

Estudo das Vibrações no Processo de Fresagem de Peças com Baixa Espessura

Bernardo Magalhães Nicolau

Relatório da dissertação apresentada à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Industrial
Área de especialização em Engenharia Mecânica

Novembro de 2017

Estudo das Vibrações no Processo de Fresagem de Peças com Baixa Espessura

Bernardo Magalhães Nicolau

Relatório da dissertação apresentada à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Industrial

Área de especialização em Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. Dr. João Ribeiro
Prof. Dr. Manuel Braz César

Esta dissertação não inclui as críticas e sugestões feitas pelo Júri

Novembro de 2017

Agradecimentos

Esta tese é mais um capítulo que estou a fechar e quero agradecer a um conjunto de pessoas que me apoiaram e contribuíram e tornaram mais fácil consolidar esta fase da minha vida. Em especial:

Aos meus orientadores, Professor Doutor João Ribeiro e Professor Doutor Manuel Braz César pelo seu incessável empenho, inesgotável dedicação, pelo vasto conhecimento transmitido e a constante motivação que me transmitiram ao longo do meu percurso académico.

Ao Engenheiro Jorge Paulo, (técnico de laboratório) pela disponibilidade prestada durante todos os ensaios que foi necessários fazer no laboratório.

À Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Bragança, do Instituto Politécnico de Bragança, pela disponibilidade dos equipamentos e consumíveis.

Não podia deixar de agradecer aos meus pais, pelo constante apoio, compreensão e amor transmitidos ao longo desta importante etapa da minha vida, inclusive a restante família sempre por todo o apoio.

Por fim, não poderia deixar de agradecer aos meus amigos e colegas por toda a sua amizade, companheirismo, solidariedade e espírito de entreaajuda que se estabeleceu entre nós, ajudando assim à conclusão do curso.

Resumo

Atualmente o aumento da produtividade no menor tempo possível e com elevada qualidade é sem dúvida um dos maiores desafios para a indústria. Com isto, a indústria recorre com bastante regularidade a máquinas-ferramentas CNC, uma vez que estes equipamentos trabalham de forma automática sendo capazes de alcançar elevada precisão, com um elevado desempenho e rendimento. Os níveis de vibração nestes sistemas têm-se mostrado durante as últimas décadas como um dos fatores fundamentais limitantes para a melhoria da produtividade, especialmente em operações de maquinagem. Neste contexto, o trabalho elaborado neste estudo pretende contribuir para a melhoria do comportamento dinâmico de um equipamento CNC através da redução do nível de vibração. O estudo centra-se na utilização de métodos de otimização que minimizam parâmetros associados às vibrações em operações de fresagem, nomeadamente a velocidade de corte, a velocidade de avanço e as penetrações axial e radial. Na análise apresenta-se uma base teórica sobre os materiais e ferramentas utilizadas ao longo dos ensaios experimentais, bem como dos métodos e programas utilizados.

Para testar a fiabilidade do equipamento CNC caracterizou-se a frequência de ressonância do sistema e a gama de funcionamento durante a maquinagem. Com base nestes dados foi possível definir os rácios entre a frequência de funcionamento e a frequência própria do equipamento, os quais não devem estar próximos da unidade em todas as frequências de funcionamento utilizadas de forma a evitar os fenómenos associados à ressonância do sistema. Neste caso, os rácios de frequências estão afastados da unidade, ou seja, não há ressonância, e consequentemente as vibrações não são significativas para a máquina com este equipamento.

Com base nos resultados obtidos concluiu-se que se obtiveram resultados bastante satisfatórios em relação aos resultados obtidos inicialmente na apreciação do estudo realizado.

Palavras Chave: Fresagem, parâmetros de fresagem, vibrações, frequências de ressonância.

Abstract

Today, increasing productivity in the shortest possible time and with high quality is undoubtedly one of the biggest challenges for the industry. With this, the industry relies very regularly on CNC machine tools, as these machines work automatically and are able to achieve high precision, with high performance and performance. The vibration levels in these systems have been shown during the last decades as one of the fundamental limiting factors for the improvement of productivity, especially in machining operations. This work contributes to the study of the dynamic behavior of a CNC (*Computer Numerical Control*) equipment for the reduction of vibrations by means of optimization methods that minimize parameters associated with vibrations in milling operations (cutting speed, feed speed, axial penetration and radial penetration). The analysis presents a theoretical basis on the materials and tools used throughout the experimental tests, as well as the methods and programs used.

To test the reliability of the CNC (*Computer Numerical Control*) machine, the resonance as the ratio between the operating frequency and the natural frequency was studied (it should be smaller than one at all operating frequencies used). Since there is no resonance, i.e., the frequency ratio is far from one, the vibrations are not significant to the machine with this equipment.

Based on the results obtained, it was concluded that the results obtained were very satisfactory in relation to the results obtained initially in the evaluation of the study.

Keywords: Milling, milling parameters, vibrations, resonance frequencies.

Índice

Agradecimentos.....	iii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Índice.....	vi
Lista de figuras.....	ix
Lista de tabelas.....	xi
Abreviaturas.....	xii
Símbolos.....	xiii
Capítulo 1.....	1
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objetivos.....	6
1.3. Estrutura.....	6
Capítulo 2.....	8
2. Bases Teóricas.....	8
2.1. Processos de maquinagem.....	8
2.2. Fresagem.....	9
2.2.1. Processos de fresagem.....	10
2.2.2. Tipos de fresadoras.....	11
2.3. Fixação da peça à máquina.....	13
2.4. Parâmetros de maquinagem controláveis.....	15
2.5. Fatores que influenciam a vibração na ferramenta.....	18
2.6. Vibrações na maquinagem.....	20
2.6.1. Vibrações livres e forçadas.....	22

2.6.2. Origem das vibrações.....	25
2.8.2.1 Vibrações externas à máquina-ferramenta	26
2.8.2.2 Vibrações geradas pela própria maquinagem	26
2.8.2.3 Vibrações por falta de homogeneidade da peça.....	27
2.8.2.4 Vibrações por corte interrompido	27
2.8.2.5 Vibrações geradas pela máquina-ferramenta	27
2.8.3 Influência dos parâmetros de corte sobre a estabilidade.....	28
2.8.3.1 Profundidade de corte axial.....	28
2.8.3.2 Profundidade de corte radial	28
2.8.3.3 Velocidade de corte.....	28
2.8.3.4 Avanço	28
2.8.3.5 Número de dentes da fresa	29
2.7. Ferramenta anti vibratória	29
2.8. Aquisição de dados.....	29
2.8.1. Sensores	30
2.8.2. Placas e dispositivos DAQ.....	30
2.8.3. Computadores e software.....	32
2.9. Software LabVIEW	32
Capítulo 3	34
3. Simulação numérica	34
3.1 Simulação numérica com o perfil na condição livre	35
3.2 Simulação do perfil bi-encastado nas abas.....	37
3.3 Análise Numérica Perfil preso maquinado passo a passo	40
3.3.1 Corte das secções por ordem	40
Capítulo 4	43
4. Ensaios experimentais	43

4.1 Equipamento para Ensaio	43
4.2 Medição das frequências naturais em regime livre	45
4.3 Medição das frequências naturais com o perfil bi-encastado na prensa	47
4.4 Ensaio experimental maquinagem em CNC.....	48
Capítulo 5	51
5. Discussão dos resultados Obtidos	51
5.1 Resultados obtidos na simulação numérica para a frequência natural	51
5.2 Resultados obtidos segundo o perfil preso na prensa	52
5.3 Resultados da maquinagem do perfil em CNC	54
Capítulo 6	55
6 Conclusões e trabalhos futuros.....	55
6.1 Conclusões.....	55
6.2 Propostas para trabalhos futuros.....	56
Referências	58
Anexos.....	61
Anexo I- Dados técnicos Deckel Maho DMC 63V.	61
Anexo II- Dados técnicos da ferramenta de fresagem.	62
Anexo III- Propriedades da pastilha de fresagem.	62
Anexo IV- Propriedades do perfil maquinado	63

Lista de figuras

Figura 1: Fresagem cilíndrica e fresagem frontal [19].	10
Figura 2: Tipos gerais de fresas de topo [20].	11
Figura 3: Fresagem cilíndrica numa fresadora horizontal [12].	12
Figura 4: Fresagem frontal numa fresadora vertical[12].	12
Figura 5: Fresadora universal [14].	13
Figura 6: Tipos de fixação à máquina. Lado esquerdo grampos e do lado direito a prensa de apertos. [21].	14
Figura 7: Parâmetros de corte [23].	16
Figura 8: Composição de forças para maquinagem [25].	18
Figura 9: Algumas características da ferramenta que minimizam ou aumentam a tendência de surgir vibrações na maquinagem [25].	19
Figura 10: Tendências de frequências de vibração mediante o ângulo do ataque da pastilha de corte [25].	20
Figura 11: Trajetória da ferramenta para processo com vibrações [27].	21
Figura 12: Representação de um sistema com um grau de liberdade [28].	22
Figura 13: Partes imaginárias e reais da função de transferência [27].	24
Figura 14: Análise modal experimental [28].	25
Figura 15: Efeito regenerativo [33].	27
Figura 16: Modelo sólido do perfil em estudo.	34
Figura 17: Ponto 7 (Torção)	36
Figura 18: Ponto 12 (Torção+Flexão).	36
Figura 19: Ponto 1(Perfil preso, Flexão).	38
Figura 20: Ponto 8 (Perfil preso, Flexão + Torção).	38
Figura 21: ponto 12 (Perfil preso, Flexão + Torção).	39
Figura 22: 1ª Maquinagem(Flexão).	40
Figura 23: 2ª maquinagem (Flexão).	41
Figura 24: 3ª Maquinagem (Torção).	41
Figura 25: 4ª Maquinagem (Flexão).	42
Figura 26: 4ª Maquinagem (Flexão + Torção)	42
Figura 27: 4ª maquinagem (Flexão)	42

Figura 28: Instrumentação para medição das frequências próprias: (a) Acelerómetro (b) PCB 86C03 e (c) NI 4431 USB	43
Figura 29: Perfil de aço para ensaio.	44
Figura 30: Fresadora CNC DECKEL MAHO DMC 63V (LTM-IPB).....	44
Figura 31: Ferramenta de fresagem na máquina ferramenta cnc com o acelerómetro triaxial instalado na árvore.	45
Figura 32: Marcação do perfil para ensaio experimental.	46
Figura 33: Procedimento experimental para ensaio do perfil bi-encastrado à prensa.....	47
Figura 34: Gráfico de frequências eixo x obtido com o acelerómetro triaxial na árvore da ferramenta.....	49
Figura 35: Gráfico frequências eixo y obtido com o acelerómetro triaxial na árvore da ferramenta.....	50
Figura 36: Gráfico frequências eixo z obtido com o acelerómetro biaxial colocado no perfil preso.	50
Figura 37: Ilustração demonstrativa da variação de frequências para os três estados.....	52
Figura 38: Comparativo de frequências	53
Figura 39: Comparação de frequências entre livre e preso.	54

Lista de tabelas

Tabela 1- Sensores comuns [34]	30
Tabela 2- Propriedades mecânicas do Aço S275 do perfil IPE100.....	36
Tabela 3- Frequências e tipos de modos de correspondência (Perfil livre)	36
Tabela 4- Frequências e tipos de modos para perfil preso	39
Tabela 5- Frequências e tipos de modos para perfil preso na 1ª fase da maquinagem	42
Tabela 6- Frequências e modos pra perfil preso na 2ª fase da maquinagem	44
Tabela 7- Frequências e modos pra perfil preso na 3ª fase da maquinagem	45
Tabela 8- Frequências e tipos de modos para perfil preso na fase final da maquinagem.....	47
Tabela 9- Frequências dos Modos	52
Tabela 10- Frequências dos modos	54
Tabela 11- Comparação de frequências em perfil livre, preso e maquinado.	58

Abreviaturas

<i>ae</i>	Penetração axial;
<i>ap</i>	Penetração radial;
<i>CNC</i>	Controlo numérico computadorizado (<i>Computer Numeric Control</i>);
<i>D</i>	Diâmetro;
<i>d</i>	profundidade;
<i>fz</i>	Avanço por dente;
<i>MRR</i>	Taxa de remoção do material;
<i>mm</i>	Milímetros;
<i>N</i>	Velocidade de rotação;
<i>RMS</i>	Valor eficaz;
<i>RSM</i>	Método das Superfícies de Resposta;
<i>Tm</i>	Tempo da peça de trabalho;
<i>Vc</i>	Velocidade de corte;
<i>Vf</i>	Velocidade de avanço;
<i>Zn</i>	Número de dentes.

Símbolos

ω	Frequência angular
\bar{y}	Média dos dados observados;
s_y^2	Variância de y ;
n	Número de observações;
x_k	Variáveis independentes;
β_i	Coefficientes a serem estimados;
k	Número de variáveis independentes;
ε	Erro experimental;
η_m	Média total da razão S/N;
ζ	Amortecimento
$\bar{\eta}_i$	Razão S/N média para o nível ótimo;
$\hat{\eta}$	Razão S/N estimada.
ω_n	Frequência natural

Capítulo 1

1. Introdução

1.1. Enquadramento

CNC significa “*Computer Numerical Control*”, controlo numérico por computador. A máquina CNC pode desempenhar as funções de perfuração e torneamento, maquinagem e corte. A fresadora CNC tem sido comumente usada no ramo industrial desde há muitos anos até aos dias de hoje, tendo sofrido muitas melhorias e introdução de novas tecnologias, contudo, a sua função base continua a ser a mesma de sempre. No processo de fresagem por arranque de aparas, uma das ferramentas de corte mais comum é a fresa de topo com pastilhas. As pastilhas nas extremidades são usadas para cortar metal e outros materiais, que ao entrarem em contacto com a superfície do metal iniciam o seu regime de corte mediante os parâmetros definidos para a maquinagem que, no caso de máquinas CNC, esses parâmetros são controlados numericamente por computador. Durante o processo de corte ocorrem outros fatores colaterais à maquinagem, no qual a vibração se destaca por ser muito importante para o acabamento da peça final. Esse fator chama-se Vibração!

A vibração que ocorre nas máquinas-ferramentas tem sido uma séria limitação para os engenheiros desde há muito tempo. As vibrações relativas não desejadas entre a ferramenta e a peça de trabalho podendo reduzir significativamente a qualidade das superfícies da máquina durante o corte. A vibração que ocorre durante este processo pode ter várias origens, contudo, a mais difícil de controlar é a vibração auto-excitada, que ocorre no caso de grandes taxas de remoção de material, resultantes da flexibilidade inevitável entre a ferramenta de corte e a peça de trabalho. Além disso, a vibração provoca um acabamento superficial mais rugoso, imprecisão dimensional da peça de trabalho, e ainda níveis de ruído inaceitavelmente altos e desgaste acelerado da ferramenta.

