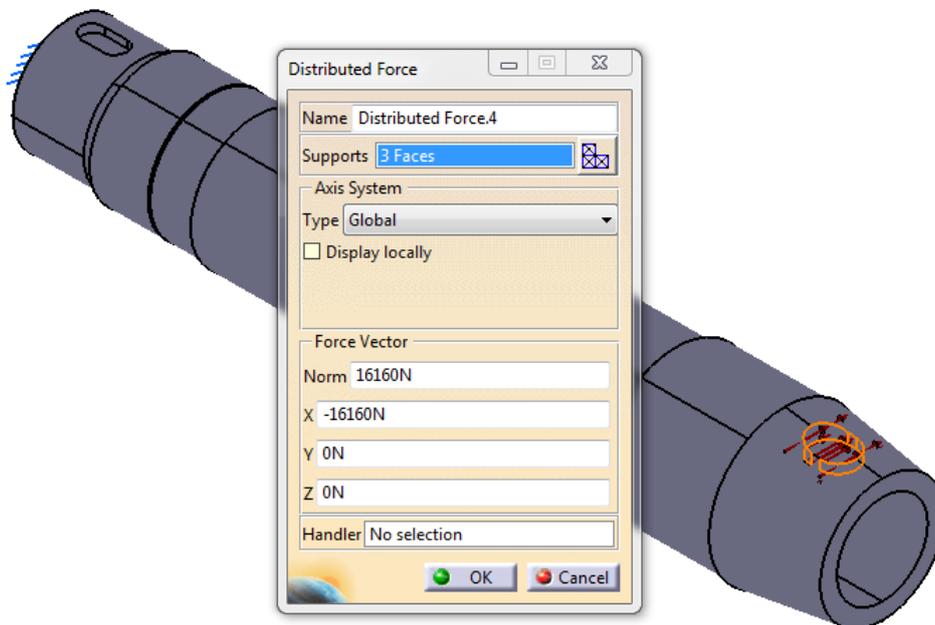


Figura 61 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação

A força aplicada pelo momento torsor na chaveta da polia, esta força de contacto é sentida entre a chaveta e a face interna do escatel, e serve para simular o momento torsor provocado pela chaveta. A força de contacto aplicada na chaveta da polia tem duas chavetas, logo o momento torsor tem de ser dividido por dois.

$$T2 = \frac{\frac{Mt}{2}}{r_{polia}}$$

Através da substituição do momento torsor da polia e do raio da polia é possível chegar ao valor da força exercida sobre os escatéis da polia de 37837837,835 N/m², como indicado na fórmula a baixo representada.

$$T2 = \frac{\frac{Mt}{2}}{0,05} = 10504 \text{ N/m}^2$$

A figura 62 ilustra a aplicação da força de contacto no escatel da polia.

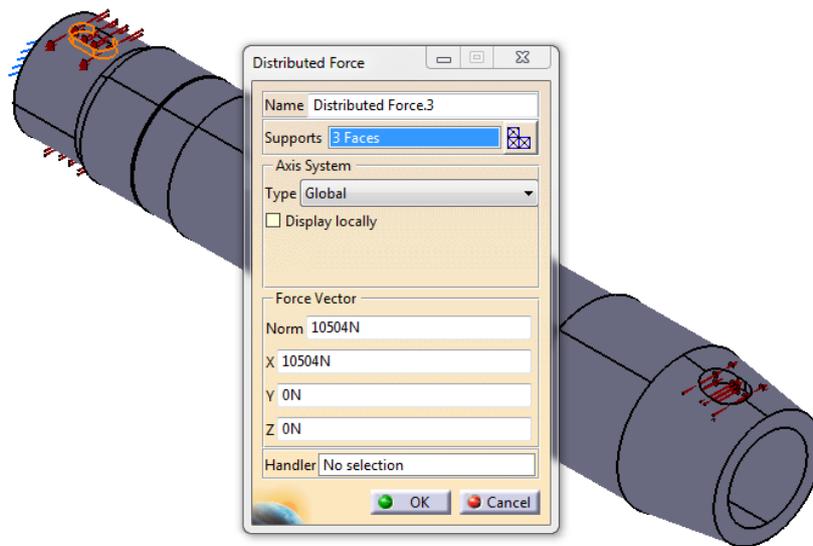


Figura 62 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação

A pressão aplicada pelo momento torsor na chaveta do nariz que é dada por:

$$P_{escatel} = \frac{M_{t2}}{r_{chaveta\ nariz} \times B}$$

Através da substituição do momento torsor, do raio da chaveta do nariz e da área da chaveta do nariz é possível chegar à pressão da chaveta do nariz de 1450075,15 N/m², como indicado na fórmula a baixo representada.

$$P_{chaveta\ nariz} = \frac{1050,4}{0,13 \times 0,085725} = 1450075,15 \text{ N/m}^2$$

A figura 63 ilustra a aplicação da pressão de contacto na chaveta do nariz.

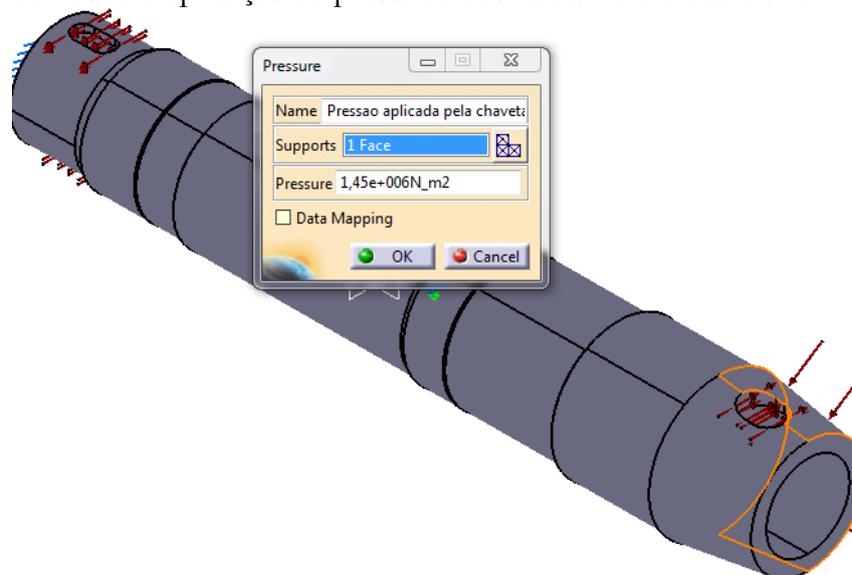


Figura 63 - Aplicação da pressão exercida pela força axial no programa de simulação

5.2.3 Resultados do estudo 2- Estudo das forças de torção aplicadas no veio

A seguir são expostos os resultados dos deslocamentos e tensões do veio a ser simulado, em forma de figura, onde se podem consultar as zonas onde estas são sentidas, através do mapa de cores. Também se pode consultar as tensões e deslocamentos máximos e mínimos evidenciados na escala do mapa de cores.