Geralmente, a vibração é um dos fatores limitantes mais críticos, que é considerado na conceção de um processo de fabrico [1] A análise modal é o estudo das propriedades dinâmicas das

estruturas sob excitação vibratória. O comportamento dinâmico de uma estrutura em determinadas faixas de frequências pode ser modelado como um conjunto de modos individuais de vibração. Os parâmetros que descrevem cada modo, ou parâmetros modais, são a frequências naturais ou próprias, os respectivos modos de vibração, o nível de amortecimento. Ao usar estes parâmetros para modelar a estrutura, os problemas de vibração causados pelas frequências próprias (que provocam ressonâncias) podem ser analisados para compreender com maior detalhe os efeitos das vibrações no comportamento do sistema estrutural. As ressonâncias de uma estrutura precisam de ser identificadas e quantificadas. A maneira mais comum de o fazer é definir os parâmetros modais da estrutura através de ensaios experimentais. As deformações estáticas e dinâmicas da ferramenta de corte desempenham um papel importante na integridade e estabilidade de tolerância de um processo de maquinagem com qualidade e produtividade da peça. Assim, a análise modal é vital para entender e otimizar o comportamento dinâmico inerente do sistema em estudo, conduzindo a uma estrutura mais leve, mais resistente e mais segura permitindo, desta forma, um melhor desempenho do equipamento.

Apesar dos avanços tecnológicos, as vibrações na maquinagem continuam a ter um efeito prejudicial, limitando a produtividade e a qualidade superficial das peças [2]. As primeiras investigações de vibrações em máquinas-ferramentas apareceram no início do século XX como resultado do aumento das taxas de remoção de material. Neste mesmo século, as máquinas-ferramentas experimentaram um avanço considerável tornando-se mais potentes, precisas, rígidas e com um elevado grau de automatização. Este crescimento foi estimulado pelo desenvolvimento da indústria de forma geral, mas especialmente em alguns segmentos, nomeadamente no setor aeroespacial, moldes e matrizes, bem como na indústria automóvel. Com estas melhorias na indústria de fabrico por arranque de apana, algumas novas limitações e desafios têm surgido. Considerando o facto de que as máquinas ferramentas não são corpos rígidos, e que conseqüentemente podem sofrer deformações, que as suas formas geométricas são definidas em função das forças internas ou externas, e ainda que podem apresentar deslocamentos relativos entre os componentes, a sua análise estrutural passa a ser mais complexa que o de uma estrutura que pode ser um corpo rígido [3]. Devido a estas forças internas e externas a estrutura da máquina tende a mover-se, e este tipo de movimento é dominado pelas características dinâmicas da estrutura, as quais determinam os modos de vibração.

Em 1904, Taylor estabeleceu que o conceito de vibração seria o mais delicado e confuso de todos os problemas enfrentados nas operações de maquinagem, sendo que, atualmente, muitos autores ainda continuam a referir que as vibrações são um limitador do processo de maquinagem e um dos desafios mais importantes a serem superados.

A maquinagem pode resultar em três diferentes tipos de vibrações que podem aumentar com a baixa rigidez dinâmica de um ou mais elementos da estrutura, como o eixo-árvore, o mandril da ferramenta ou mesmo a ferramenta de corte. Estes três tipos de vibração podem ser descritos por vibrações livres, forçadas e autoexcitadas [4]. As vibrações livres ocorrem quando um sistema mecânico é transferido de sua condição de equilíbrio e a sua vibração surge livremente sem excitação externa. Pode-se citar, como exemplo, uma operação de maquinagem em que uma coordenada é programada incorretamente e ocorre uma colisão entre a ferramenta e a peça ou mesmo após a quebra de uma aresta de corte de uma fresa de topo. As vibrações forçadas aparecem devido a fontes externas, que podem ser originárias da entrada das arestas de corte de uma fresa de topo no material a ser removido da peça ou ainda devido à falta de balanceamento do eixo-árvore da máquina. Já as vibrações autoexcitadas, conhecidas pelo termo em inglês *chatter*, têm a propriedade de retirar energia do sistema ao iniciar e depois aumentar o nível de energia empregado devido às interações da ferramenta com a peça durante o processo de maquinagem [5]. Este tipo de vibração faz com que o processo fique instável e, portanto, é o mais indesejável e difícil de controlar. Em ambientes industriais ainda é comum que utilizadores de máquinas-ferramentas selecionem parâmetros de corte conservadores, ou seja, muito inferiores aos limites de resistência mecânica da ferramenta e abaixo dos limites do binário e potência da máquina-ferramenta, justamente para evitar vibrações e em alguns casos operações de polimento manual são utilizadas para retirar as marcas residuais de vibração no acabamento final.

Prever o aparecimento de vibrações durante o processo de maquinagem é essencial para garantir a melhor aplicação dos parâmetros de corte e conseqüentemente, maximizar a produtividade de um determinado sistema máquina-fixação-ferramenta. A previsão da estabilidade da maquinagem, que geralmente produz um diagrama que relaciona a rotação do eixo-árvore com a profundidade de maquinagem limite, conhecido como diagrama de lóbulos de estabilidade é um método muito utilizado para evitar o aparecimento de vibrações. Para sua obtenção, no

entanto, são necessárias informações de características do material a ser maquinado, da geometria do corte e da dinâmica do sistema [6]. Sabendo que é um método que possibilita a escolha correta dos melhores parâmetros de corte de um determinado processo de maquinagem e sistema máquina-fixação-ferramenta, o diagrama de lóbulos não permite aumentar os limites de estabilidade do processo de maquinagem a que se refere, pois não existe modificação nas características dinâmicas do sistema ou controle do mecanismo que desencadeia o fenômeno de regeneração das vibrações autoexcitadas.

Vários estudos vêm sendo conduzidos ao longo dos últimos anos com o objetivo de aumentar os limites de estabilidade do processo de maquinagem, o que pode ser realizado basicamente de dois modos: de forma passiva, ou de forma ativa. Os métodos passivos, normalmente, alteram as características dinâmicas do sistema máquina-fixação-ferramenta, aumentando sua rigidez dinâmica, ou seja, sua capacidade de resistir ou absorver vibrações, melhorando os limites de estabilidade no processo de maquinagem de maneira geral [7]. Em contrapartida, nos métodos ativos as vibrações são vigiadas durante o processo de maquinagem e as características dinâmicas do sistema máquina-fixação-ferramenta podem ser alteradas de acordo com a necessidade. Nestes processos existem vantagens e desvantagens na aplicação dos dois modos de supressão de vibrações. Entre elas pode-se destacar que o método passivo possui como vantagens o facto de a sua aplicação ser geralmente mais simples e com menor custo, uma vez que não existe a necessidade de medição da vibração durante a maquinagem ou de uma atuação em tempo real, porém a desvantagem pode ser que em alguns casos pode transformar um processo estável em instável, dependendo da forma como interage com o sistema ou mesmo a limitação na melhoria da estabilidade, pois não atua no sistema proporcionalmente à necessidade do processo. Os métodos ativos possuem algumas vantagens em relação ao passivo. Onde é possível destacar algumas que, por monitorizar os níveis de vibração, este não atua em processos que possuem níveis de vibração considerados estáveis [8]. Mesmo assim, permite atuar no sistema de forma proporcional à necessidade apresentada, tendo uma abrangência maior do que soluções de controlo passivo. Entretanto, o método ativo possui a desvantagem de ser, geralmente, de maior custo. Havendo a necessidade de medição e atuação durante a maquinagem e, portanto, são necessários sensores e atuadores. Essa aplicação também requer métodos mais complexos, como requisitos de controlo [1]. Contudo, com o avanço nas tecnologias de sensores e métodos computacionais, as técnicas ativas de supressão de vibrações

têm-se mostrado cada vez mais viáveis economicamente para a aplicação industrial e por isso passam a ser ainda mais exploradas no âmbito acadêmico.

Uma outra maneira de reduzir ou eliminar as vibrações no processo de maquinagem é por meio da interrupção do mecanismo de regeneração ou autoexcitação ao contrário de se alterar as características dinâmicas do sistema máquina-fixação-ferramenta. Para isso é necessário a atuação em parâmetros do processo de maquinagem como a velocidade de corte, o avanço e a profundidade de maquinagem. Esse método pode ser utilizado de forma ativa ou passiva. Como a alteração dos parâmetros de maquinagem, pode influenciar as tolerâncias dimensionais e geométricas da peça, o que pressupõe os maiores cuidados com a amplitude das variações de tais parâmetros. Possui a vantagem de não necessitar de adição de mecanismos de atuação capazes de alterar o sistema dinâmico, o que o torna, de forma geral, uma solução que necessita menor investimento financeiro e menor complexidade de aplicação, visto que não são necessárias alterações estruturais na máquina-ferramenta.

Têm sido feitos vários estudos para otimizar os parâmetros controláveis mais comuns na maquinagem, como a velocidade de corte, velocidade de avanço, a penetração axial e radial [11]. Ao alterar esses parâmetros o principal objetivo é a redução das vibrações, e a maior razão sinal-ruído para a vibração da máquina-ferramenta.

O presente trabalho pretende contribuir para a compreensão do efeito das vibrações no processo de maquinagem, ou seja, o problema maquinagem-vibração, com o objetivo de melhorar o comportamento dinâmico do equipamento CNC durante o processo de corte. Neste caso serão apresentados dados reais e numéricos de forma a minimizar o nível de vibrações em materiais laminares com espessura reduzida, uma vez que na maquinação em materiais em bruto com grande espessura ou de elevada massa e volume este fenômeno não tem grande relevância. O material em estudo é de baixa densidade e pequena espessura, sendo assim o material maquinado ideal para um estudo aprofundado do efeito das vibrações na maquinação com recurso a equipamentos CNC.

Neste projeto será investigado a estabilidade e identificação da vibração que ocorreu na peça maquinada por corte numa fresadora CNC e sua estrutura. O resultado da vibração obtida é avaliado através da análise dinâmica usando códigos de elementos finitos, nomeadamente programa comercial de Elementos Finitos ANSYS® “*Finite Element Analysis*”. Será ainda

realizada um estudo experimental para determinar as características dinâmicas do sistema. Todos os ensaios foram realizados com os mesmos parâmetros de maquinagem, meio de arrefecimento e dimensões da estrutura que sofreu arranque de avara.

1.2. Objetivos

No presente trabalho propõe-se um método para a minimizar as vibrações no processo de fresagem de elementos de reduzida espessura (elementos laminares esbeltos), mais especificamente um perfil comercial da série IPE100. Para alcançar esse objetivo principal foi necessário efetuar um conjunto de etapas que, cada uma delas, *per si*, corresponde a um objetivo intermédio. Assim, as etapas ou objetivos intermédios são os seguintes:

- Estabelecer a frequência de ressonância do perfil livre e fixo na prensa da fresadora;
- Simulação numérica com o software ANSYS para a determinação dos modos próprios de vibração para as condições do perfil nas condições: livre, fixa na prensa e para as diferentes fases de maquinagem;
- Medição experimental das vibrações no perfil durante a maquinagem;
- Análise dos resultados experimentais com o objetivo de verificar em que condições de maquinagem ocorrem as frequências de ressonância determinadas numericamente.

1.3. Estrutura

Este trabalho está dividido em cinco capítulos, organizados da seguinte forma:

O primeiro capítulo é de caráter introdutório e tem por finalidade fazer o enquadramento da dissertação, bem como referenciar quais os objetivos do trabalho e uma breve descrição sobre a estrutura da mesma.

O segundo capítulo apresenta uma base teórica que descreve todas as escolhas efetuadas ao longo do trabalho, no qual se apresenta uma breve descrição dos principais processos de maquinagem associados a propriedades de ferramentas de corte, principalmente a fresagem.

No terceiro capítulo é efetuada a análise da simulação numérica do perfil nos diferentes meios envolventes em estudo.

No quarto capítulo, é apresentado o mesmo estudo de capítulo anterior só que neste caso experimentalmente, ou seja, fisicamente.

O quinto capítulo passa por apreciar e discutir os mais variadíssimos resultados obtidos com os estudos dos capítulos anteriores.

Finalmente, no sexto capítulo apresentam-se as principais conclusões resultantes do desenvolvimento deste trabalho e são feitas ainda algumas sugestões de trabalho futuro.

Capítulo 2

2. Bases Teóricas

Este capítulo apresenta algumas bases teóricas relevantes para a correta compreensão do estudo desenvolvido durante o trabalho. De início é apresentada uma rápida descrição dos processos de maquinagem, seguindo-se uma apresentação dos seus principais padrões e técnicas, como a exposição de técnicas de redução vibratória, bem como ferramentas anti vibratórias, otimização dos parâmetros de maquinagem e termina com o estudo das vibrações no geral.

2.1. Processos de maquinagem

Os processos de maquinagem (corte por arranque de apara) são processos de fabricação que normalmente são definidos como processos de remoção de material que resultam do movimento relativo entre a peça a maquinar e a ferramenta de corte [12].

Os processos de maquinagem com arranque de apara [13]

- Torneamento;
- Furação;
- Fresagem;
- Aplainamento;
- Serragem;
- Retificação;
- Electro-erosão.

Na maquinagem o movimento relativo entre a peça e a ferramenta é composto, e pode ser exposto por movimentos simples com correspondência nos parâmetros processuais das máquinas de forma que para gerar uma superfície é necessário, no mínimo dois movimentos simples, o movimento de corte e o movimento de avanço [12].

O movimento de corte é o movimento principal da máquina, mas é sempre um movimento simples, sendo que dependendo do processo de maquinagem poderá ser:

- Um movimento de rotação da ferramenta;
- Um movimento de rotação da peça;
- Um movimento de translação, no caso de nem a peça nem a ferramenta se encontrarem em rotação.

O movimento de avanço é o que corresponde a uma mudança de posição relativa da peça e da ferramenta, durante a geração de uma superfície de corte. O movimento de avanço pode ser composto, capaz de se decompor nos movimentos simples e correspondentes.

Finalmente considera-se o movimento de penetramento, o que corresponde à espessura da camada de material a retirar durante o corte [13].

2.2. Fresagem

A fresagem é uma operação em que o material é levantado por uma ferramenta rotativa, fresa, de aresta múltipla [14], este método consiste em mecanizar superfícies, geralmente planas, e obtenção de peças de formas muito diversas [15].

A fresagem envolve a realização de operações simples de facejamento e contorno, mas também a maquinagem de uma grande variedade de formas complexas [14], tais como ranhuras, encaixes, hélices, etc. Todas estas operações podem ser realizadas através da fresa, sendo que esta pode ter diversas formas em consequência da diversidade de consequência de cada caso. Sendo que em geral a fresa é uma ferramenta múltipla, quer dizer que é uma ferramenta que é composta por diversos fios de corte e disposta de forma radial por uma circunferência [15]. Cada aresta de corte arranca uma pequena quantidade de material por cada rotação do eixo onde a ferramenta é fixada, conseguindo o objetivo final, que é mecanizar a superfície [12], [15].

O tipo de operações a efetuar no processo de fresagem relaciona-se com o tipo de máquina a utilizar. Na figura 1 podem observar-se alguns exemplos de peças fresadas.

2.2.1. Processos de fresagem

A fresagem pode decorrer de dois modos distintos, de forma cilíndrica ou tangencial, e frontal ou plano, tal como se pode ver na figura 1 [14]. Outros métodos de fresagem que existem podem ser considerados variações desses dois e dependem do tipo de peça e ferramenta utilizados [16].