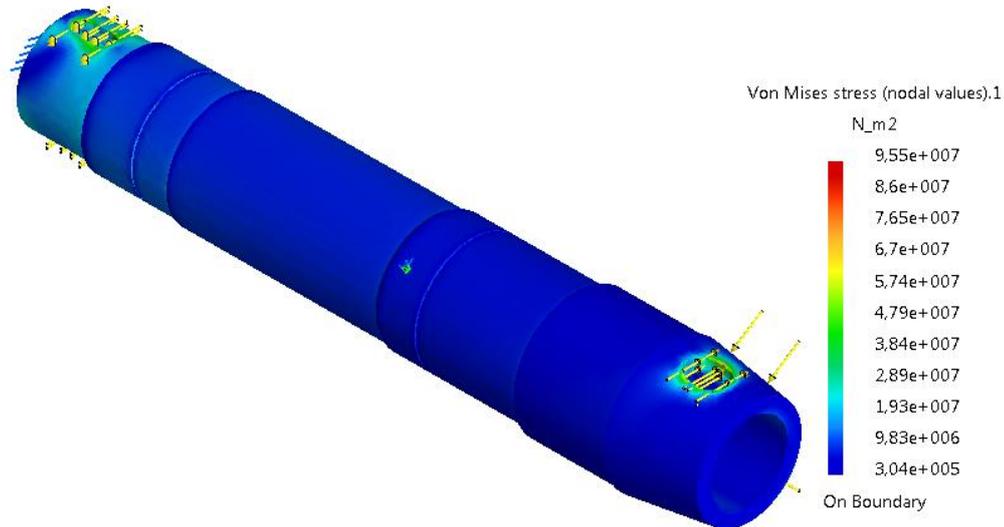


Figura 64 - Resultados das tensões máximas às pressões aplicadas

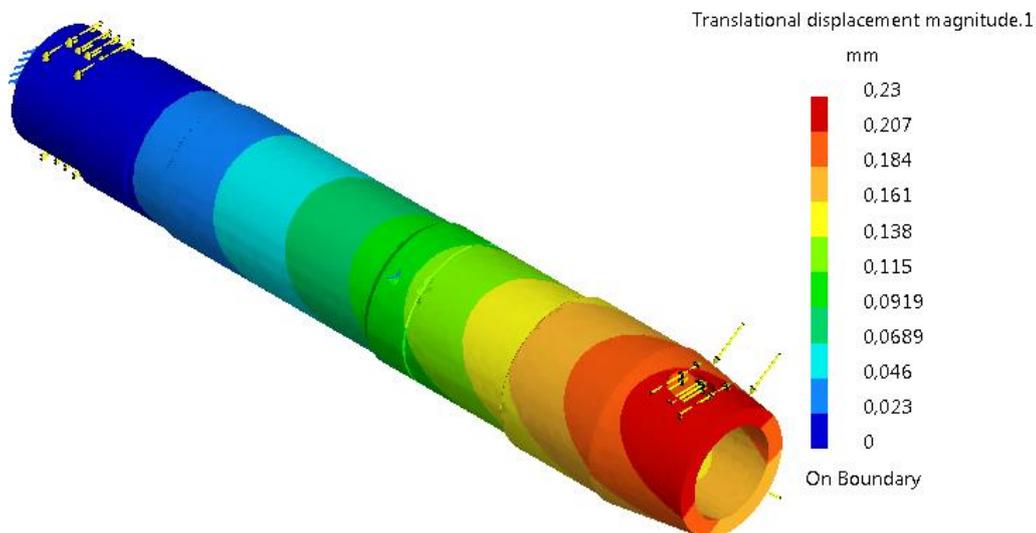


Figura 65 - Resultados dos deslocamentos às pressões aplicadas

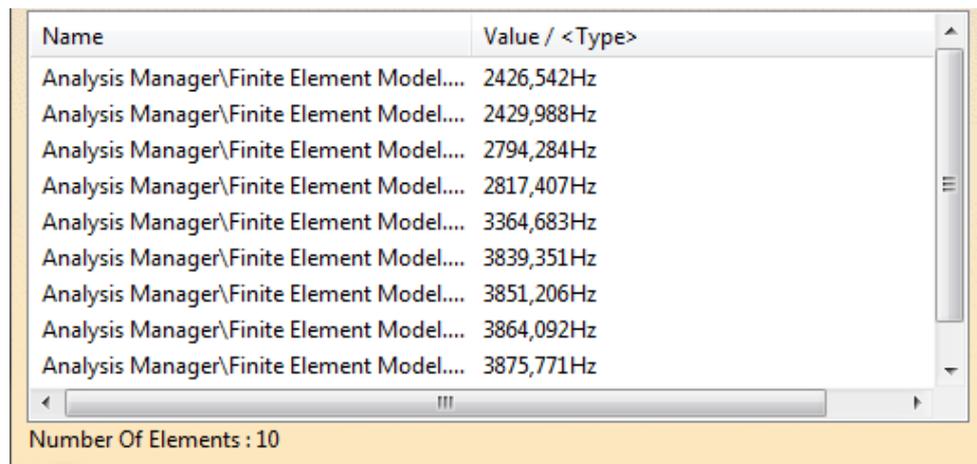
As figuras 64 e 65 acima enunciadas são referentes à malha de 7 mm que foi obtida no teste de convergência. A nível de deslocamentos máximos na estrutura, obteve-se 0,23 mm o que se pode assumir como um deslocamento significativo visto que é um veio para uma máquina ferramenta. A tensão máxima sentida é de 96 MPa, que quando comparada com a tensão de cedência do material, cerca de 650 MPa, percebe-se que o veio suporta todas as forças aplicadas, encontrando-se com um coeficiente de segurança de aproximadamente 6.

5.3 Estudo 3-Estudo dinâmico do veio

5.3.1 Análise da frequência do veio

Nesta secção serão analisadas as frequências críticas do veio com escatéis de modo a verificar se esta se encontra afastada da frequência própria. Este ponto é importante dado que o motor irá produzir vibrações e grande parte delas serão transmitidas ao veio.

A primeira frequência critica obtida pelo programa CATIA é de 2426,54 Hertz, como se pode observar na figura 66:



Name	Value / <Type>
Analysis Manager\Finite Element Model...	2426,542Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	2429,988Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	2794,284Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	2817,407Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	3364,683Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	3839,351Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	3851,206Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	3864,092Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	3875,771Hz

Number Of Elements : 10

Figura 66 - Resultados da primeira frequência crítica do veio

Sendo a frequência própria dependente da velocidade de rotação do veio:

$$Freq_{veio} = \frac{n}{60}$$

Em que a rotação do veio é de 50 rpm a 3000 rpm, a frequência própria varia entre:

$$Freq_{veio} = [0,83 : 50] Hz$$

Pode-se concluir que a primeira frequência crítica (a mais prejudicial para a segurança do veio) não apresenta nenhum problema, pois esta é bastante superior à frequência própria da estrutura, que no máximo é de 50 Hertz, o que evita o colapso do veio por ressonância. Em relação ao nível elevado da frequência este pode ser corrigido através da colocação de borrachas nos parafusos do cabeçote.

5.4 Estudo 4-Estudo estático do cabeçote

5.4.1 Forças aplicadas no cabeçote do torno

Com as condições de fronteira impostas o próximo passo é aplicar as cargas a que o cabeçote está sujeito e ainda o local em que está sujeito. A primeira carga a que o cabeçote está submetido é a força exercida pela reacção do apoio simples; esta como

está distribuída por uma área vai aplicar uma pressão na metade superior da abertura traseira do cabeçote e é dada pela seguinte fórmula.

$$P_{R1} = \frac{R_1}{A_{R1}}$$

Substituindo, na fórmula, a reacção vertical do apoio simples e a sua área obtém-se a pressão da reacção de 4083576,32 N/m².

$$P_{R1} = \frac{31035,18}{D_{R1} \times L_{R1}} = \frac{31035,18}{0,2 \times (0,038)} = 4083576,32 \text{ N/m}^2$$

Com a pressão exercida pela reacção no apoio simples conhecida, só falta inserir este valor no programa de simulação. A figura 67 ilustra a aplicação da pressão na zona do apoio simples:

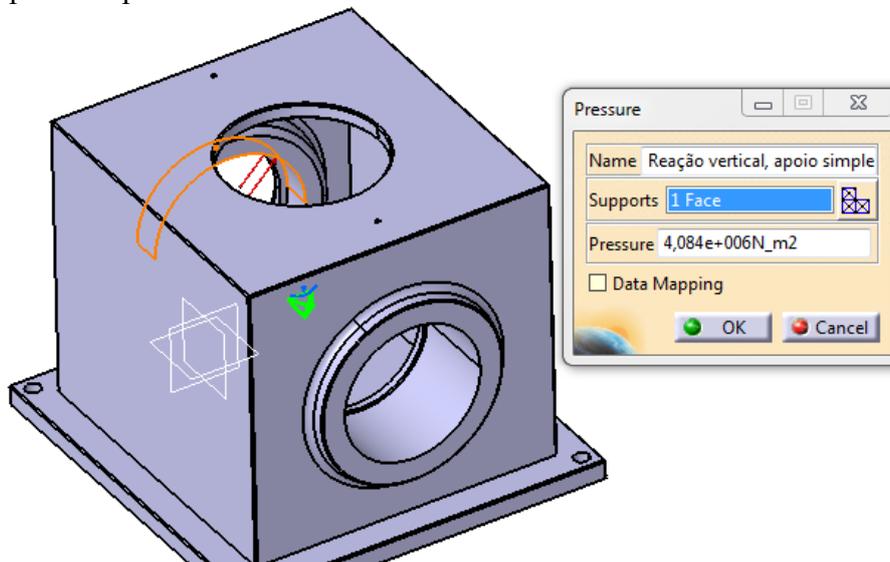


Figura 67 - Aplicação da Reacção Vertical do apoio simples no programa de simulação

A segunda carga a que o cabeçote está submetido é a força exercida pela reacção vertical do apoio duplo, esta como está distribuída por uma área vai aplicar uma pressão na metade inferior da abertura frontal do cabeçote. Esta pressão é dada pela seguinte fórmula.

$$P_{R2} = \frac{R_2}{A_{R2}}$$

Substituindo, na fórmula, a reacção vertical do apoio duplo e a sua área obtém-se a pressão da reacção de 1411005,79 N/m².

$$P_{R2} = \frac{24382,18}{D_{R2} \times L_{R2}} = \frac{24382,18}{0,18 \times (0,048 \times 2)} = 1411005,79 \text{ N/m}^2$$

Com a pressão exercida pela reacção no apoio duplo conhecida, só falta inserir este valor no programa de simulação. A figura 68 ilustra a aplicação da pressão na zona do apoio duplo.

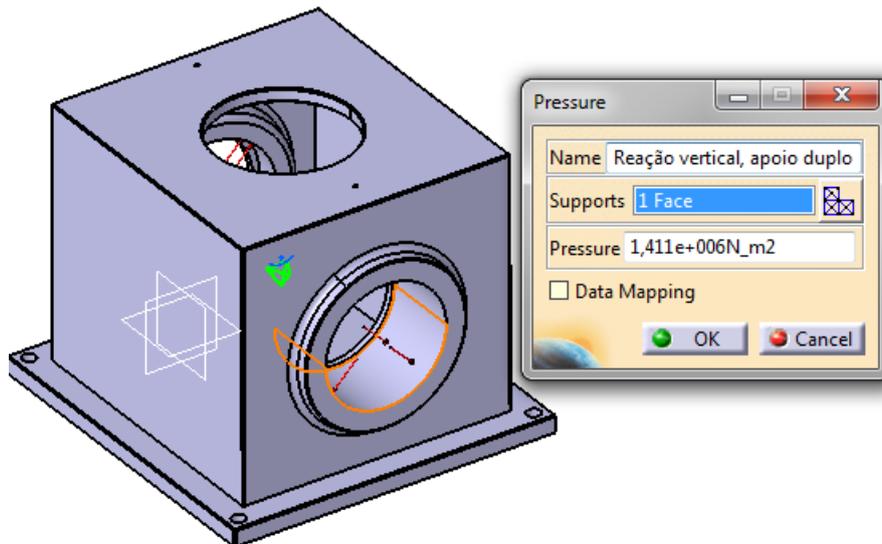


Figura 68 - Aplicação da Reacção Vertical do apoio duplo no programa de simulação

A terceira e última carga a que o cabeçote está submetido é a reacção ao esforço horizontal exercida segundo o eixo da abertura frontal. Esta como no caso anterior, está distribuída por uma área de carga o que transforma a reacção numa pressão do esforço horizontal.

$$P_{RH} = \frac{R_H}{A_{RH}}$$

Substituindo, na fórmula, a reacção horizontal do apoio duplo e a sua área obtém-se a pressão da reacção de 728920,47N/m².

$$P_{RH} = \frac{3151}{\pi \times r_{RH\ ext}^2 - \pi \times r_{RH\ int}^2} = \frac{3151}{\pi \times 0,09^2 - \pi \times 0,082^2} = 728920,47\ N/m^2$$

A figura 69 ilustra a aplicação da reacção horizontal do apoio duplo no programa de simulação.

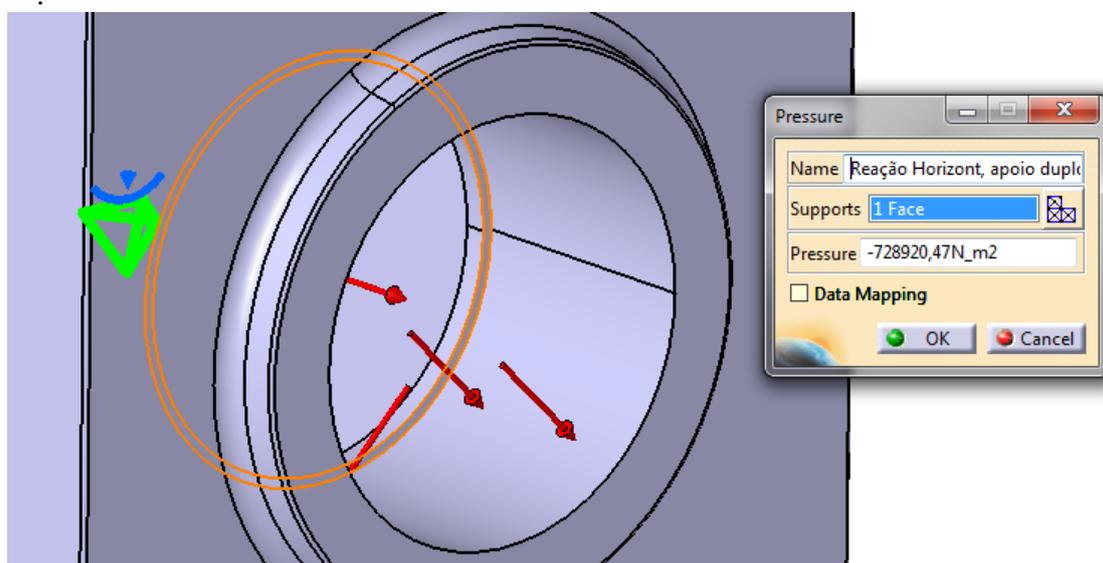


Figura 69 - Aplicação da Reacção horizontal do apoio duplo no programa de simulação

5.4.2 Resultados da simulação estática do cabeçote

A seguir são expostos os resultados dos deslocamentos e tensões do cabeçote, em forma de figura, onde se podem consultar as zonas onde estas são sentidas, através do mapa de cores. Também se pode consultar as tensões e deslocamentos máximos e mínimos evidenciados na escala do mapa de cores.