A fresagem cilíndrica, ou tangencial caracteriza-se pelo facto do eixo da fresa se encontrar disposto de forma paralela à superfície de trabalho da peça [17], onde a operação de corte é concretizada pela zona periférica da ferramenta [14], sendo que a secção transversal da superfície fresada corresponde ao contorno da fresa ou à combinação de fresas utilizadas [16], [18].

A fresagem frontal ou de topo o eixo da fresa é perpendicular à superfície a maquinar. Neste processo o corte pode ser realizado pelo topo da ferramenta, e pela periferia da mesma [14].

A figura 1 representa estes dois tipos de fresagem.

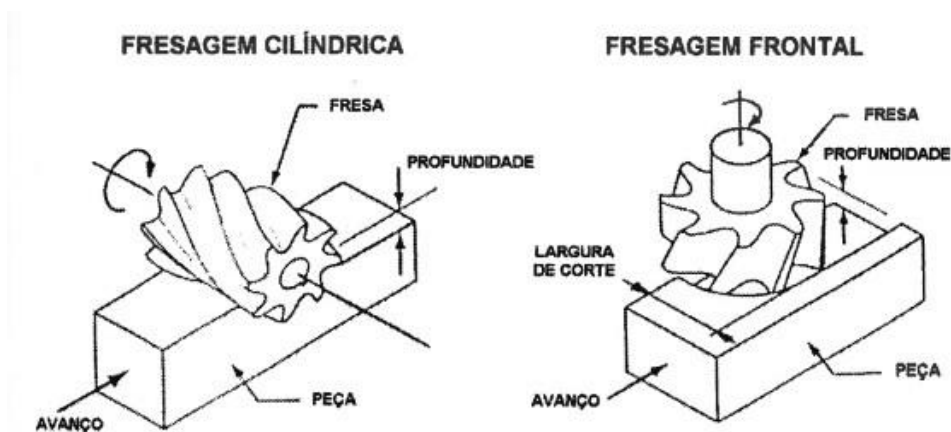


Figura 1: Fresagem cilíndrica e fresagem frontal [19].

É de salientar que sempre que possível, devem maquinar-se as superfícies planas pelo processo de maquinagem frontal ou de topo [13].

Verifica-se ainda a existência de dois tipos de movimentos da fresa em relação à peça. Estes diferentes movimentos originam, conseqüentemente dois tipos de fresagem distintos, a concordante “a puxar”, onde a fresa gira a favor do avanço, e a discordante “a empurrar”, onde a fresa gira contra o avanço [12].

A fresagem de topo é um processo contínuo, circunferencial e frontal que emprega uma fresa de topo. Ele é utilizado com vantagem na execução de superfícies de forma livre, bem como rasgos e cortes de todos os tipos e tamanhos. As fresas de topo possuem pastilhas tanto na sua periferia quanto na sua face. Podem ser produzidas com topo simples ou duplo, haste e corpo cilíndricos ou cônicos, em diversos diâmetros e comprimentos, possuir dois, três, quatro, seis ou mais canais, sendo que na maioria estes são helicoidais e, em alguns casos, retos [18]. O topo pode ser reto, semiesférico ou toroidal. Construtivamente as fresas de topo podem ser inteiriças, com insertos ou gumes brasados, ou ainda com insertos ou pastilhas intercambiáveis [16], [18], [20], como mostra na figura 2.

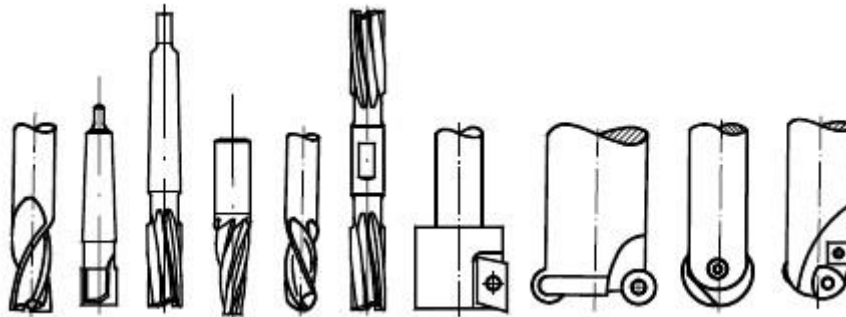


Figura 2: Tipos gerais de fresas de topo [20].

2.2.2. Tipos de fresadoras

As fresadoras têm todas aspetos construtivos parecidos entre si, mas distinguem-se em função da posição da árvore principal:

- Nas fresadoras horizontais a posição da árvore porta-fresas está apoiada na posição horizontal. Presta-se para todo o tipo de trabalhos de fresagem. Na figura 3 é possível observar a representação esquemática de fresadora horizontal e o seu princípio de funcionamento.

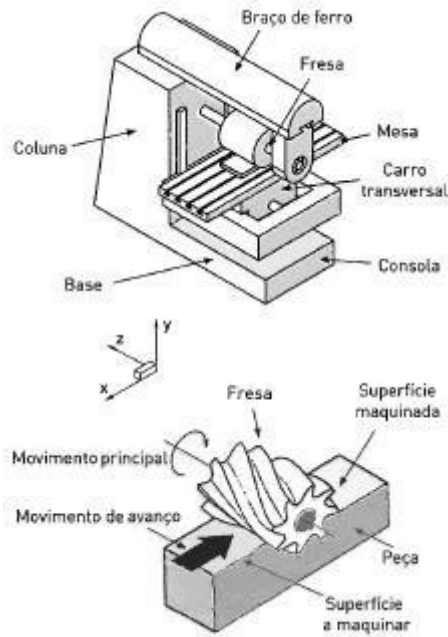


Figura 3: Fresagem cilíndrica numa fresadora horizontal [12].

- As fresadoras verticais têm a posição normal da árvore porta-fresas montada na posição vertical. Executa, preferencialmente, trabalhos de fresagem frontal. O cabeçote é giratório, de tal maneira que a árvore pode também tomar uma posição inclinada, tal como se pode ver na figura 4.

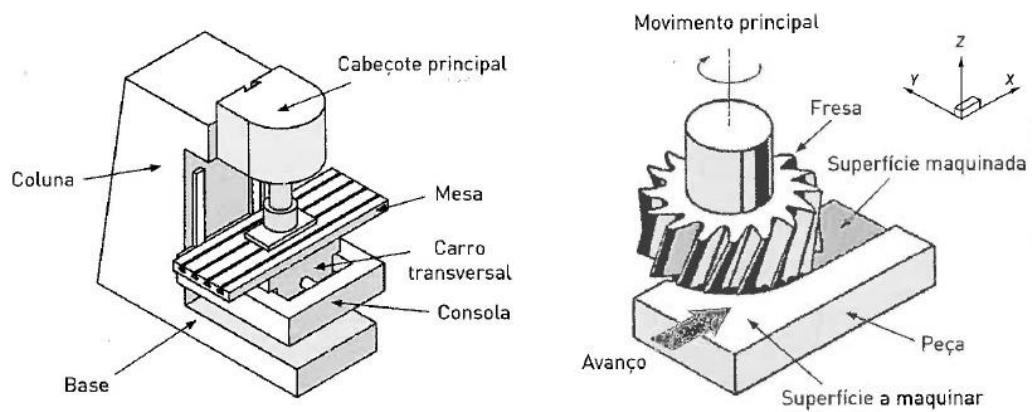


Figura 4: Fresagem frontal numa fresadora vertical [12].

- Nas fresadoras universais a árvore pode tomar qualquer orientação no espaço, ou seja, a mesa de fresar além de ter movimentos verticais, longitudinais e transversais, pode rodar para a esquerda ou para a direita, observar a figura 5. Assim permite a execução de muitos trabalhos, como a fresagem de ranhuras helicoidais. Estas fresadoras podem ser do tipo vertical ou horizontal.

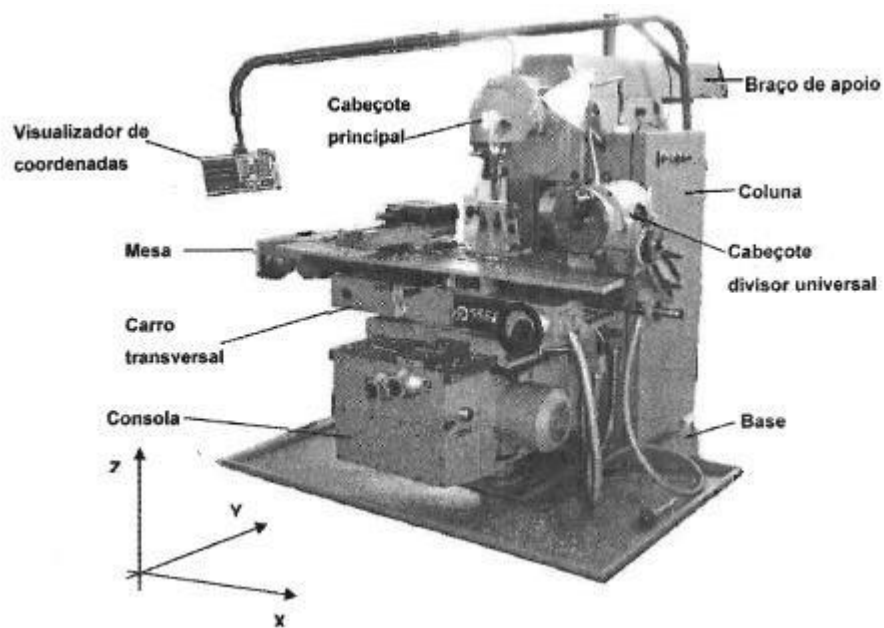


Figura 5: Fresadora universal [14].

2.3. Fixação da peça à máquina

A fixação é feita, tipicamente, recorrendo a excesso de material em forma de abas que, após a maquinagem da peça, são removidas por corte manual. Outro aspeto importante é a orientação da peça na maquinagem. Esta seleção deverá ter em conta que a peça deverá ser orientada de modo a que a maioria dos planos possam ser maquinados através de “fresagem de topo”. Assim sendo, a orientação da peça deverá ser escolhida com base no plano que possui a maior área passível de ser maquinada por “fresagem de topo”. Dentro dos dispositivos de fixação, podem

distinguir-se dois, definidos como standard: as prensas mecânicas e os grampos. [21] Figura 6: Grampos e prensa mecânica.

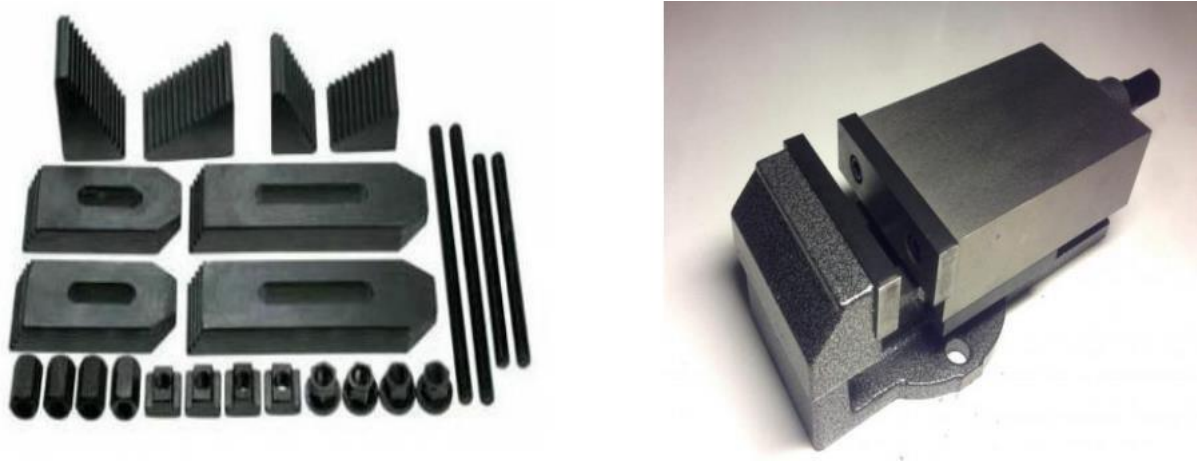


Figura 6: Tipos de fixação à máquina. Lado esquerdo grampos e do lado direito a prensa de apertos. [21]

Para operações de fresagem a 3 eixos, estes dois dispositivos de fixação permitem obter praticamente todas as geometrias. A sua desvantagem prende-se com o facto de não serem “personalizáveis” para cada componente produzido. No caso de certas geometrias, como quando é o caso de geometrias sujeitas a empenos após a maquinagem, estes dispositivos são desaconselháveis. Uma maneira de acelerar o processo de planeamento de trabalho será o de se recorrer às designadas tecnologias de grupo. Estas consistem em agrupar diversos grupos de geometrias através da sua similaridade física, sendo que, geometrias semelhantes recorrerão a processos e parâmetros semelhantes. No caso das peças aeronáuticas, pode-se distinguir dois grupos distintos de peças que, deverão ser agrupadas: peças cujo comprimento é elevado e cuja espessura é reduzida e peças de dimensões reduzidas com insensibilidade à dimensão da espessura. Para as primeiras deverá ser acautelado o fenómeno de empeno, pelo que as estratégias e parâmetros utilizados deverão ser semelhantes. As segundas não aparentam grandes problemas para a sua obtenção. A escolha dos dispositivos de fixação é feita tendo em conta a rigidez, em termos de binário e flexão, e ainda o batimento radial. Os fabricantes oferecem, tipicamente, três tipos distintos de fixação: a fixação mecânica, caracterizada por apresentar forças de retenção elevadas o que permite velocidades de rotação até às 12000 RPM, representando um custo intermédio de aquisição, apresentando, contudo, como grande

desvantagem o perigo de desaperto da ferramenta que poderá levar a maus acabamentos superficiais e, em casos extremos, quebra da ferramenta e/ou da peça a maquinar. Outro tipo de fixação é a designada fixação hidráulica que ajuda a amortecer vibrações e que permite velocidades de rotação superiores (até 25000 RPM). Este tipo de fixação é a que representa o custo mais elevado das três soluções apresentadas. Por último, existe ainda a fixação térmica, considerada o método mais simples e barato de fixação de ferramentas, apresentando também um reduzido batimento radial, permitindo bons acabamentos superficiais e precisão dimensional. É de todos o dispositivo mais barato, sendo visto como pouco vantajoso apenas quando se verifica a necessidade de equipamentos adicionais para a montagem/desmontagem das ferramentas. Assim sendo, a escolha dos dispositivos de fixação deverá ter em conta não só a operação a realizar, mas também o custo associado aos dispositivos de fixação em si [14].

2.4. Parâmetros de maquinagem controláveis

Sabendo que este trabalho tem por base estudar a influência dos parâmetros de maquinagem nas vibrações da ferramenta e determinar qual a combinação ótima de parâmetros para minimizar as vibrações na fresa e garantir, deste modo, um melhor acabamento superficial da peça e a máxima vida da ferramenta. Nesse sentido, selecionaram-se os seguintes parâmetros de maquinagem para controlo:

- Velocidade de corte (v_c);
- Velocidade de avanço (v_f);
- Penetração Axial (a_e);
- Penetração Radial (a_p) [22];

Para definir as condições úteis de fresagem existem algumas equações que são descritas através do diagrama esquemático da figura 6 [23].

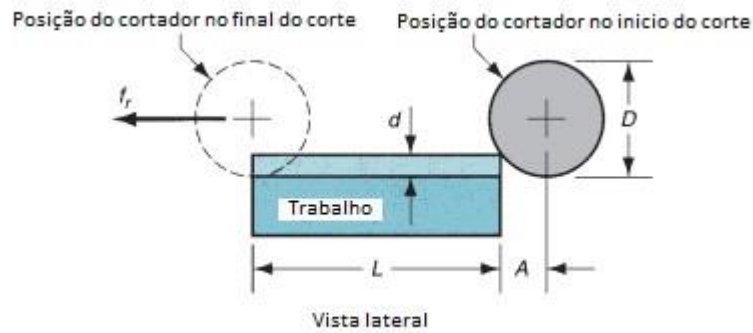


Figura 7: Parâmetros de corte [23].

Segundo Groover [23], a velocidade de corte (v) é determinada pelo diâmetro (D) de uma fresa e é convertida em velocidade de rotação do eixo (N), que é mais fácil de controlar utilizando a equação (1).

$$N = \frac{v}{\pi * D} \quad (1)$$

O tipo de fresa vai influenciar a velocidade de avanço, profundidade de corte, qualidade de acabamento, potência da máquina e material da fresa e da peça, definida em [mm/min]. Sendo que este valor se determina através da equação (2).

$$f_r = N * n_1 * f \quad (2)$$

Onde:

f_r = Velocidade de avanço [mm/min];

N = Velocidade de rotação [rpm];

n_1 = Número de dentes;

f = Avanço por dente [mm/t]

Outro parâmetro importante é a taxa de remoção de material (MRR), que pode ser determinado com a equação (3), ou seja, usando o produto da área transversal do corte e a taxa de alimentação. $MRR = w * d * f_r$ (3)

Onde:

w = Largura;

d = Profundidade;

f_r = Velocidade de avanço;

Para se determinar o tempo que é necessário para fresar uma peça com o comprimento L , deve-se contabilizar a distância de aproximação necessária para envolver completamente a parte de corte. Considerando o caso da espessura de fresagem e do diâmetro da ferramenta representados na figura 6, o tempo para executar a operação que é preciso para atingir a profundidade de corte completo é dado pela equação (4).

$$(4) \quad A = \sqrt{d(D - d)}$$

Onde:

A = Distância [mm]

d = profundidade de corte [mm].

D = diâmetro da fresa [mm].

Por fim, utilizando a equação seguinte determina-se o tempo que demora a maquinar a peça de trabalho T_m .

$$T_m = \frac{L + A}{f_r} \quad (5)$$

2.5. Fatores que influenciam a vibração na ferramenta

As forças de corte na operação de maquinagem interna podem ser decompostas em força de corte tangencial (F_t), força de corte radial (F_r) e força de corte axial (F_a). A reação para a força radial é a flexão da ferramenta para o centro da peça enquanto que a força tangencial o faz para baixo e, o que também reduz, por consequência, o ângulo de folga da ferramenta. Com isso, o ângulo de folga da pastilha tem que ser suficiente a fim de evitar o contato entre a ferramenta e a parede do furo, indicados na figura 8. Assim, a existência das flexões radial e axial na ferramenta implica uma profundidade de corte reduzida, o que pode induzir vibrações [24].

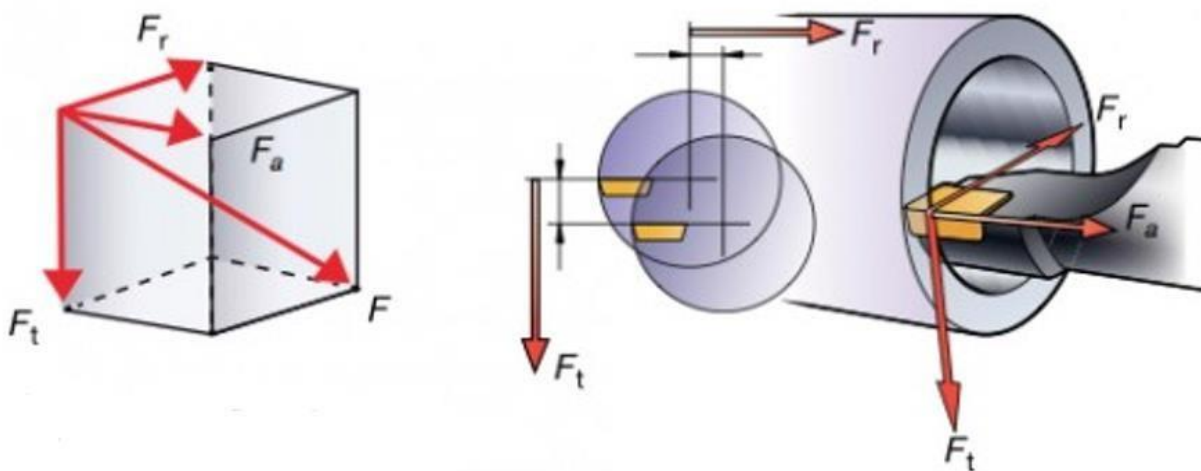


Figura 8: Composição de forças para maquinagem [25].

Devido a inúmeros perfis de peças, modelos, acabamentos, raios e materiais a serem maquinados, existe uma gama variada de pastilhas e suportes para escolha. O ângulo de posição da ferramenta afeta a direção e a magnitude das forças axial e radial e das flexões resultantes. Quanto maior o ângulo de posição maior será a força de corte axial, que não causa grande efeito sobre a operação, já que a força é direcionada ao longo da barra de tornear. Com isso, deve-se aplicar um ângulo de posição o maior possível.

Menores raios de ponta da ferramenta representam pouco esforço de corte, pois quanto maior o raio, maior será o contato, aumentando as forças de corte radial e tangencial.

O arredondamento da aresta (ER) da pastilha também pode afetar as forças de corte. Geralmente, pastilhas sem cobertura possuem menor arredondamento de aresta do que as com cobertura (GC) e isso deve ser levado em consideração, especialmente com grandes balanços

de ferramentas e furos pequenos. O desgaste de flanco excessivo (VB) na pastilha modifica a folga entre a ferramenta e a parede do furo e isso também pode afetar a ação de corte do processo como mostra a figura 9.

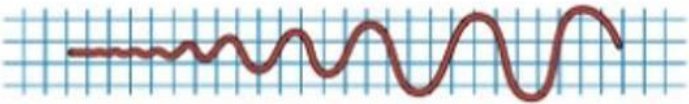






	Tendência à vibração
	Ângulo de posição/ ataque e ângulo de saída
	Ângulo de posição/ ataque e ângulo de saída
	Raio de ponta e ângulo de ponta, mm (polegadas)
	Macrogeometria
	Microgeometria
	Profundidade de corte em função do raio de ponta

Figura 9: Algumas características da ferramenta que minimizam ou aumentam a tendência de surgir vibrações na maquinagem [25].

A figura 10 ilustra também como a área de contacto e própria geometria da pastilha de corte pode afetar a tendência de vibrações, a pastilha que foi utilizada no estudo está representada na figura 10 com a terminologia W.

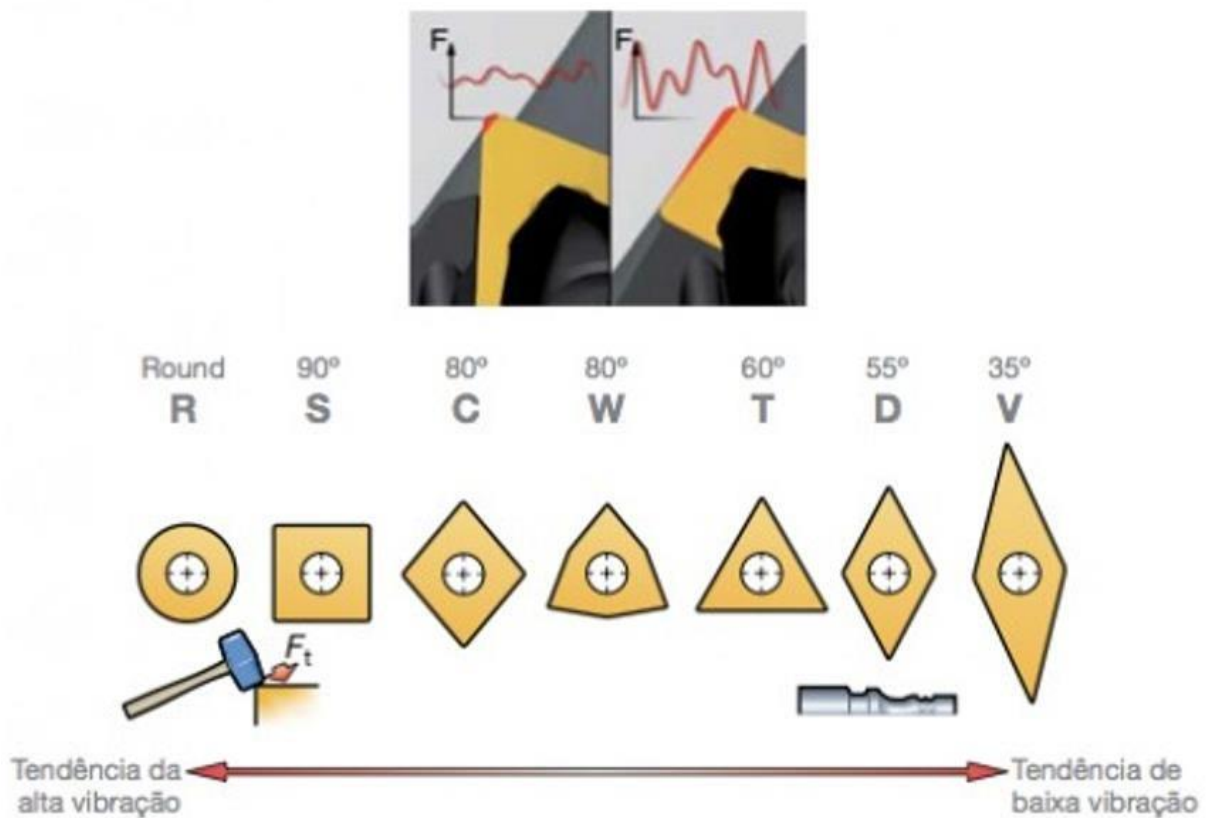


Figura 10: Tendências de frequências de vibração mediante o ângulo do ataque da pastilha de corte [25].

2.6. Vibrações na maquinagem

A maquinagem dos materiais é constantemente acompanhada de vibrações entre a peça e a ferramenta. O nível máximo das vibrações tolerável, ou seja, a máxima amplitude das vibrações num processo de maquinagem, depende da sua aplicação, podendo ser dividido em dois níveis:

- Em operações de desbaste, o que determina o efeito das vibrações é principalmente a vida da ferramenta.
- Em operações de acabamento, a qualidade da superfície e precisão dimensional são os parâmetros que determinam o nível máximo das vibrações [26].

Existe uma relação entre as vibrações durante o processo e o resultado de trabalho, sendo que em trabalhos isentos de vibrações o movimento relativo entre a ferramenta e a peça é dado pela combinação do avanço e da velocidade de corte. A rugosidade cinemática pode ser teoricamente calculada em função do diâmetro da ferramenta e do avanço por dente. A parte superior da

figura 11 mostra as relações geométricas para esta condição. Contudo, sendo sobrepostas a este movimento as vibrações da ferramenta, que apresentam uma componente na direção normal a de avanço, altera-se a estrutura do acabamento superficial original na parte inferior da figura 11. Isso resulta numa pior qualidade da superfície, que pode ser empregada na avaliação da dinâmica do processo. Os valores da rugosidade representam uma medida relativa para a estabilidade do processo. Neste contexto, a noção de estabilidade não é empregada no sentido da técnica de controle, mas sob o aspeto tecnológico, priorizando o resultado de trabalho. Um processo estável pode ser caracterizado relativamente por boa qualidade da superfície e reduzido desgaste de ferramenta, enquanto que um instável é associado a um acabamento de superfície deteriorado e desgastes pronunciados de ferramenta [27].

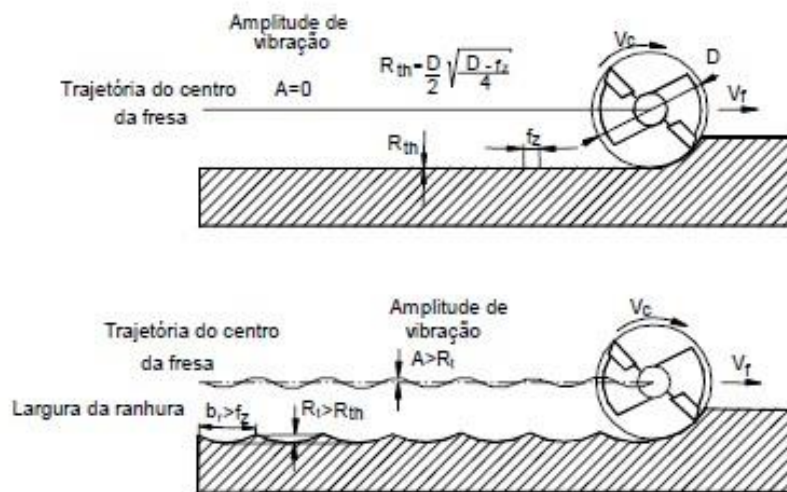


Figura 11: Trajetória da ferramenta para processo com vibrações [27].

2.6.1. Vibrações livres e forçadas

Uma estrutura com um sistema de um grau de liberdade pode ser modelada pela combinação de uma massa (m), uma mola (k) e um amortecedor (c), conforme mostrado na figura 12. Quando uma força externa $F(t)$ é aplicada na estrutura, o seu movimento é descrito pela seguinte equação diferencial:

$$mx'' + cx' + kx = F(t) \quad (11)$$

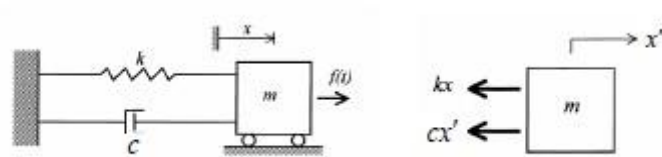


Figura 12: Representação de um sistema com um grau de liberdade [28].

Quando o sistema recebe um impacto, ou quando está em repouso e é estaticamente retirado do seu equilíbrio, o sistema entra em movimento sem excitações, ou seja, entra em vibração livre. A amplitude das vibrações diminui com o tempo em função da constante de amortecimento do sistema. A frequência das vibrações é dominada pela rigidez e pela massa e é pouco influenciada pela constante de amortecimento, que é muito pequena em estruturas mecânicas [27]-[29]. Quando a constante de amortecimento é nula ($c = 0$), o sistema oscila na sua frequência natural, que pode ser determinada por:

$$\omega^n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (12)$$

A razão do amortecimento é definida como: $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ [27] e a frequência amortecida da estrutura é definida por:

$$\omega^d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (13)$$

Um sistema excitado por uma força $F(t)$ designa-se por sistemas com vibração forçada.