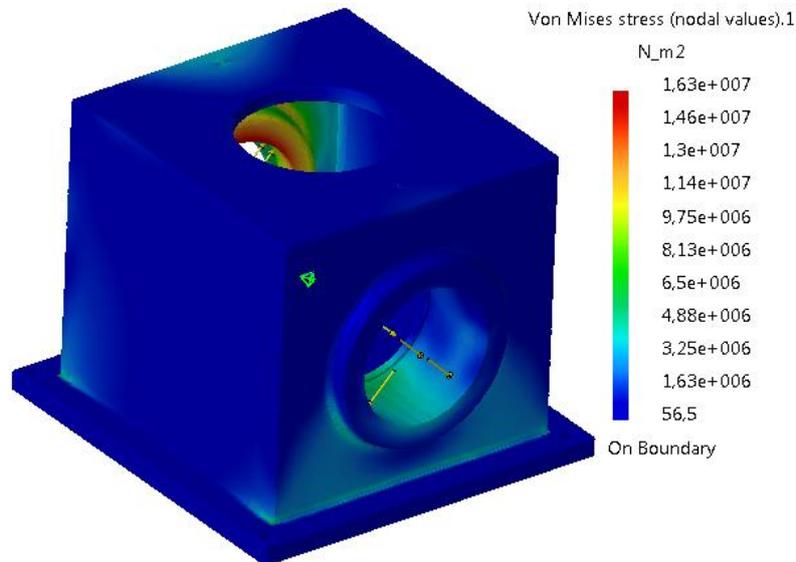


Figura 70 - Resultados das tensões de Von mises do cabeçote

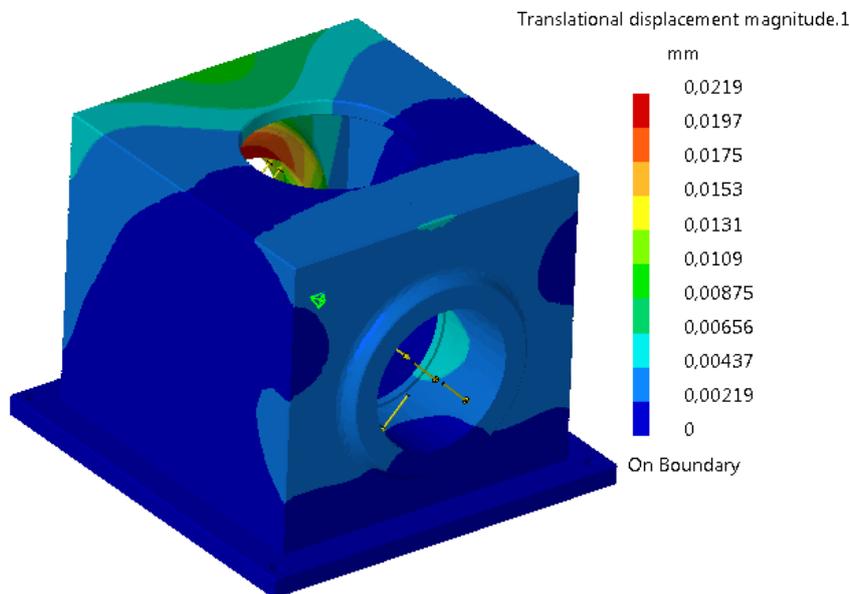


Figura 71 - Resultados dos deslocamentos do cabeçote

As figuras 70 e 71 acima enunciadas são referentes à malha de 17 mm que obtida no teste de convergência. A nível de deslocamentos máximos na estrutura, obteve-se 0,0219 mm o que se pode assumir como um deslocamento insignificante. A tensão máxima sentida é de 16,3 MPa, que quando comparada com a tensão de cedência do material 345 MPa, percebe-se que o cabeçote suporta todas as forças aplicadas, encontrando-se com um coeficiente de segurança de aproximadamente 21.

5.5 Estudo 5-Estudo dinâmico do Cabeçote

5.5.1 Análise da frequência do cabeçote

Como para o caso do estudo do veio, nesta secção serão analisadas as frequências críticas do cabeçote, da solução construtiva apresentada anteriormente, de modo a verificar se esta se encontra afastada da frequência própria, dado que as vibrações serão transmitidas ao veio e ao seu suporte, ou seja, ao cabeçote.

A primeira frequência critica obtida pelo programa CATIA para o cabeçote é de 651,96 Hertz, como se pode observar na figura 72.

Name	Value / <Type>
Analysis Manager\Finite Element Model....	651,957Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	761,39Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	784,463Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	941,687Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	1029,254Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	1127,34Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	1321,511Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	1402,594Hz
Analysis Manager\Finite Element Model....	1437,887Hz

Figura 72 - Resultados da primeira frequência crítica do veio

Sendo a frequência própria do cabeçote dependente da velocidade de rotação do veio, esta vai ser igual a frequência própria do veio.

$$Freq_{Veio} = Freq_{Cabeçote} = [0,83 : 50] Hz$$

Pode-se concluir que a primeira frequência crítica não apresenta nenhum problema, pois esta é bastante superior à frequência própria da estrutura, que no máximo é de 50 Hertz, o que evita o colapso do cabeçote por ressonância. Por último, a frequência do veio (2426,54 Hz) e a frequência do cabeçote (651,96Hz) também possuem um coeficiente de segurança elevado, o que evita a ressonância entre os dois componentes.

5.5.2 Verificação da resistência do cabeçote à fadiga

A fadiga ocorre em situações em que um determinado ponto da superfície da estrutura é ciclicamente solicitado. Estas tensões originam o maior valor de tensão tangencial máxima a uma certa profundidade, promovendo a formação e propagação de fissuras de fadiga, que quando atingem um comprimento crítico fracturam, provocando o colapso da estrutura em muitas situações.

O critério de rotura por fadiga mais utilizado é o critério parabólico de Gerber, que é dado pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_0}\right)^2 \leq 1$$

Visto que esta estrutura está sujeita a cargas cíclicas constantes, é verificada a tensão limite de fadiga do material usado, Ferro fundido cinzento. A verificação efectuada será feita para um número de ciclos infinitos de carga, ou seja para vida infinita (N infinito), obtendo-se assim a tensão limite de fadiga, que serve para comparação com as tensões máximas registadas nas análises de elementos finitos efectuadas anteriormente.

Caso a $\sigma_{\text{máx}} < \sigma_{\text{lim max}}$ a estrutura não corre o risco de criação e posterior propagação de fissuras. A figura 77 evidencia a tensão de limite de fadiga para o Ferro fundido.

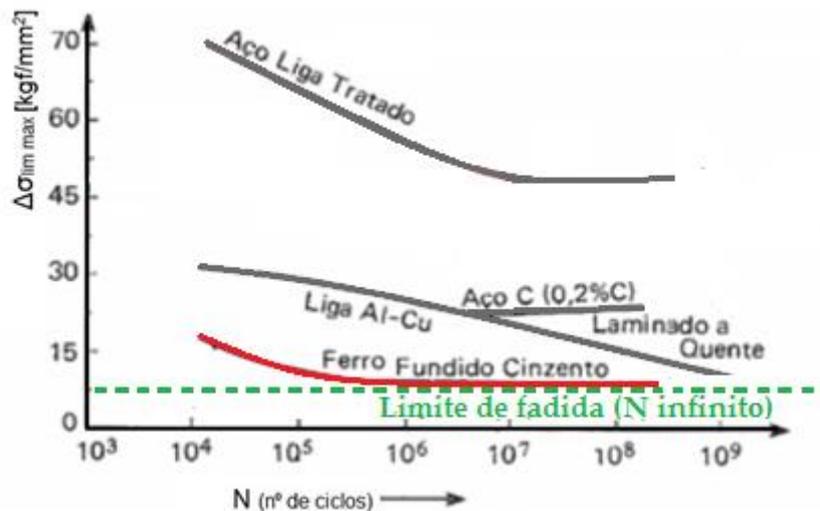


Figura 73 – Limite de fadiga do ferro fundido cinzento

A partir da figura 73 obtém-se cerca de 8 kgf/mm², que corresponde a 78,45 MPa. Tendo em conta as tensões máximas registadas nas simulações do cabeçote, a tensão máxima obtida é de 16,7 MPa, sendo esta inferior à tensão limite de fadiga, logo o cabeçote do veio não corre o risco de criação fissuras por fadiga.

5.6 Estudo 6-Estudo estático do barramento

5.6.1 Forças aplicadas no barramento do torno

Com as condições de fronteira impostas, o próximo passo é aplicar as cargas a que o barramento está sujeito e ainda o local em que está sujeito. O barramento está sujeito a três forças: i) as reacções decorrentes da força de maquinagem do cabeçote; ii) a força aplicada pelo esticamento da correia; iii) por último, as forças aplicadas na maquinagem de uma peça. Estas forças são aplicadas na parte superior do barramento de modo assimétrico devido à reacção do carro porta ferramentas, este carro serve para o buril toronar a peça. O conjunto destas forças está distribuído pela área superior do barramento o que aplica uma pressão. Esta pressão é dada pela seguinte fórmula.

$$P_{\text{Barramento}} = \frac{R_1 + R_2 + F_{\text{correia}} + F_{\text{tangencial}} + \text{Peso do cabeçote e do veio}}{A_{\text{sup Barramento}}}$$

Substituindo, na fórmula, as reacções vertical dos apoios, as forças e o peso do cabeçote e do veio, obtido através do 'sensor' do programa SolidWorks, obtém-se a pressão do barramento de 2731,25 N/m².

$$P_{Barramento} = \frac{31035,18 - 24382,18 + 10504 - 17157 - 2622}{0,48 \times 2} = -2731,25 \text{ N/m}^2$$

Devido à reacção do carro porta ferramentas do lado frontal do barramento, a pressão sobre o barramento é de 691,67 N/m².

$$P_{Barramento\ frontal} = 0,4 \times P_{Barramento} = 0,4 \times -2731,25 = -1092,5 \text{ N/m}^2$$

A figura 74 ilustra a aplicação da pressão no lado frontal superior do barramento.