Segundo Altintas [27], as excitações externas associadas à maquinagem são geralmente periódicas, mas não harmónicas. As forças de fresagem, que são periódicas com a frequência de passagem dos dentes, podem ser representadas pelas componentes da série de Fourier [30].

Matematicamente é mais conveniente usar funções harmónicas complexas em vibrações forçadas. A força harmónica expressa-se por $F(t) = F_0 e^{i\alpha} e^{i\omega t}$, onde F_0 é a amplitude da Força, ω é a frequência de excitação e α é a fase medida a partir de um tempo de referência ou posição angular em um plano complexo [27].

A resposta harmónica correspondente é $x(t) = X e^{i(\omega t + \phi)}$, e quando esta é substituída na equação de movimento (11) obtém-se:

$$(k - \omega^2 m + j\omega c) X e^{i\phi} e^{i\omega t} = F(t) = F_0 e^{i\alpha} e^{i\omega t} \quad (14)$$

Assim, a amplitude resultante e a fase das vibrações harmónicas são respetivamente,

$$|\Phi(\omega)| = \left| \frac{X}{F_0} \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \right| = \quad (15)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{-2\zeta r r^2}{1 - r^2} + \alpha \quad (16)$$

Onde a relação entre frequência de excitação natural ou rácio de frequências é dada por $r = \omega / \omega_n$. A equação (15) representa a função de transferência, função de resposta da estrutura. A função de transferência $\Phi(\omega)$ pode ser separada em componentes real $Re[\Phi]$ e imaginária $Im[\Phi]$ [27]. As partes imaginárias e reais da função são mostradas separadamente na figura 13.

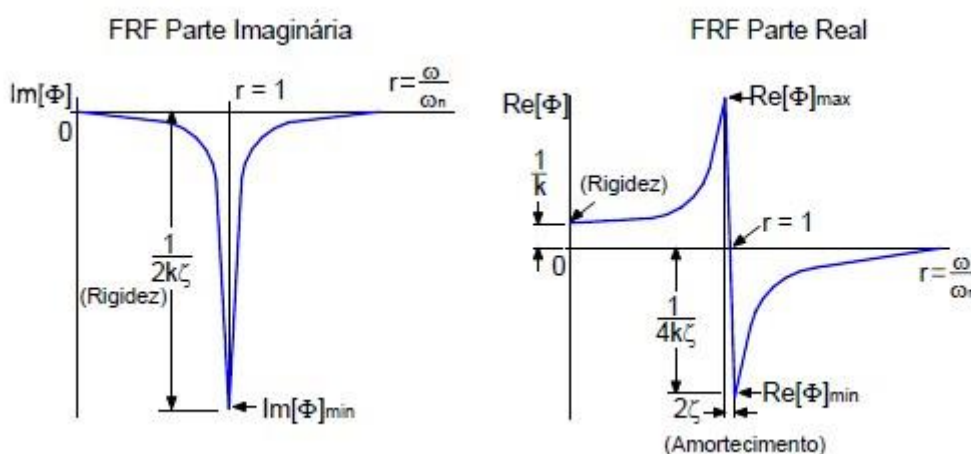


Figura 13: Partes imaginárias e reais da função de transferência [27].

A razão de amortecimento, rigidez e frequência natural pode ser estimada a partir da função de transferência sendo que as funções de transferência dos sistemas de múltiplos graus de liberdade são identificadas por ensaios dinâmicos. Os instrumentos de excitação mais efetivos são os “shakers” eletromagnéticos ou electro-hidráulicos, os quais são capazes de gerar forças numa ampla gama de frequências contendo os modos naturais dominantes das estruturas.

Alternativamente, pode ser utilizado um martelo de impacto associado a um transdutor de força piezométrico como mostra na figura 13[28].

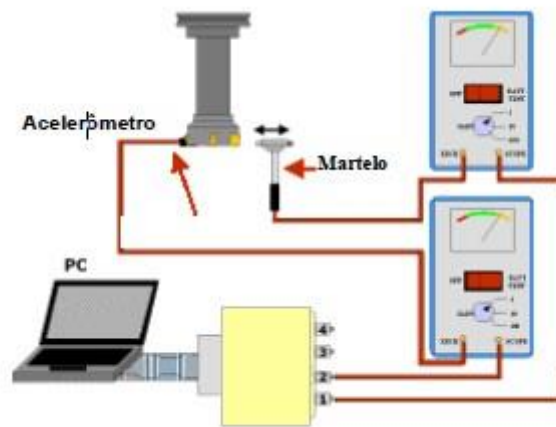


Figura 14: Análise modal experimental [28].

A massa do martelo e o material fixado ao sensor de impacto de força devem ser selecionados de acordo com a massa, rigidez e material da estrutura excitada. As vibrações resultantes podem ser medidas com sensores de deslocamento, velocidade e aceleração. No entanto, o uso de acelerômetros é mais comum na medição de vibrações. A massa e a faixa de frequência do acelerômetro devem ser escolhidas adequadamente. Estes sensores são montados na estrutura, adicionam massa, podendo assim alterar as medidas das frequências naturais. A fixação e os materiais entre a estrutura e o acelerômetro também devem ser selecionados adequadamente para se obter medidas precisas [31].

Como já foi referido, a frequência natural é a frequência de um corpo em vibração livre, que é determinada pelas características do sistema, nomeadamente a rigidez e a massa. Um método de identificação dessa frequência consiste em excitar a sua frequência de ressonância. Quando um corpo sofre uma vibração forçada em que a frequência é igual à frequência natural, ocorre ressonância. Nesse caso, uma reduzida amplitude pode produzir vibrações mais intensas, uma vez que o sistema recebe energia da fonte externa periodicamente.

2.6.2. Origem das vibrações

As vibrações podem ter origem em mais que uma fonte:

- Vibrações externas à máquina-ferramenta;

- Vibrações geradas pela própria maquinagem;
- Vibrações por falta de homogeneidade da peça;
- Vibrações por corte interrompido;
- Vibrações geradas pela máquina-ferramenta [29], [32];

2.8.2.1 Vibrações externas à máquina-ferramenta

As vibrações externas às máquinas-ferramentas são normalmente geradas por outras máquinas (prensa, motores, compressores e outras máquinas que operam em conjunto com a ferramenta), transmitidas pelo solo e pelas suas fundações. As vibrações têm um espectro de frequência muito alargado, de forma que a frequência natural de qualquer componente da máquina-ferramenta pode estar contida nesta ampla gama de frequência. Assim, os componentes podem apresentar níveis de amplitude muito altos e influenciar negativamente os resultados do processo [29], [32].

2.8.2.2 Vibrações geradas pela própria maquinagem

As vibrações criadas pela própria máquina ou vibrações regenerativas ou autoexcitadas não são causadas por forças externas, mas sim por forças resultantes do próprio corte do material pela ferramenta.

Segundo Altintas[27], estas vibrações resultam de um mecanismo de autoexcitação que surge na geração da avara durante as operações de maquinagem. Inicialmente um dos modos estruturais do sistema máquina-ferramenta-peça é excitado por forças de corte. Uma superfície ondulada pode ser melhorada com uma passagem da fresa, mas esta passagem também deixa uma superfície ondulada devido a vibrações estruturais. Dependendo da diferença de fase entre duas ondulações sucessivas, as vibrações podem ser atenuadas ou ampliadas. As vibrações crescentes elevam as componentes da força de maquinagem e podem provocar desgaste excessivo ou quebra da ferramenta e agravamento na qualidade da superfície e na dimensão da peça.

A figura 15 mostra como ocorre o efeito regenerativo. Segundo Tlustý [33], embora sejam assumidas as vibrações, em (1) as ondas produzidas pelos dois dentes consecutivos quando estão em fase, isso faz com que não ocorra nenhuma variação da espessura da avara, portanto não há variação de força. As vibrações não são excitadas novamente e desaparecem. No segundo caso (2), as ondas produzidas pelos dois dentes consecutivos não estão em fase, e a

variação na espessura da aparta ocorre com o dobro da amplitude, resultando numa grande variação da força que excita futuras vibrações.

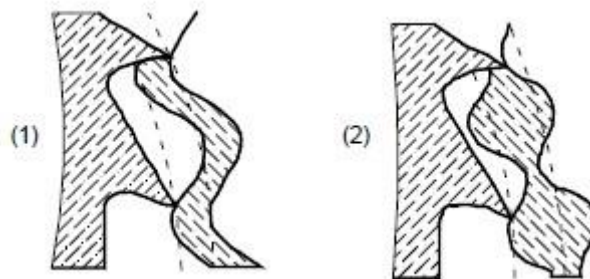


Figura 15: Efeito regenerativo [33].

2.8.2.3 Vibrações por falta de homogeneidade da peça

A presença de regiões de diferentes durezas numa peça causa pequenos choques sobre a ferramenta. Resultando em vibrações quando estes impactos são absorvidos, os efeitos não são consideráveis, fazendo parte apenas do “ruído de fundo” da maquinagem. Entretanto, se estes pequenos choques sobre a ferramenta não forem rapidamente amortecidos, originam vibrações de grande amplitude que podem ser prejudiciais ao processo [29], [32].

2.8.2.4 Vibrações por corte interrompido

Na maquinagem com corte interrompido a ferramenta sofre impactos consideráveis que podem levar a níveis indesejados de vibrações. Na fresagem, as vibrações forçadas são excitadas pela componente periódica da força de maquinagem na frequência da passagem dos dentes [29], [32].

2.8.2.5 Vibrações geradas pela máquina-ferramenta

Vibrações provocadas pela máquina surgem em acionamentos de componentes dotados de movimento rotativo e em acionamento de componentes com movimento de translação. Estas vibrações podem-se apresentar sob duas formas já descritas anteriormente: livres e forçadas. As vibrações forçadas são causadas por rotação de massas desequilibradas, acionamentos por engrenagens e correias, rolamentos com irregularidades e por forças periódicas nos próprios motores de acionamento [29], [32].

2.8.3 Influência dos parâmetros de corte sobre a estabilidade

2.8.3.1 Profundidade de corte axial

A profundidade de corte axial representa o ganho no processo de autoexcitação das vibrações. Assim, quando ocorrem vibrações e conseqüentemente variações na espessura da peça, a realimentação fornecida pela variação da força gerada é proporcional à profundidade de corte axial. Para um valor suficientemente pequeno da profundidade de corte axial, o processo é sempre estável. Quando o seu valor limite é ultrapassado o processo torna-se instável [4], [27], [33].

2.8.3.2 Profundidade de corte radial

Geralmente os efeitos das profundidades de corte radial e axial sobre a estabilidade, em processos de fresagem são similares. Logo, o produto de ambas determina a estabilidade, isto significa que, para uma determinada condição de avanço e velocidade de corte, este produto indica uma taxa de remoção de material limite constante independente da combinação das profundidades de corte [4], [33].

2.8.3.3 Velocidade de corte

A velocidade de corte afeta a estabilidade de duas formas distintas: a primeira delas está associada ao processo de amortecimento que ocorre em velocidades de corte muito baixas, tipicamente abaixo de 25 m/min, onde o aumento da estabilidade é bastante significativo, o outro efeito ocorre em velocidades de corte mais elevadas, e está associado à diferença de fase entre as ondulações referentes a cortes subsequentes [4], [33].

2.8.3.4 Avanço

O efeito do avanço sobre a estabilidade geralmente não é muito forte e está relacionado principalmente ao seu efeito sobre a pressão específica de corte [27], [33]. Em operações de torneamento, ocorre aumento da estabilidade para avanços maiores. Geralmente as profundidades de corte limites são menores para avanços pequenos e operações com peças de pequena espessura (fresagem de engrenagens) e são mais propensas ao surgimento de vibrações.

Contudo, este efeito não se aplica necessariamente as restantes operações de fresagem, onde as vibrações geralmente se elevam com o aumento do avanço [33].

2.8.3.5 Número de dentes da fresa

Quanto maior o número de dentes maquinando simultaneamente maior é a tendência do surgimento das vibrações regenerativas, devido ao efeito acumulativo da diferença de fase entre as ondulações de cortes subsequentes [4], [33].

2.7. Ferramenta anti vibratória

Existem inúmeros fatores que influenciam as operações de arranque de apara podendo comprometer a qualidade da peça.

Para se obter um acabamento de qualidade é necessário analisar e considerar os fatores que podem influenciar positiva ou negativamente cada processo e assim escolher ferramentas e estratégias mais adequadas. Na maquinagem externa, por exemplo, a vibração da ferramenta não deve ser afetada pelo comprimento da peça e o tamanho da ferramenta deve ser escolhido para suportar as forças e as tensões que normalmente surgem durante a operação.

Já na maquinagem interna, a escolha da ferramenta é mais restrita devido ao diâmetro e ao comprimento do furo da peça, uma vez que a profundidade determina a vibração. Por causa dessa restrição podem surgir combinações entre comprimento e diâmetro em que o corpo da ferramenta pode ficar frágil, gerando assim instabilidade na maquinagem. Para evitar essa instabilidade existem opções de ferramentas com o corpo de aço, metal duro e anti vibratórias.

Os resultados apresentados nesta dissertação são fruto da operação de corte de um provete em perfil comercial da série IPN 100 em aço S275JR pelo processo de fresagem externa, com uma única ferramenta não anti vibratória (detalhada no Anexo II) –.

2.8. Aquisição de dados

A aquisição de dados (DAQ) é o processo de medição de um fenómeno elétrico ou físico, como tensão, corrente, temperatura, pressão ou som, com o uso de uma placa de aquisição de dados ligada a um computador. Assim, um sistema DAQ é formado por sensores, hardware de

aquisição e medição de dados e um computador com software programável. Em comparação com os sistemas tradicionais de medição, os sistemas DAQ baseados em PC exploram a capacidade de processamento, produtividade, sistemas de visualização e recursos de conectividades dos computadores padrão da indústria. Com isso, temos uma solução de medição mais poderosa, flexível e de melhor custo-benefício [34].

2.8.1. Sensores

A medição de um fenômeno físico, como a temperatura de uma sala, intensidade de uma fonte luminosa ou força aplicada a um objeto, começa pelo sensor. Um sensor, também chamado de transdutor, converte um fenômeno físico em um sinal elétrico mensurável. Dependendo do tipo de sensor, sua saída elétrica pode ser uma característica de tensão, corrente, resistência ou outro atributo elétrico que varie com o tempo. Alguns sensores podem exigir componentes e circuitos adicionais para fornecerem um sinal que possa ser lido com exatidão e segurança por um dispositivo DAQ, alguns tipos de sensores e a sua função estão expressos na Tabela 1[34].