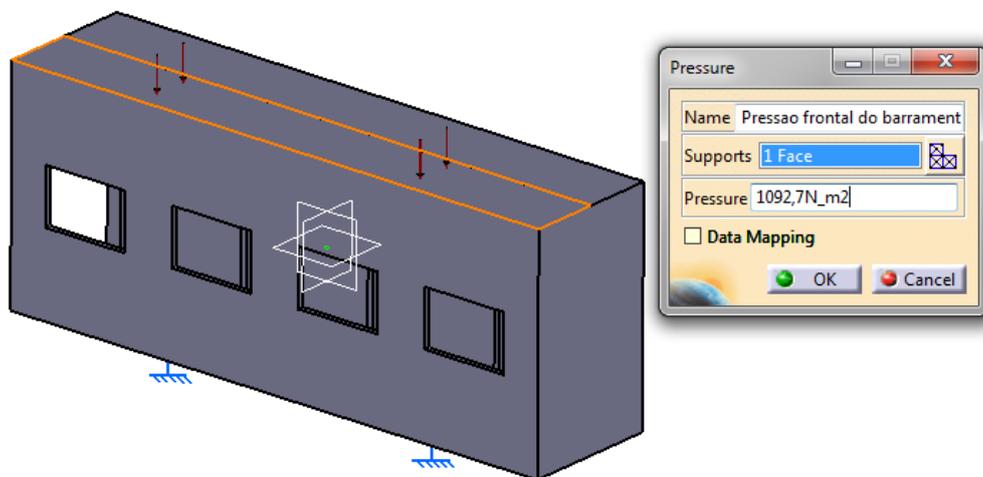


Figura 74 – Aplicação da pressão frontal do barramento

A segunda parte da carga a que o barramento está sujeito é pressão do lado traseiro superior que através da reação do carro porta ferramentas é de 1037,5 N/m².

$$P_{Barramento\ traseiro} = 0,6 \times P_{Barramento} = 0,6 \times -2731,25 = -1638,75 \text{ N/m}^2$$

A figura 75 ilustra a aplicação da pressão no lado traseiro superior do barramento.

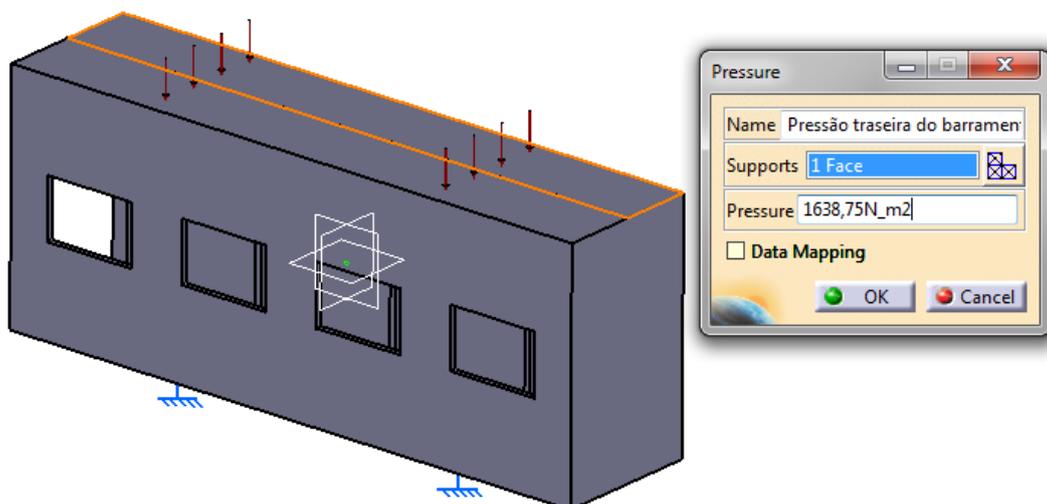


Figura 75 - Aplicação da pressão traseira do barramento

5.6.2 Resultados da simulação estática do barramento

A seguir são expostos os resultados dos deslocamentos e tensões do barramento, em forma de figura.

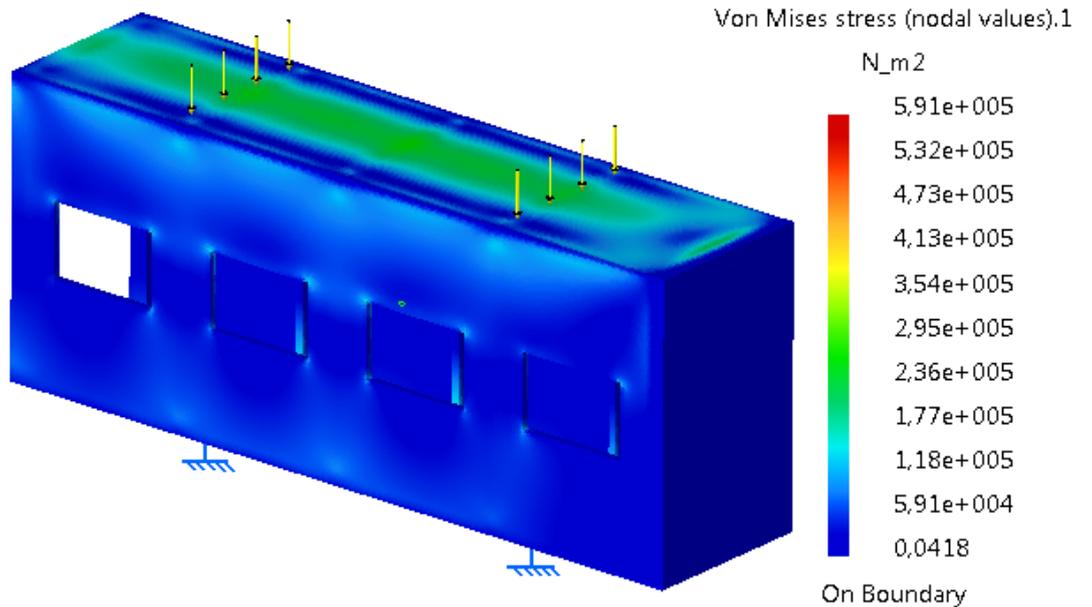


Figura 76 - Resultados das tensões de Von mises do barramento

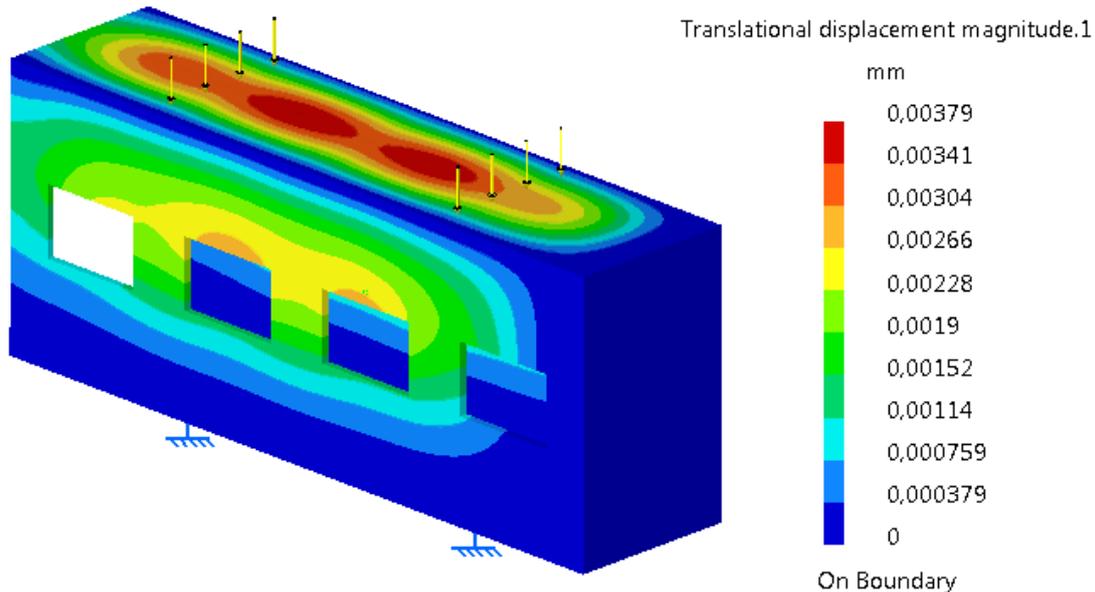


Figura 77 - Resultados dos deslocamentos do cabeçote

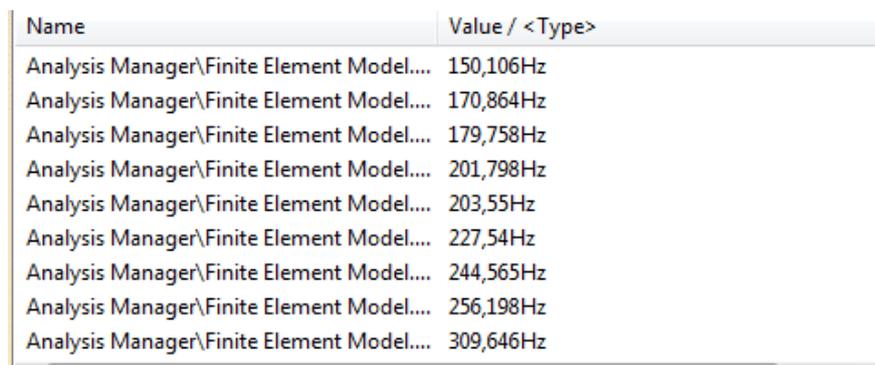
As figuras 76 e 77 acima enunciadas são referentes à malha de 15 mm obtida no teste de convergência. A nível de deslocamentos máximos sentidos no barramento, obteve-se 0,00379 mm o que se pode assumir como um deslocamento nulo. A tensão máxima sentida é de 0,59 MPa, que quando comparada com a tensão de cedência do material 345 MPa, percebe-se que o cabeçote suporta todas as forças aplicadas, encontrando-se até com um sobre dimensionamento.

5.7 Estudo 7-Estudo dinâmico do barramento

5.7.1 Análise da frequência do barramento

Como para o caso do estudo do veio e do cabeçote, nesta secção serão analisadas as frequências críticas do barramento do torno, da solução construtiva apresentada anteriormente, de modo a verificar se esta se encontra afastada da frequência própria, dado que as vibrações serão transmitidas do veio para o cabeçote e por sua vez para o barramento.

A primeira frequência crítica obtida pelo programa CATIA para o barramento é de 150,11 Hertz, como se pode observar na figura 78.