Tabela 1- Sensores comuns [34]

Sensor	Fenómeno
Termopar, RTD, termistor	Temperatura
Foto sensor	Luz
Microfone	Som
Strain gage, transdutor piezoelétrico	Força e pressão
Potenciômetro, LVDT, ecoder ótico	Posição e deslocamento
Acelerômetro	Aceleração
Elétrodo de pH	pH

2.8.2. Placas e dispositivos DAQ

O hardware DAQ atua como a interface entre um computador e sinais do mundo exterior. Este sistema funciona basicamente como um dispositivo que digitaliza sinais analógicos de entrada de forma que um computador possa interpretá-los. Os três componentes principais de um

dispositivo DAQ usados para medir um sinal são os circuitos eletrônicos de condicionamento de sinais, conversor analógico-digital (ADC) e o barramento do computador. Muitos dispositivos DAQ contêm outras funções para a automação de sistemas e processos de medição. Por exemplo, conversores digital-analógico (DACs) que fornecem sinais analógicos, linhas de E/S digital que fornecem sinais digitais nas suas entradas e saídas e os contadores/temporizadores que contam e geram pulsos digitais [34].

Os principais componentes de medição de um dispositivo DAQ são:

- Condicionamento de sinais: os sinais dos sensores ou do exterior podem ser excessivamente ruidosos ou demasiado perigosos para serem medidos diretamente. Os circuitos de condicionamento de sinais colocam o sinal em um formato adequado para a entrada em um ADC. Esses circuitos podem incluir amplificação, atenuação, filtragem e isolamento. Alguns dispositivos DAQ contêm condicionamento de sinais projetado para a medição com tipos específicos de sensores.
- Conversor analógico-digital (ADC): os sinais analógicos dos sensores devem ser convertidos em digitais antes de serem manipulados por equipamentos digitais, como os computadores. Um ADC é um chip que fornece a representação digital de um sinal analógico num instante do tempo. Na prática, os sinais analógicos variam continuamente ao longo do tempo e um ADC regista "amostras" periódicas de um sinal em uma taxa predefinida. Essas amostras são transferidas por um barramento ao computador onde o sinal original é reconstruído a partir das amostras através de um software especificamente desenvolvido para o efeito.
- Barramento do computador: os dispositivos DAQ são conectados ao computador por um slot ou porta. O barramento do computador atua como interface de comunicação entre o dispositivo DAQ e o computador, para transmitir instruções e dados de medição. São oferecidos dispositivos DAQ para os barramentos de computador mais comuns, incluindo USB, PCI, PCI Express e Ethernet. Mais recentemente, surgiram dispositivos DAQ para comunicações sem fio no padrão 802.11 Wi-Fi. Há muitos tipos

de barramentos; cada um deles oferece diferentes vantagens para diferentes tipos de aplicações [34].

2.8.3. Computadores e software

Um computador com software programável controla a operação do dispositivo DAQ, sendo usado para o processamento, visualização e armazenamento de dados de medição. Diferentes tipos de computadores são usados em diferentes tipos de aplicações. Um desktop pode ser usado em um laboratório pela sua capacidade de processamento, um laptop pode ser usado em campo pela sua portabilidade, e um computador industrial pode ser usado em numa fábrica devido à sua robustez.

Os componentes de software em um sistema DAQ são:

Software de driver: O software de driver permite que o software de aplicação interaja com um dispositivo DAQ. Este software simplifica a comunicação com o dispositivo DAQ, abstraindo comandos de hardware de baixo nível e a programação no nível do registro. Tipicamente, o software de driver para a aquisição de dados expõe uma interface de programação de aplicações (API) que é usada em um ambiente de programação para a construção de software de aplicação.

Software de aplicação: O software de aplicação facilita a interação entre o computador e o usuário na aquisição, análise e apresentação dos dados da medição. Este elemento é uma aplicação pré-construída, com funções predefinidas, ou um ambiente de programação destinado ao desenvolvimento de aplicações com funções customizadas. Aplicações customizadas são muitas vezes usadas para automatizar diversas funções de um dispositivo DAQ, executar algoritmos de processamento de sinais e exibir interfaces de usuário customizadas [34].

2.9. Software LabVIEW

O programa LabVIEW é uma linguagem de programação gráfica originária da National Instruments e é utilizado para uma grande variedade de aplicações e setores da indústria, fator pelo qual se torna um desafio conseguir descrevê-lo. A primeira versão surgiu em 1986 para o

Macintosh, e atualmente existem também ambientes de desenvolvimento gráfico integrados para os sistemas Operacionais Windows, Linux e Solaris [34].

O LabVIEW é um ambiente de desenvolvimento altamente produtivo, para a criação de aplicações customizadas e que interagem com os dados ou sinais do mundo real, em áreas como ciência e engenharia, sendo que os principais campos de aplicação são a realização de medições [34], [35]. Com esta ferramenta é possível elaborar projetos com maior qualidade, podendo ser completados em menos tempo e sem a necessidade de tanta mão de obra. A programação é feita de acordo com o modelo de fluxo de dados, o que oferece a esta linguagem vantagens para a aquisição de dados e para a sua manipulação [35], a produtividade é o principal benefício, mas essa é uma afirmação muito ampla e genérica, porque o que realmente têm atraído engenheiros e cientistas para esse produto desde 1986, e o fato de no final do dia, engenheiros e cientistas terem um trabalho a fazer, ou seja, terem que deixar algo pronto, assim sendo necessitam mostrar os resultados do que fizeram, necessitando ferramentas que os ajudem a fazer isso. Entre diferentes indústrias, as ferramentas e componentes que eles precisam para atingir o sucesso variam muito, e pode ser um desafio assustador encontrar e utilizar em conjunto todos esses itens dispersos. O LabVIEW é único, pois faz com que essa grande variedade de ferramentas esteja disponível em um único ambiente, garantindo que a compatibilidade é apenas uma questão de desenhar conexões entre funções.

O LabVIEW, por si só, é um ambiente de desenvolvimento de software que contém numerosos componentes, dos quais muitos são necessários para qualquer tipo de aplicação de teste, medição ou controle, a essência do programa é a linguagem de programação G, com o uso desta linguagem podem-se aliar rapidamente tarefas como a aquisição de dados, análise e operações lógicas, e ainda compreender como os dados estão sendo modificados. O programa além de exibir os dados ao mesmo tempo em que sua aplicação está sendo executada, também contém diversas opções para geração de relatórios com base nos dados testados ou adquiridos. Você pode enviar relatórios simples diretamente para uma impressora ou um arquivo HTML, gerar documentos do Microsoft Office automaticamente ou integrar essas informações com o NI DIAdem, para relatórios mais avançados. Painéis frontais remotos e suporte para Web services permitem que você publique os dados através da Internet com o servidor Web já embutido, sendo este um ambiente gráfico que é tão complexo quanto se precisar que ele seja [34]

Capítulo 3

3. Simulação numérica

Neste capítulo serão realizadas algumas simulações numéricas baseadas no método dos elementos finitos para análise modal de uma viga metálica (perfil comercial da série IPE (IPE 100) em regime livre-livre e bi-encastado nas abas. A geometria do perfil simulado encontra-se representada na Figura 16. O provete tem 250mm de comprimento e as dimensões da secção transversal do perfil encontram-se no anexo IV.

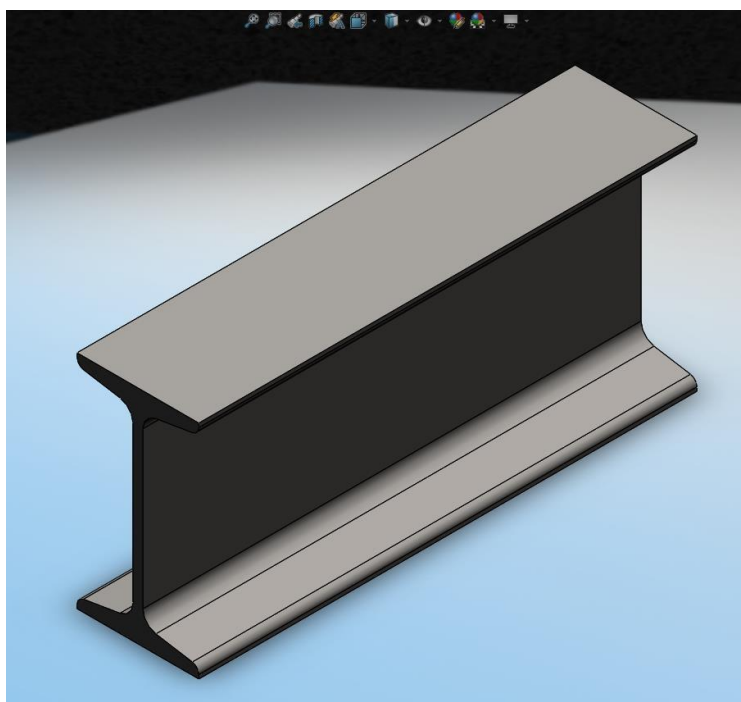


Figura 16: Modelo sólido do perfil em estudo.

A análise modal foi realizada em material de aço laminado cujas propriedades se encontram referidas na tabela 2.

Tabela 2- Propriedades mecânicas do Aço S275 do perfil IPE100

Designação	Valor
Modulo de elasticidade	2,21e11 Pa
Rácio Poisson	0,3
Módulo de massa	1,66e11 Pa
Modulo de rigidez	7,69e10 Pa
Limite de elasticidade	6,25e08 Pa
Resistência máxima	8,27e08 Pa
Densidade	0.008 g/mm3
Massa	2032.311 g

3.1 Simulação numérica com o perfil na condição livre

Nesta análise, não foram aplicadas restrições de limite no modelo e o algoritmo de resolução utilizado no ANSYS foi a função “MODAL”. Os parâmetros modais, mais especificamente as frequências próprias e o tipo de modo de vibração associado estão indicados na Tabela 3. Dos 12 tipos de modo extraídos, os seis primeiros correspondem a movimentos de corpo rígido e, como tal, não serão analisados neste trabalho.

Tabela 3- Frequências e tipos de modos de correspondência (Perfil livre)

Ordem	Frequência [Hz]	Tipo de modo
7	605,37	Flexão
8	988,54	Flexão
9	2176,9	Flexão + Torção
10	2394,3	Flexão
11	3253,5	Flexão + Torção
12	3330,1	Flexão

O facto de, na Tabela 3, não estarem ilustrados modos anteriores como por exemplo o 1º Modo deve-se à falta de necessidade mostrar deslocamento do corpo rígido já que não se trata de uma frequência em estudo no presente trabalho.

Nas Figuras 17 a 18 estão representados alguns modos de vibração do sistema. Convém referir que qualquer corpo livre em repouso absoluto, sujeito a um impacto ou força externa das mais variadas formas, como por exemplo o vento, pode fazer sujeito a uma serie de vibrações.

O modo seguinte corresponde a uma deformação por torção como se pode verificar na Figura 17.

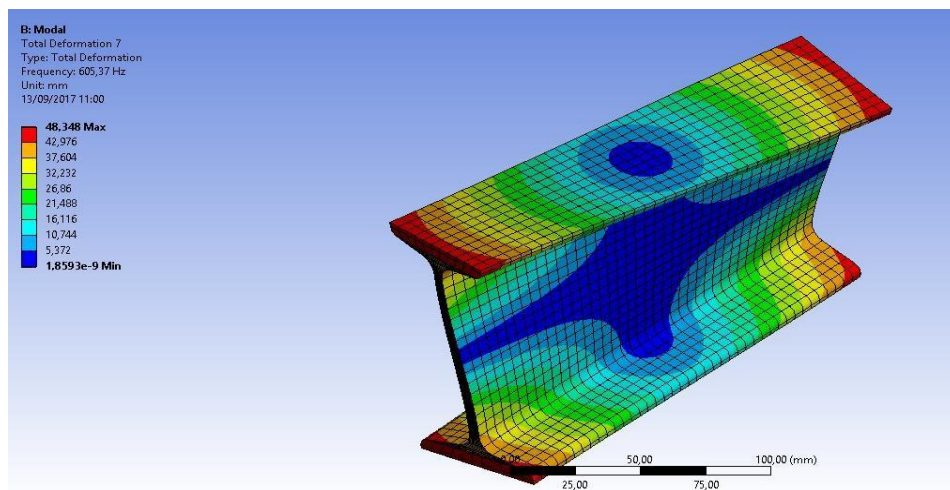


Figura 17: Ponto 7 (Torção)

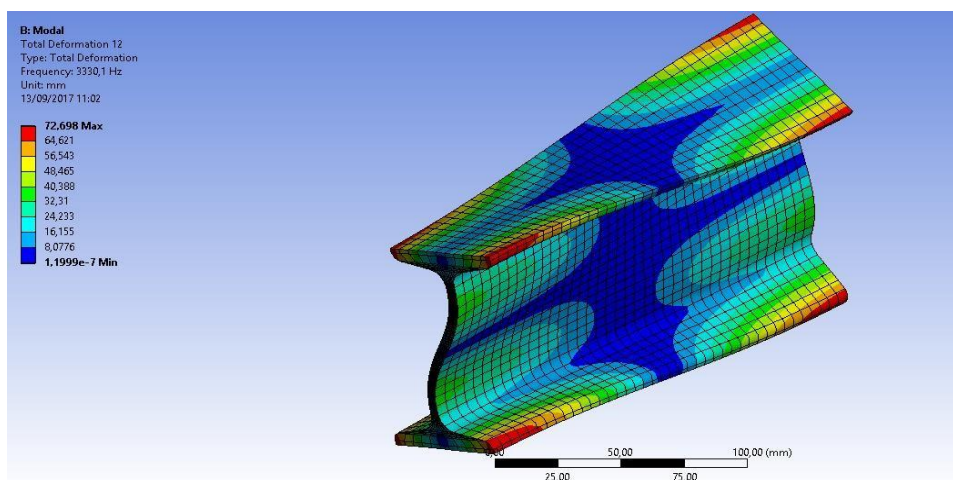


Figura 18: Ponto 12 (Torção + Flexão).

3.2 Simulação do perfil bi-encastado nas abas

Nesta fase, o perfil estudado é restringido nas duas abas de forma a simular a prensa de apertos da máquina ferramenta.

Nota-se que nesta fase o perfil não tem deslocamentos de corpo rígido e o primeiro modo apresenta uma deformação por flexão. As frequências de ressonância são relativamente altas em relação a análise numérica livre onde o tipo de modo de flexão é predominante e existe pouca influência dos modos de torção.

Tabela 4- Frequências e tipos de modos para perfil bi-encastado

Ordem	Frequência [Hz]	Tipo de modo
1	3909,6	Flexão
2	4016,4	Flexão + torção
3	4432,7	Flexão + torção
4	5224,6	Flexão + torção
5	6489,9	Flexão + torção
6	8283	Flexão + torção
7	10387	Flexão
8	10513	Flexão + torção
9	10609	Flexão +torção
10	11040	Flexão + torção
11	11929	Flexão + torção
12	13216	Flexão + torção

Logo de início nota-se pela Tabela 4 que o perfil preso sofre um aumento significativo de frequências em relação ao livre. Os tipos de modo mudam, predominando um funcionamento combinado de Flexão com Torção. Neste caso é normal os valores serem tão elevados uma vez que o perfil está unido monoliticamente à prensa do equipamento CNC, ou seja, o provete e a máquina atuam como um único corpo. Uma vez que a massa do provete é muito mais reduzida que a massa da máquina, as frequências obtidas correspondem na realidade às frequências de ressonância do equipamento. Assim, existe um numero de ligações físicas maior que no livre e

um conjunto de corpos ligados por essas ligações. É sabido que um número de ligações e corpos ligados faz aumentar a rigidez (bi-encastado).