Name	Value / <Type>
Analysis Manager\Finite Element Model...	150,106Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	170,864Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	179,758Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	201,798Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	203,55Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	227,54Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	244,565Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	256,198Hz
Analysis Manager\Finite Element Model...	309,646Hz

Figura 78 - Resultados da primeira frequência crítica do veio

Sendo a frequência própria do barramento dependente da velocidade de rotação do veio, esta vai ser igual a frequência própria do veio.

$$Freq_{Veio} = Freq_{Cabeçote} = Freq_{Barramento} = [0,83 : 50] Hz$$

Pode-se concluir que a primeira frequência crítica do barramento, apesar de ser a mais próxima dos 3 componentes estudados, não apresenta nenhum problema, pois é superior à frequência própria da estrutura, que no máximo é de 50 Hertz, o que evita o colapso do barramento por ressonância. Por último, a frequência do veio (2426,54 Hz), a frequência do cabeçote (651,96 Hz) e a frequência do barramento (150,11 Hz) também possuem um coeficiente de segurança elevado entre eles, o que evita a ressonância entre os três componentes.

Capítulo 6

Montagem e desenho técnico dos componentes

6.1 Implementação dos componentes

6.1.1 Implantação da manga frontal no cabeçote

Tendo todos os componentes dimensionados resta apenas colocá-los no devido local e para isso é usado o programa SolidWorks.

Primeiramente, desenhou-se o cabeçote do torno, com todas as dimensões dimensionadas nos capítulos 3 e 4. Para a colocação dos rolamentos no cabeçote, optou-se por desenhar duas mangas em aço. A figura 79 mostra a montagem dos rolamentos na respectiva manga e a colocação desta no cabeçote.

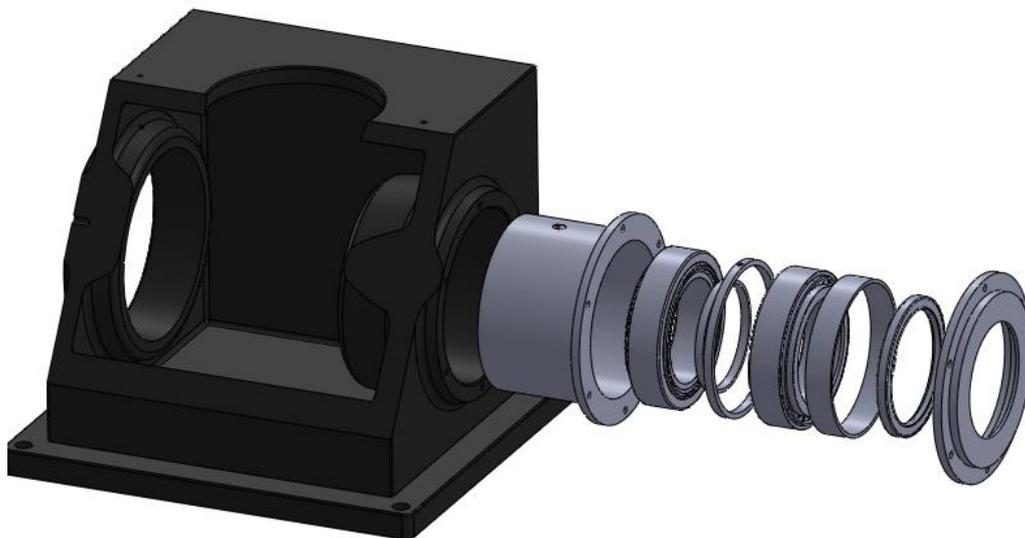


Figura 79 – Vista expandida do cabeçote, rolamentos, manga, anilhas de espaçamento, vedante e tampa

A manga frontal serve para evitar que os rolamentos se desloquem a nível dos eixos x e z, deixando as rotações livres. Para garantir um espaçamento entre eles, e evitar o deslocamento a nível do eixo y, são colocadas três anilhas de espaçamento. A anilha de maior diâmetro possui um pequeno orifício na parte superior, para que o óleo de lubrificação possa atravessar desde o interior do cabeçote até à parte superior dos rolamentos.

A figura 80 mostra, em pormenor, o canal de lubrificação dos rolamentos de rolos cónicos.

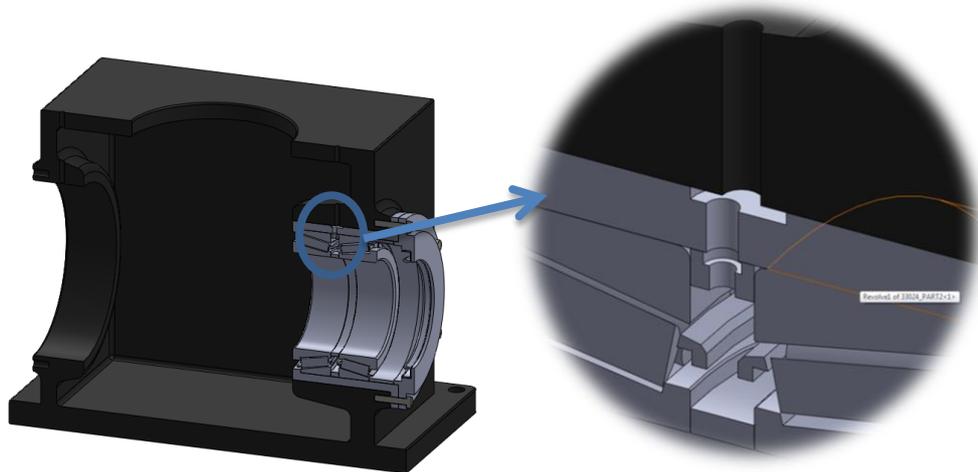


Figura 80 - Pormenor do canal de lubrificação dos rolamentos de rolos cónicos

Como se pode observar na figura 84, as peças já estão colocadas nos seus locais correctos. Para evitar a passagem do óleo de lubrificação para o exterior do cabeçote, é colocada uma tampa com um vedante do diâmetro do veio; este por sua vez vai garantir que o veio atravesse o cabeçote e evitar que o óleo saia.

Para a fixação da tampa com a manga e com o cabeçote são usados 6 parafusos M8, de modo a resistir aos esforços axiais dos rolamentos.

6.1.2 Implementação do veio no cabeçote

Depois dos rolamentos de rolos cónicos fixos, o próximo passo é colocar o veio no seu local de rotação. O veio do torno é composto por um anel roscado exterior que serve para prender os grampos ao veio, este anel é colocado no nariz do veio, juntamente com a sua chave, como se pode observar na figura 81.

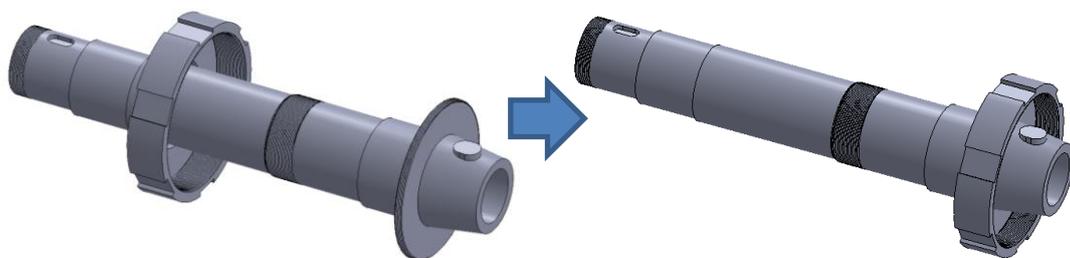


Figura 81 - Colocação do anel exterior no nariz do veio

Em seguida o veio é colocado na abertura frontal do cabeçote e fixo por uma porca de fixação para evitar o deslocamento do mesmo segundo o eixo y ; o veio fica assim bloqueado em todos os eixos, deixando unicamente a rotação livre. A porca de fixação é apertada através da abertura superior do cabeçote, que serve para acesso ao interior do veio. Através da figura 82 pode se visualizar o veio já fixo ao cabeçote pelos parafusos M8 e pela porca de fixação [28].

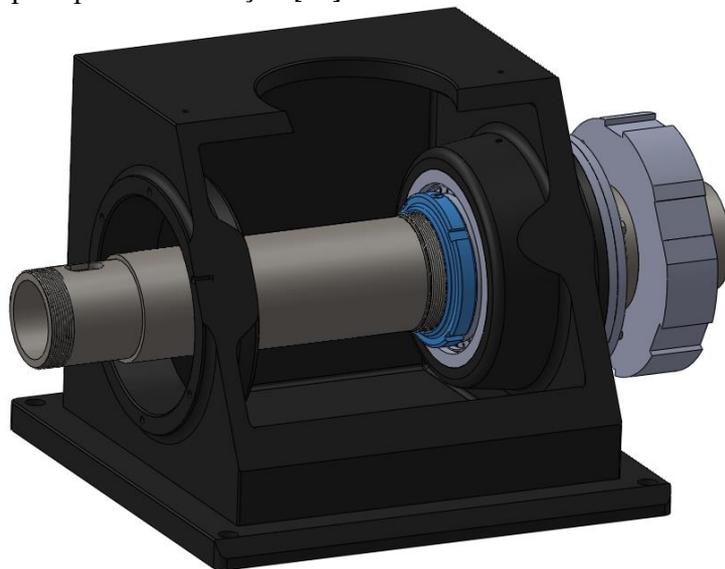


Figura 82 - Cabeçote com o veio fixo através da porca de fixação

6.1.3 Implementação da manga traseira no cabeçote

O passo seguinte é fixar os rolamentos de rolos cilíndricos ao veio, para isso optou-se por criar outra manga, à semelhança da primeira. A manga é colocada, com o rolamento, na abertura de trás do cabeçote. Na figura 83 pode-se observar a colocação da manga e do rolamento no cabeçote.

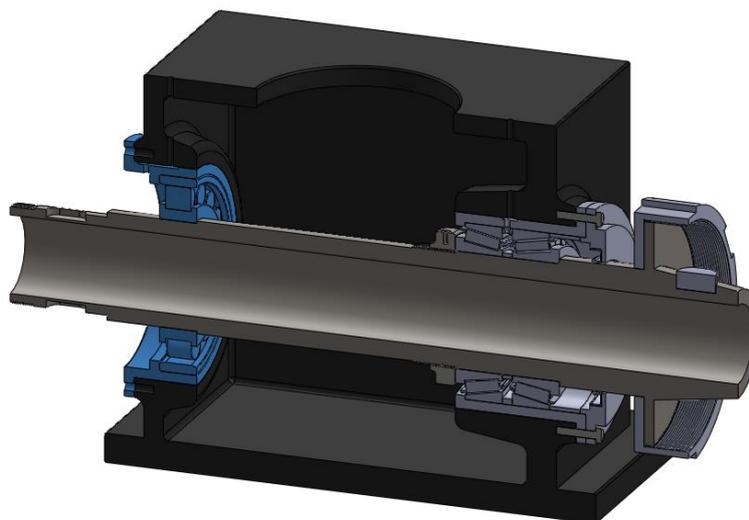


Figura 83- Colocação da manga traseira e do rolamento de rolos cônicos

A fixação do rolamento ao veio e à manga só é possível através da construção rigorosa de duas saliências, tendo em conta as dimensões expostas no catálogo da FAG, para este rolamento.