Conclui-se que na maquinagem por arranque de apara é impossível anular este efeito porque é necessário fixar a peça a maquinar se consequentemente existem vibrações transmitidas pelo corpo da maquina CNC.

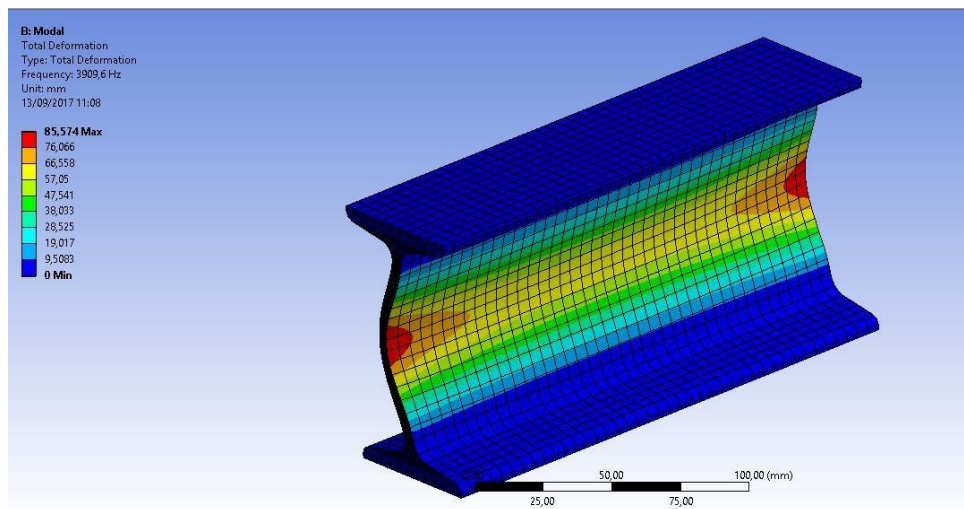


Figura 19: Ponto 1 (Perfil preso, Flexão).

A Figura 19 mostra um dos dois modos de flexão existentes na análise numérica do perfil preso com um máximo de 3909.6 [Hz], ainda não muito revelante, mas tratando-se do primeiro modo já se torna mais suscetível em relação ao perfil sem restrições (livre).

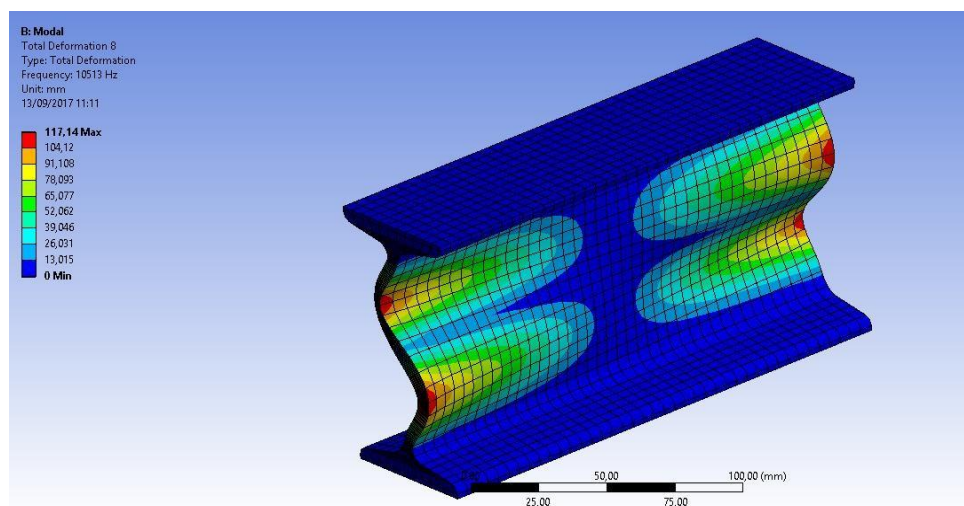


Figura 20: Ponto 8 (Perfil preso, Flexão + Torção).

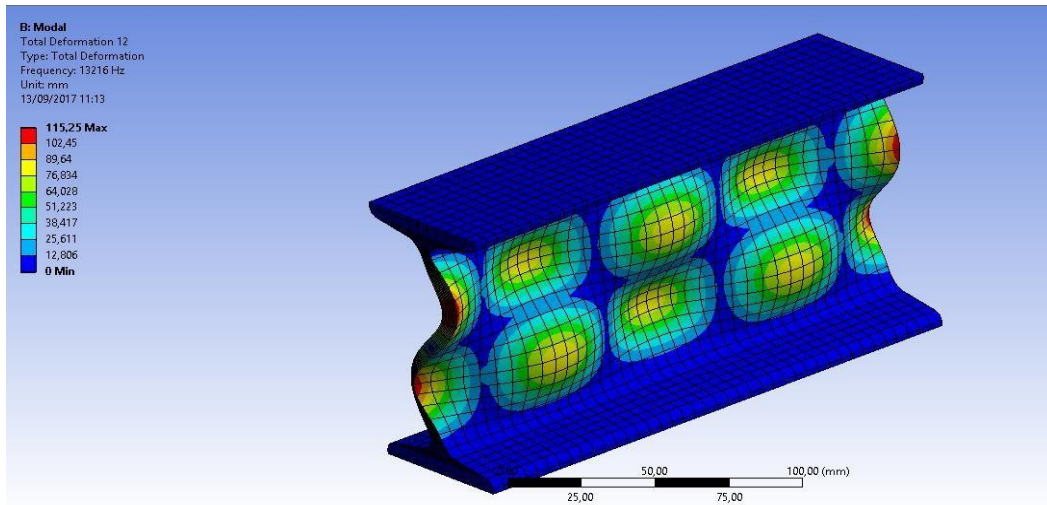


Figura 21: ponto 12 (Perfil preso, Flexão + Torção).

Nas figuras 20 e 21 é visível o tipo de modo mais predominante (flexão + torção). Neste caso nota-se um aumento de frequência para cada modo, de 10513 e 13216 [Hz]. Com base nestes resultados, facilmente se percebe que se trata de um problema para o processo de maquinagem. Observando a Figura 21 onde está indicado um modo de flexão com torção conjunta consegue-se perceber que, quando a máquina ferramenta que excita o corpo em repouso por meio de múltiplos toques por frações de segundos, o provete vai reagir da mesma maneira, ou seja, o mesmo tipo de comportamento.

Durante o processo do corte dos rasgos do perfil a rigidez vai alterar-se, como tal, os modos próprios também serão diferentes para as diferentes fases de corte do perfil. Assim, no sentido de analisar a influência da maquinagem no provete, serão efetuadas várias simulações numéricas para determinação dos modos próprios em diferentes fases de corte do perfil.

3.3 Análise Numérica Perfil preso maquinado passo a passo

3.3.1 Corte das secções por ordem

Neste caso o estudo dá-se por etapas de corte dos 4 rasgos no perfil, uma vez que o perfil de certa forma vai ser cortado sucessivamente em quatro passos. Os passos de maquinação têm por base o processo de corte da máquina que se divide por partes, cortando uma de cada vez havendo assim uma separação entre os quatro cortes, originando um provete final unido nos quatro cantos por uma porção de material, como nos ilustram as Figuras seguintes.

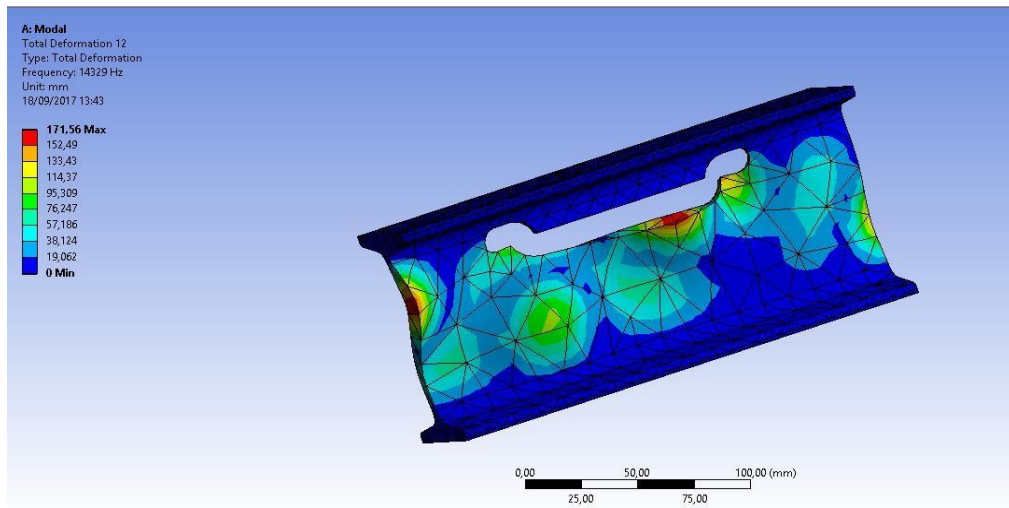


Figura 22: 1ª Maquinagem(Flexão).

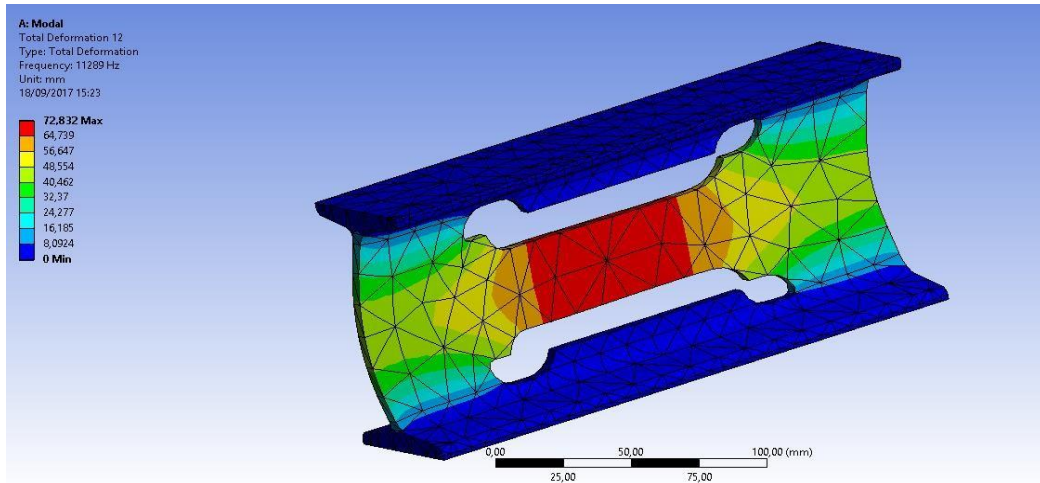


Figura 23: 2ª maquinagem (Flexão).

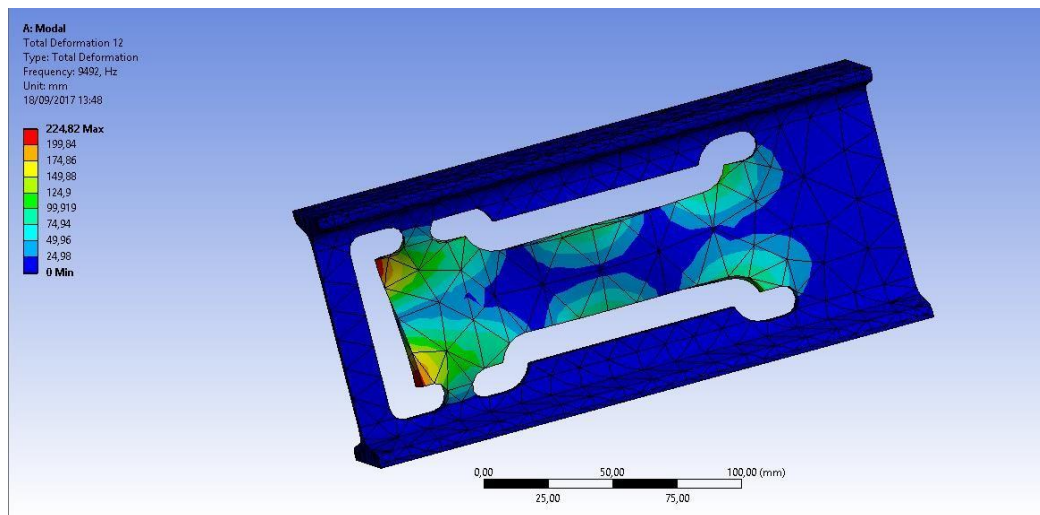


Figura 24: 3ª Maquinagem (Torção).