A lubrificação do rolamento de rolos cilindros é feita através de um canal, semelhante ao da manga frontal, feito através de um furo de 6 mm. Devido à saliência da manga, o canal de lubrificação possui um pequeno desvio, para não a furar. Na figura 84 é mostrado o canal de lubrificação do rolamento de rolos cilindros.

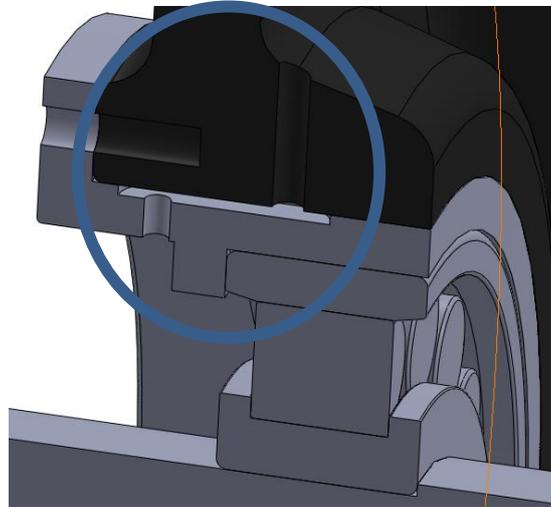


Figura 84 - vista pormenorizada do canal de lubrificação do rolamento de rolos cilíndricos

Para não deixar passar o óleo da lubrificação é colocada uma tampa traseira com um vedante, retirado da SKF. Para a fixação da tampa e da manga são aparafusados 6 parafusos M8, iguais aos de fixação da manga frontal.

Na figura 85 é mostrado o local da colocação dos parafusos e da tampa.

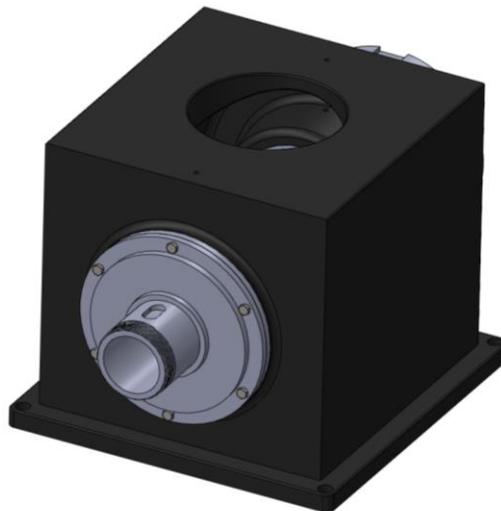


Figura 85 - Fixação da manga e da tampa ao cabeçote através de parafusos

6.1.4 Implementação da polia no veio

O último componente a colocar no veio é a polia, que vai transmitir o movimento ao veio. A fixação da polia é feita através de uma anilha de espaçamento e de uma porca de fixação, a anilha de espaçamento serve não só de fixação da polia como de fixação da parte interior do rolamento de rolos cilíndricos.

Para a transmissão do movimento da correia para o veio é necessário colocar as chavetas, calculas no capítulo 3, nas aberturas maquinadas no veio. A figura 86 mostra a colocação das chavetas da polia e da anilha de espaçamento.

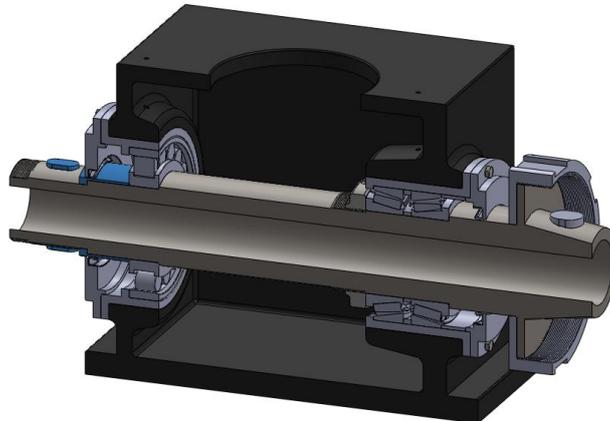


Figura 86 – Colocação das chavetas e da anilha de espaçamento

A figura 87 mostra a fixação da polia através da rosca de fixação [28] e a colocação da tampa da abertura de acesso.

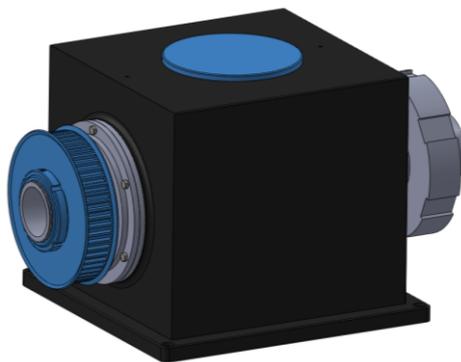


Figura 87 - Colocação da polia, da tampa da abertura de acesso e da porca de fixação

6.1.5 Implantação do cabeçote no barramento

A Figura 88 mostra o resultado final do torno, depois da colocação do cabeçote no barramento. A fixação do cabeçote ao barramento é feita por meio de 4 parafusos M20 que são colocados em volta do cabeçote.

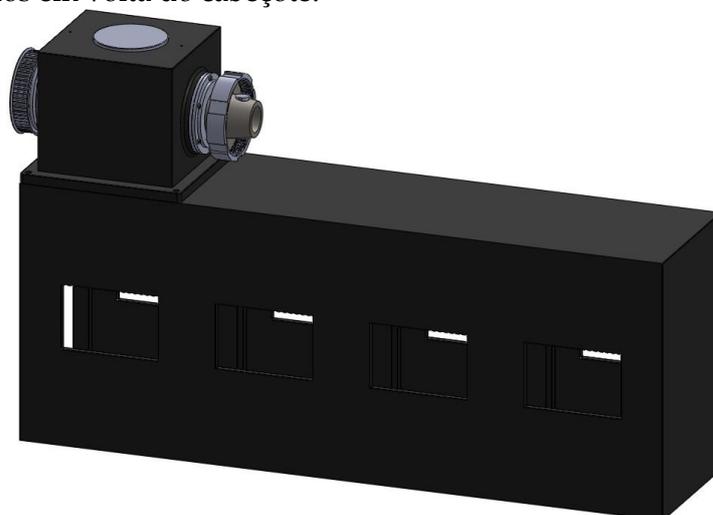


Figura 88- Ilustração do torno completo

6.1.6 Desenho técnico do conjunto

Todos os desenhos técnicos são expostos nos anexos em folhas A1 e A2. Na figura 89 é demonstrado o desenho técnico do corte A-A que contempla todos os componentes à exceção do barramento, pode ainda observar-se uma linha descontinua que indica o nível normal do óleo de lubrificação.

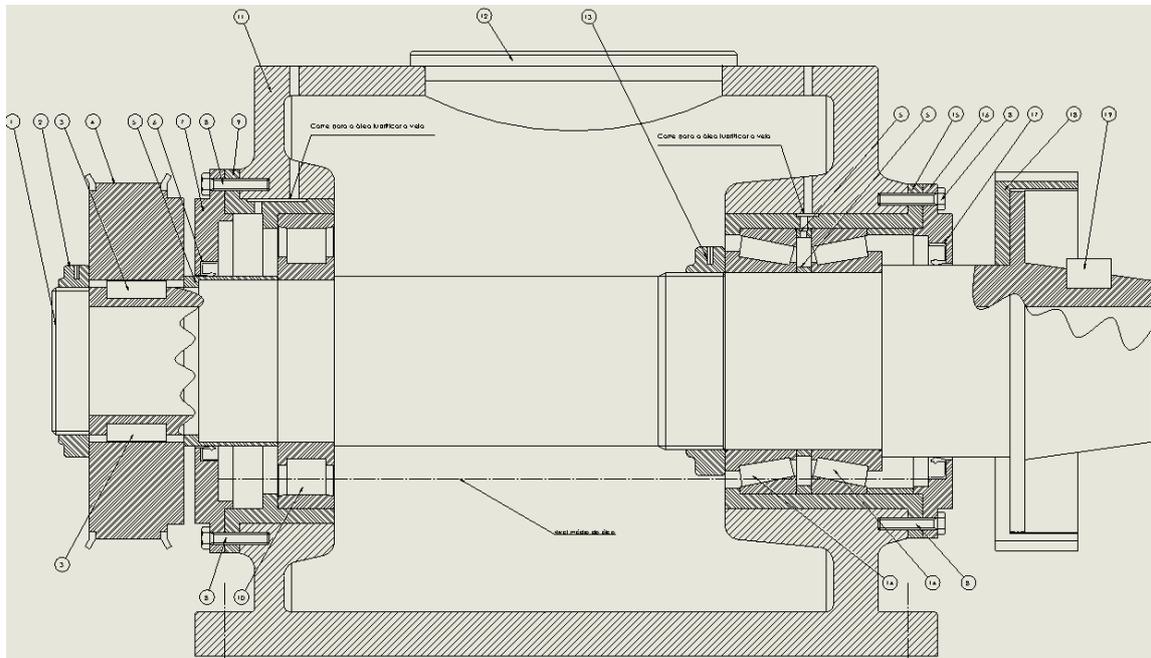


Figura 89 - Esquema representativo do Corte A-A

Na figura 90 está ilustrado o corte B-B que contempla o barramento do torno.

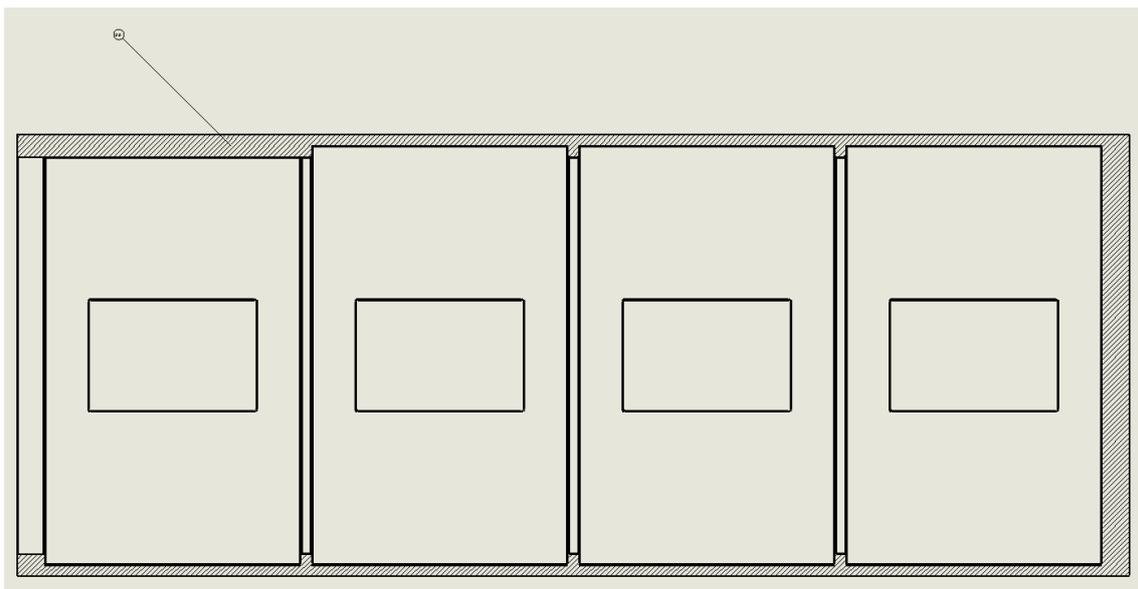


Figura 90 - Esquema representativo do Corte B-B

Capítulo 7

Conclusões e Trabalho Futuro

7.1 Considerações finais

Neste relatório intermédio fez-se uma abordagem à estrutura de um torno onde foram analisados os seguintes aspectos:

- O dimensionamento dos componentes necessita de cumprir as normas em vigor, existindo diversos tipos de condições que devem ser impostas e tidas em conta.
- Para além do dimensionamento é necessária a verificação a fenómenos importantes, ruptura e fadiga, como se viu anteriormente existem já alguns estudos elaborados sobre o comportamento destes componentes face a estes fenómenos;
- Através do dimensionamento analítico todas as peças do torno são dimensionadas de maneira a resistir às cargas máximas que um torno mecânico suporta. Através do estudo elaborado por elementos finitos tem-se a garantia que a tensão máxima do torno, não ultrapassa a tensão de cedência do material o que garante a resistência dos componentes;
- Todos os estudos apresentam níveis de resistência bastante elevados a níveis dos esforços axiais, flectores e torsões pois garantem que os componentes não se deslocam mais de meio milímetro.
- Os estudos a nível da frequência da estrutura apresentam grandes coeficientes de segurança devido á frequência própria dos componentes estar bastante afastada da frequência crítica, o que garante um torno com grande estabilidade e precisão.
- É importante referir que a carga mais prejudicial é o esforço torsor aplicado pelas chavetas, mas mesmo nesse caso a tensão máxima está bastante abaixo da tensão de cedência do material por sua vez os deslocamentos apresentam

resultados relativamente altos para uma máquina ferramenta. No futuro este deve ser desenvolvido para se obter um deslocamento mais baixo.

- O desenho técnico da estrutura é apresentado em folhas A0, para uma elevada visibilidade dos pormenores do torno, é de referir que são apresentadas as 3 vistas principais e 2 cortes, um do cabeçote e um do barramento. Ainda é exibido uma lista de peças para tornar mais fácil identificá-las.
- Todos os passos do dimensionamento foram utilizados e analisadas de modo a obter melhoramentos consecutivos de etapa para etapa. Todos os resultados que apresentaram elevada importância para o trabalho, foram analisados minuciosamente, levando a alterações consecutivas daquela que era a ideia inicial;
- Este trabalho ainda permitiu compreender a influência de parâmetros que à primeira vista podiam passar despercebidos, visto que sendo usados e analisados devidamente podem gerar resultados em termos de optimização bastante relevantes;
- Os objectivos propostos foram atingidos com sucesso, aumentando o conhecimento de forma exponencial no ramo da engenharia e projecto mecânico, que será certamente uma mais-valia no futuro profissional.

7.2 Trabalho Futuro

Depois do trabalho concluído, é de salientar que existem pontos que podem ser melhorados. Um desses pontos é o cabeçote móvel, neste trabalho apenas foi dimensionado e modelado o cabeçote do torno, os seus componentes e o barramento, um trabalho futuro é dimensionar através de elementos finitos as forças que o cabeçote móvel provoca no veio e na estrutura e ainda a colocação da caixa de velocidades no barramento para a transmissão de potência à correia e por sua vez ao veio.

Para a elaboração deste trabalho foi feito um pequeno programa em Matlab para facilitar o dimensionamento dos sistemas mecânicos, como é o caso dos rolamentos e do veio, quer pelo dimensionamento a ruptura quer à fadiga, outro trabalho futuro, era completar esse programa de maneira a incorporar o dimensionamento da correia e da polia, de maneira a o utilizador apenas colocar os dados e dimensões do torno e o programa adquirir os diâmetros e comprimentos de cada componente de maneira a aguentar com as cargas a que o veio está sujeito.

Por último outro trabalho futuro pode ser o dimensionamento e modelação dos componentes de suporte das ferramentas de trabalho do torno, como é caso das ferramentas de acabamento, de torneamento e desbaste.

Capítulo 8

Referências Bibliográficas

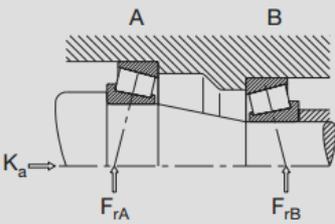
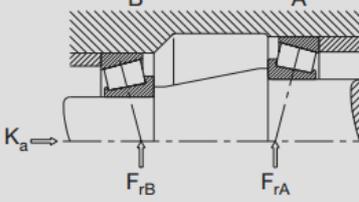
- [1] Tschatsh H. Applied Machining. 8 ed. New York: Springer: 2009
- [2] Duarte JF, Rocha AB, Santos AD. Tecnologia Mecânica: Corte em Ferramenta. 1 ed. Porto: Inegi; 2003
- [3] Nunes R, Abbas I, Alginas LL, Altan T, Alsworth H, Ashok D, et al. ASM Handbook: Forming and Forging. 9 ed. London:ASM Handbook Committee; 1988
- [4] Woodbury RS. History of the Gear- Cutting Machine: A Historical Study in Geometry and Machines. 1 ed. London: Mass; 1972
- [5] Freire JM. Tecnologia Mecânica: Torno mecânico, Volume 3. 1 ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora SA; 1986
- [6] Spear B. James Watt: The steam engine and the commercialization of patents. World Patent Information. 2008; 30(1): 53-58
- [7] Larsen E. As grandes invenções. 4 ed. Barcelos: Companhia Editora do Minho; 1968
- [8] Rice JW. English and American Tool Builders. 1 ed. London: Yale University Press; 1916
- [9] Woodbury RS. History of the lathe to 1850.1 ed. Cambridge and London: MIT Press; 1964
- [10] Ortlinghaus, 2013. em: <<http://www.ortlinghaus.com/en/products.html>> Último acesso 12 Nov. de 2013
- [11] Olivo CT. Machine tool technology and manufacturing processes.1 ed. New York: C. Thomas Olivo associates; 2001

- [12] Tecnologia do torno automático, 2009. em: < <http://www.tornoautomatico.com.br/index.php?pagina=materias>> Último acesso 19 Nov. de 2013
- [13] EBAH, 2013. “Torno Mecânico” em: < <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAer3kAH/torno-mecanico>> Último acesso 19 Nov. de 2013
- [14] Klebanov BM, Barlam DM, Nystrom FE. Machine Elements: Life and Design.1 ed. New York: CRC Press; 2008
- [15] D JS. Órgãos de máquinas: Cálculo dos veios. Porto: Instituto Superior de Engenharia do Porto; 2003
- [16] D JS. Órgãos de máquinas: Critérios de resistência. Porto: Instituto Superior de Engenharia do Porto; 2003
- [17] D JS. Órgãos de máquinas: Fadiga. Porto: Instituto Superior de Engenharia do Porto; 2003
- [18] Torres JMC. Elementos orgânicos de máquinas. Coimbra: Instituto superior de Engenharia de Coimbra; 2011
- [19] Morais AB. Sistemas Mecânicos: textos de apoio 2ª parte, Chumaceiras Fadiga Veios. Aveiro: Universidade de Aveiro;
- [20] Lepi SM. Practical Guide to Finite Elements: A Solid Mechanics Approach. 1 ed. New York: Marcel Dekker, Inc.; 1988
- [21] Teixeira-Dias F, Pinho-da-Cruz J, Valente RAF, Sousa RJA. Método dos Elementos Finitos: Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia. 1 ed. Lisboa: Lidel; 2010
- [22] Park JW, Hwang JW, Kim YH. Efficient element analysis using mesh superposition technique. Finite Elements in Analysis and Design. 2003; 39(7): 619-638
- [23] Morais AB. Sistemas Mecânicos: textos de apoio 1ª parte, Engrenagens Correias. Aveiro: Universidade de Aveiro;
- [24] Gates. Drive Design Manual: Poly Chain GT Carbon Belt. USA: Gates Corporation; 2009
- [25] Lathes, 2013. “Machine tool” em: < <http://www.lathes.co.uk/latheparts/page9.html>> Último acesso 25 Nov. de 2013
- [26] Departamento de mecânica, 2013. em: < http://www.demec.ufmg.br/Grupos/labprojmec/Chavetas_Paralelas.htm> Último acesso 25 Nov. de 2013
- [27] FAG. Rolamentos FAG: Catálogo WL 41 520/3 PB. São Paulo: Rolamentos FAG LTDA; 1999
- [28] Skf, 2013. <<http://www.skf.com/pt/products/seals/industrial-seals/power-transmission-seals/index.html>> Último acesso 25 Nov. de 2013

Capítulo 9

Anexos

Tabela 25 - Dimensionamento dos rolamentos cónicos (retirado do catálogo da FAG)

 <p>Condições de solicitação</p>	 <p>Força axial F_a, a ser incluída no cálculo da carga dinâmica equivalente</p>	<p>rolamento A</p> <p>rolamento B</p>
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \cong \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	-
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	-
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	-	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - K_a$

Os valores para Y_A e Y_B deverão ser obtidos das tabelas dos rolamentos. Nos casos de solicitações, para os quais não tenham sido informadas fórmulas, a força axial F_a não é considerada.

Tabela 28 - Tabela de especificações da polia de 14 mm de passo

Sprocket Number	Number of Teeth	Diameters (in)			Design Type	Dimensions (in)											Approx. Wt. (lb)	Approx. WR*	Matl. Spec
		Pitch	O.D.	Flange Ref.		A	B	C	D	E	F	M	F-CL	Bushing Size	Bore Sizes	Min			
14MX-28S-37	28	4.912	4.802	5.400	6F-1	—	3.97	1.74	2.86	0.80	2.06	0	1.03	MPB	1.000	2.938	11.7	0.228	DI
14MX-28S-37	28	4.912	4.802	5.400	AF-1	3.61	—	1.74	1.25	—	2.06	0.81	1.03	2012	0.500	2.125	5.2	0.145	GI
14MX-29S-37	29	5.088	4.978	5.760	AF-1	3.99	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	5.1	0.16	GI
14MX-30S-37	30	5.263	5.153	5.760	AF-1	3.99	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	5.8	0.192	GI
14MX-31S-37	31	5.439	5.329	6.110	AF-1	4.22	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	6.4	0.223	GI
14MX-32S-37	32	5.614	5.504	6.110	AF-1	4.22	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	7.2	0.262	GI
14MX-33S-37	33	5.790	5.680	6.460	AF-1	4.53	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	7.8	0.299	GI
14MX-34S-37	34	5.965	5.855	6.460	AF-1	4.53	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	8.7	0.346	GI
14MX-35S-37	35	6.141	6.031	6.820	AF-1	4.95	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	9.3	0.388	GI
14MX-36S-37	36	6.316	6.206	6.820	AF-1	4.95	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	10.2	0.444	GI
14MX-37S-37	37	6.492	6.382	7.170	AF-1	5.27	—	1.74	1.75	—	2.06	0.31	1.03	2517	0.500	2.688	10.8	0.496	GI
14MX-38S-37	38	6.667	6.557	7.170	AF-1	5.27	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	10.3	0.687	GI
14MX-39S-37	39	6.842	6.732	7.520	AF-1	5.54	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	11.3	0.757	GI
14MX-40S-37	40	7.018	6.908	7.520	AF-1	5.54	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	12.3	0.862	GI
14MX-43S-37	43	7.544	7.434	8.040	AF-1	6.16	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	15.6	1.148	GI
14MX-45S-37	45	7.895	7.785	8.400	AF-1	6.42	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	18.0	1.394	GI
14MX-48S-37	48	8.421	8.311	8.940	AF-1	6.96	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	21.5	1.802	GI
14MX-50S-37	50	8.772	8.662	9.290	AF-1	7.44	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	24.1	2.102	GI
14MX-53S-37	53	9.299	9.189	9.690	AF-1	7.84	—	1.74	2.00	—	2.06	0.06	1.03	3020	0.875	3.250	28.3	2.694	GI
14MX-56S-37	56	9.825	9.715	10.360	BF-1	—	8.70	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	33.0	3.247	GI
14MX-60S-37	60	10.527	10.417	11.070	BF-1	—	8.75	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	40.6	4.499	GI
14MX-63S-37	63	11.053	10.943	11.590	BF-1	—	8.75	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	46.7	5.631	GI
14MX-67S-37	67	11.755	11.645	12.500	BF-1	—	8.75	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	55.6	7.476	GI
14MX-71S-37	71	12.457	12.347	13.070	BF-1	—	8.75	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	61.2	8.443	GI
14MX-75S-37	75	13.158	13.048	13.730	CF-1	11.68	8.75	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	46.9	6.468	GI
14MX-80S-37	80	14.036	13.926	14.620	CF-2	12.56	8.75	1.74	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	52.5	7.891	GI
14MX-90S-37	90	15.790	15.680	—	C-2	14.26	8.75	—	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	61.5	11.78	GI
14MX-112S-37	112	19.650	19.540	—	C-3	16.39	8.75	—	2.50	—	2.06	0.44	1.03	3525	1.188	3.938	89.1	30.71	GI

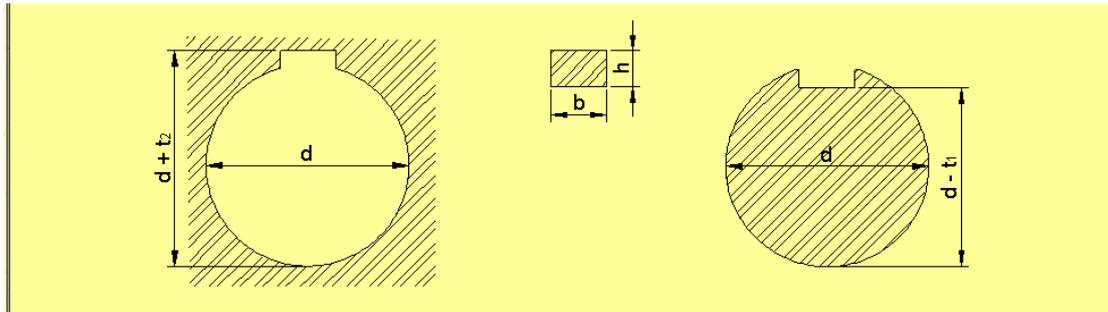
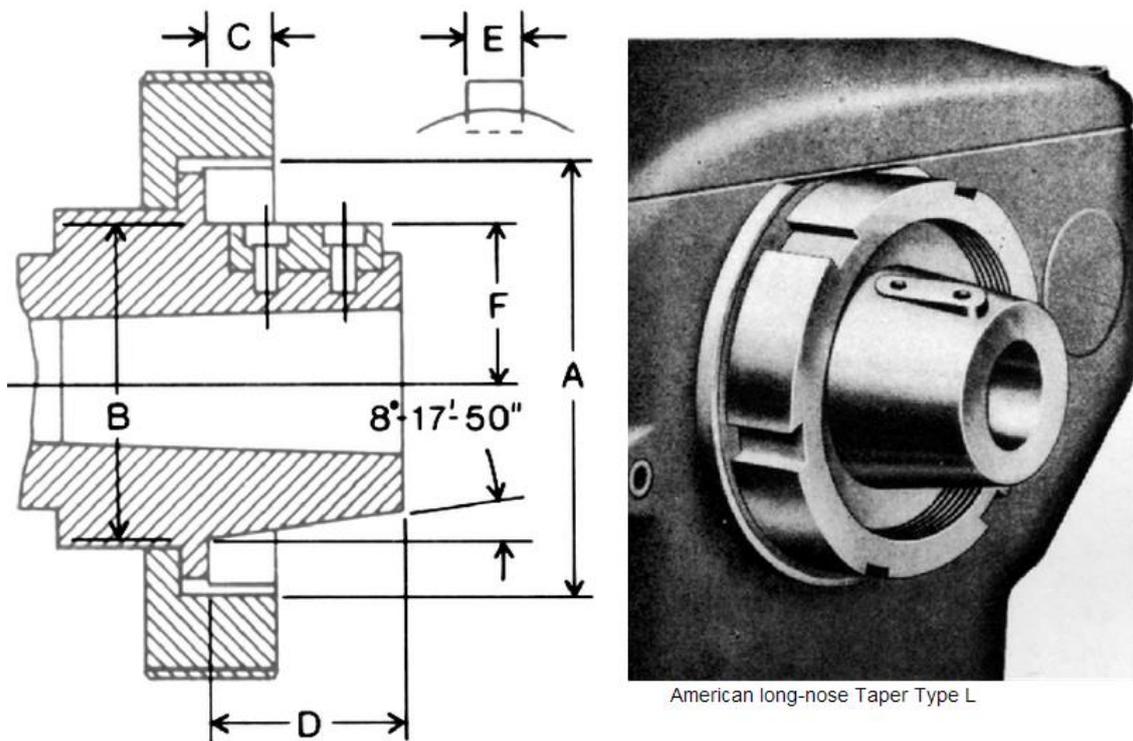


Figura 91 - esquema representativo das dimensões de uma chaveta

Tabela 29 - Tabela de chavetas retirada do departamento de engenharia mecânica

Eixo		Chaveta				Rasgo									
Diâmetro d		Seção b x h				Valor	Largura					Profundidade			
		Largura b		Altura h			Tolerância					Eixo t1		Cubo t2	
de	até	Valor	h 9	Valor	h 11		Ajuste c/ folga		Ajuste normal		Ajuste c/ interf.	Valor	Tolerân.	Valor	Tolerân.
						Eixo H 9	Cubo D 10	Eixo N 9	Cubo JS 9	Eixo / cubo P 9					
6	8	2	0,000	2	0,000	2	+0,025	+0,060	-0,004	+0,012	-0,006	1,2		1	
8	10	3	-0,025	3	-0,025	3	0,000	+0,020	-0,029	-0,013	-0,031	1,8	+0,100	1,4	+0,100
10	12	4	0,000	4	0,000	4	+0,030	+0,078	0,000	+0,015	-0,012	2,5	0,000	1,8	0,000
12	17	5	-0,030	5	-0,030	5	0,000	+0,030	-0,030	-0,015	-0,042	3,0		2,3	
17	22	6		6		6						3,5		2,8	
22	30	8	0,000	7		8	+0,036	+0,098	0,000	+0,018	-0,015	4,0		3,3	
30	38	10	-0,036	8	0,000	10	0,000	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0		3,3	
38	44	12		8	-0,090	12						5,0		3,3	
44	50	14	0,000	9		14	+0,043	+0,120	0,000	+0,021	-0,018	5,5		3,8	
50	58	16	-0,043	10		16	0,000	+0,050	-0,043	-0,022	-0,061	6,0	+0,200	4,3	+0,200
58	65	18		11		18						7,0	0,000	4,4	0,000
65	75	20		12		20						7,5		4,9	
75	85	22	0,000	14	0,000	22	+0,052	+0,149	0,000	+0,026	-0,022	9,0		5,4	
85	95	25	-0,052	14	-0,110	25	0,000	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	9,0		5,4	
95	110	28		16		28						10,0		6,4	
110	130	32		18		32						11,0		7,4	
130	150	36	0,000	20		36	+0,062	+0,180	0,000	+0,031	-0,026	12,0		8,4	
150	170	40	-0,062	22	0,000	40	0,000	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088	13,0		9,4	
170	200	45		25	-0,130	45						15,0		10,5	
200	230	50		28		50						17,0		11,4	
230	260	56		32		56						20,0	+0,300	12,4	+0,300
260	290	63	0,000	32		63	+0,074	+0,220	0,000	+0,037	-0,032	20,0	0,000	12,4	0,000
290	330	70	-0,074	36	0,000	70	0,000	+0,100	-0,074	-0,037	-0,106	22,0		14,4	
330	380	80		40	-0,160	80						25,0		15,4	
380	440	90	0,000	45		90	+0,087	+0,260	0,000	+0,043	-0,037	28,0		17,4	
440	500	100	-0,087	50		100	0,000	+0,120	-0,087	-0,044	-0,124	31,0		19,5	



SPINDLE NOSE SIZE			L00	L0	L1	L2	L3
Drawnut thread	A	UNS.	3 $\frac{3}{4}$ " x 6	4 $\frac{1}{2}$ " x 6	6" x 6	7 $\frac{3}{4}$ " x 5	10 $\frac{3}{8}$ " x 4
Max. taper diameter	B	in.	2.750	3.250	4.125	5.250	6.500
		mm.	69.85	82.55	104.78	133.35	165.10
Nut face to flange face	C	in.	.66	.69	.75	1.00	1.06
		mm.	16.7	17.5	19.1	25.4	27.0
Length of taper nose	D	in.	2.000	2.375	2.875	3.375	3.875
		mm.	50.80	60.33	73.03	85.73	98.43
Width of key	E	in.	.375	.375	.625	.750	1.000
		mm.	9.53	9.53	15.88	19.05	25.40
Height of key	F	in.	1.370	1.620	2.0575	2.620	3.245
		mm.	34.80	41.15	52.26	66.55	82.42

Figura 92 - Esquema e dimensões do nariz do torno do tipo L