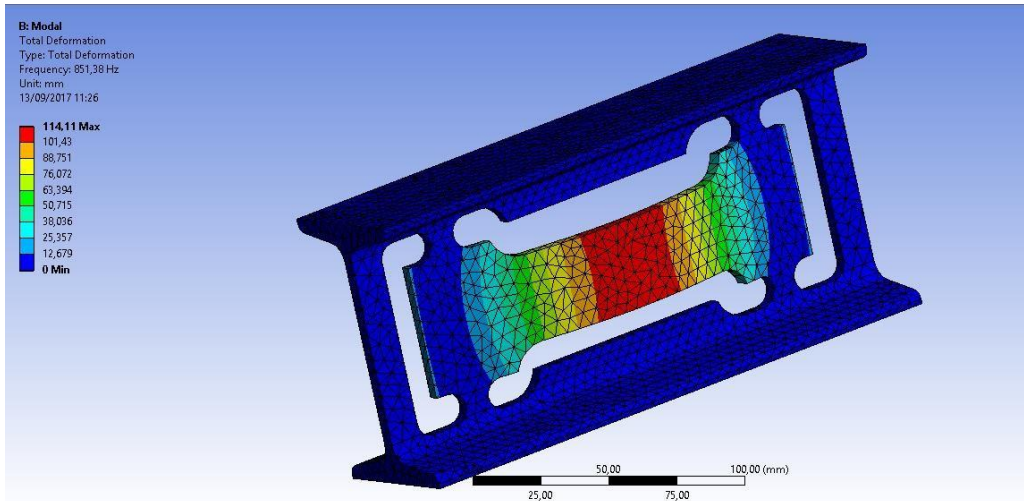


Figura 25: 4ª Maquinagem (Flexão)

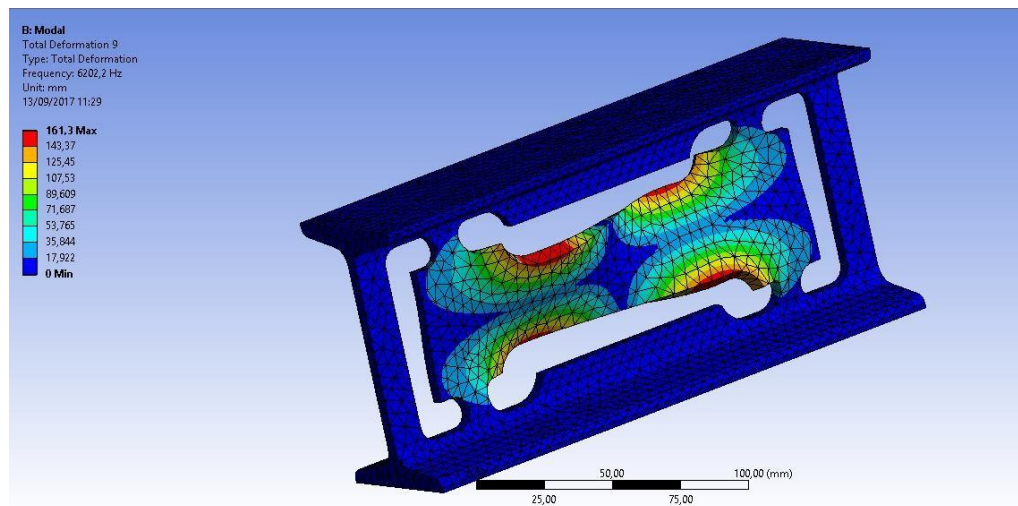


Figura 26: 4ª Maquinagem (Flexão + Torção)

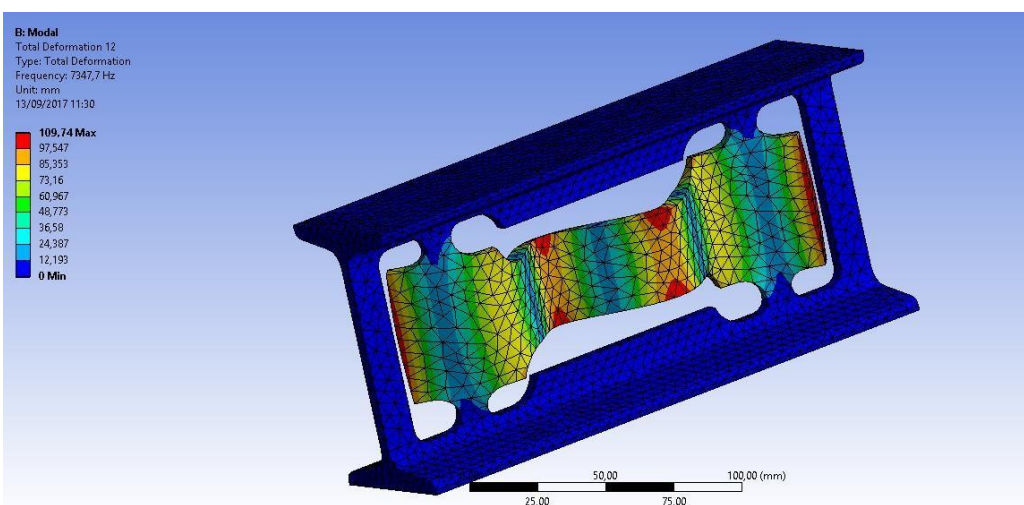


Figura 27: 4ª maquinagem (Flexão)

Capítulo 4

4. Ensaaios experimentais

4.1 Equipamento para Ensaio

Para a medição das vibrações durante a maquinagem foi utilizado um acelerómetro triaxial da PCB Piezotronics [as características encontram-se referenciadas no anexo VI], ligado a uma placa de aquisição de dados da National Instruments. O tratamento da resposta foi realizado com o software *labView*. Os dados foram tratados de forma a obter média dos valores nos intervalos de funcionamento/maquinagem pretendidos. O Perfil de aço é apresentado na Figura 29, bem como o equipamento de excitação e leitura na figura 28.

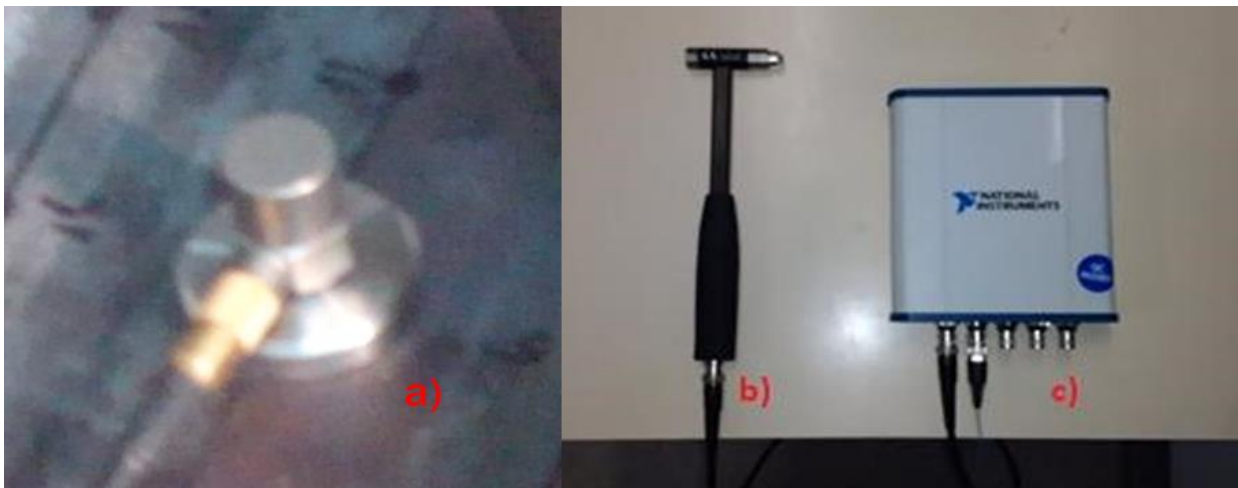


Figura 28: Instrumentação para medição das frequências próprias: (a) Acelerómetro (b) PCB 86C03 e (c) NI 4431 USB

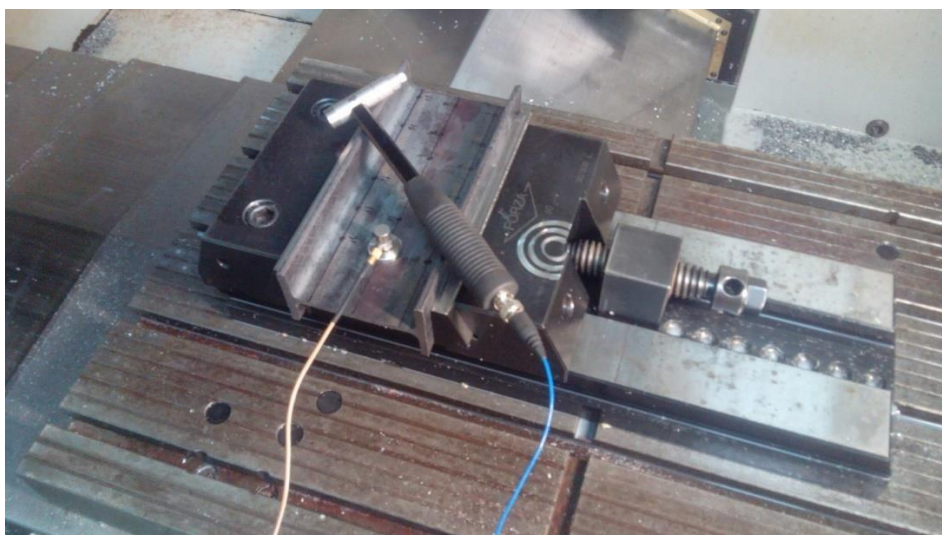


Figura 29: Perfil de aço para ensaio.

Todos os ensaios foram realizados na fresadora CNC (Deckel Maho DMC 63V) presente no LTM, representada na figura 30.



Figura 30: Fresadora CNC DECKEL MAHO DMC 63V (LTM-IPB).

No anexo I estão apresentados os dados técnicos da fresadora CNC e no anexo II os dados técnicos das ferramentas de fresagem.

Como já foi referido, para medir as vibrações produzidas durante o processo de fresagem foi utilizado um acelerómetro triaxial (PCB Piezotronics, modelo 356B18), colocado no centro do eixo da máquina, o mais próximo possível da ferramenta de corte (figura 31). O sinal resultante do acelerómetro foi obtido com recurso a uma placa de aquisição de sinal para a vibração National Instruments, modelo USB NI-4431 que depois foi processado através do software LabView. Os valores observados foram a amplitude de vibração e o valor eficaz (RMS) durante o período de medição.



Figura 31: Ferramenta de fresagem na máquina ferramenta cnc com o acelerómetro triaxial instalado na arvore.

4.2 Medição das frequências naturais em regime livre

Neste ensaio começou-se por proceder a uma marcação numerada de 18 pontos espaçados regularmente (mas com disposição inicial aleatória) de forma a servir de referência aos sucessivos ensaios de excitação do perfil por meio do martelo de impacto.

A figura 32 ilustra os pontos marcados no perfil metálico. A título de exemplo, no ponto 12 foi instalado o acelerómetro através de um base magnético e de seguida foi dado um impulso em cada ponto através do martelo de impacto.



Figura 32: Marcação do perfil para ensaio experimental.

De forma a reduzir a incerteza nas medições, foram realizadas três medições em cada ponto que servirão para obter um valor médio. Com base nos resultados obtidos é possível identificar as frequências de vibração (Tabela 9).

Tabela 9- Frequências naturais de vibrações obtidas por via experimental para condição livre.

Ordem	Frequência [Hz]
6	1,76E+03
7	1,91E+03
8	2,01E+03
9	2,14E+03
10	2,19E+03
11	2,22E+03
12	2,33E+03

Como se pode verificar, a Tabela 9 inicia com o modo 6 pelo que não faz sentido apresentar os resultados anteriores, bem como os do ensaio numérico, já que se tratam de descolamentos de corpo rígido, não tendo interesse para este estudo.

4.3 Medição das frequências naturais com o perfil bi-encastrado na prensa

Neste ensaio procede-se ao mesmo método já anteriormente mencionado para o regime livre, mas, neste caso, o perfil encontra-se preso na prensa de apertos da fresadora. Como as condições de rigidez do perfil se alteram, as frequências naturais serão também distintas das que foram medidas na condição de regime livre.

A figura 41 ilustra o ensaio experimental realizado. Tal como no corpo livre foi colocado o acelerómetro no ponto 12 e sucessivamente foram excitados todos os pontos, com três repetições em cada ponto.

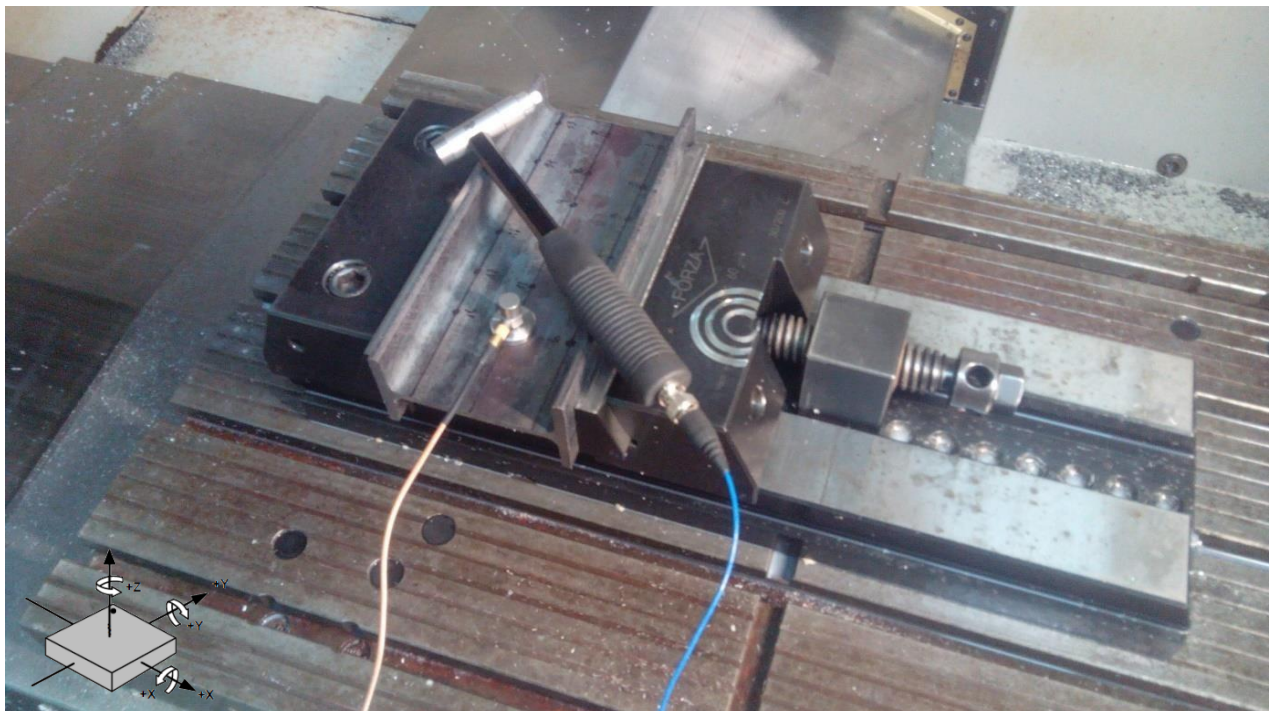


Figura 33: Procedimento experimental para ensaio do perfil bi-encastrado à prensa.

A Tabela 10 indica os resultados numéricos obtidos com este ensaio. Como se pode verificar existe um maior valor das frequências em relação ao perfil livre.

Tabela 10- Frequências naturais de vibrações obtidas por via experimental para condição bi-encastado.

Ordem	Frequência [Hz]
6	1,64E+03
7	1,93E+03
8	2,01E+03
9	2,02E+03
10	2,22E+03
11	2,30E+03
12	2,54E+03

Como no ensaio corpo livre, neste caso opta-se de igual modo por apresentar os dados na Tabela 8 a partir do modo 6 já que os anteriores são vibrações associadas a um movimento de corpo rígido e conseqüentemente não têm relevância para o estudo.

4.4 Ensaio experimental maquinagem em CNC

Neste ensaio foi implementado uma aquisição das acelerações em dois eixos ortogonais no plano horizontal na máquina ferramenta através de um acelerómetro triaxial colocado na árvore da fresadora CNC e outro biaxial colocado no perfil. O acelerómetro colocado na árvore mediu as frequências de vibrações nos eixos x , y , e o acelerómetro colocado no perfil mediu as frequências no eixo z . Nesta fase de ensaio experimental a aquisição é de maior intervalo de tempo com duração de cerca de cinco minutos, tendo cada etapa uma duração de aproximadamente um minuto. Convém referir que nas transições de etapa para etapa de corte existem algumas frequências de vibração que são introduzidas pelo movimento da máquina que, devido a sua reduzida magnitude não são relevantes para o estudo em causa, sendo, no entanto, captadas pelos acelerómetros devido à sua elevada sensibilidade. Essas vibrações são correspondentes aos intervalos de tempo 100s, 200s, 275s, e 325s como ilustrado na figura 34. Com isto é possível concluir que o próprio conjunto peça-ferramenta-máquina está em constante vibração.

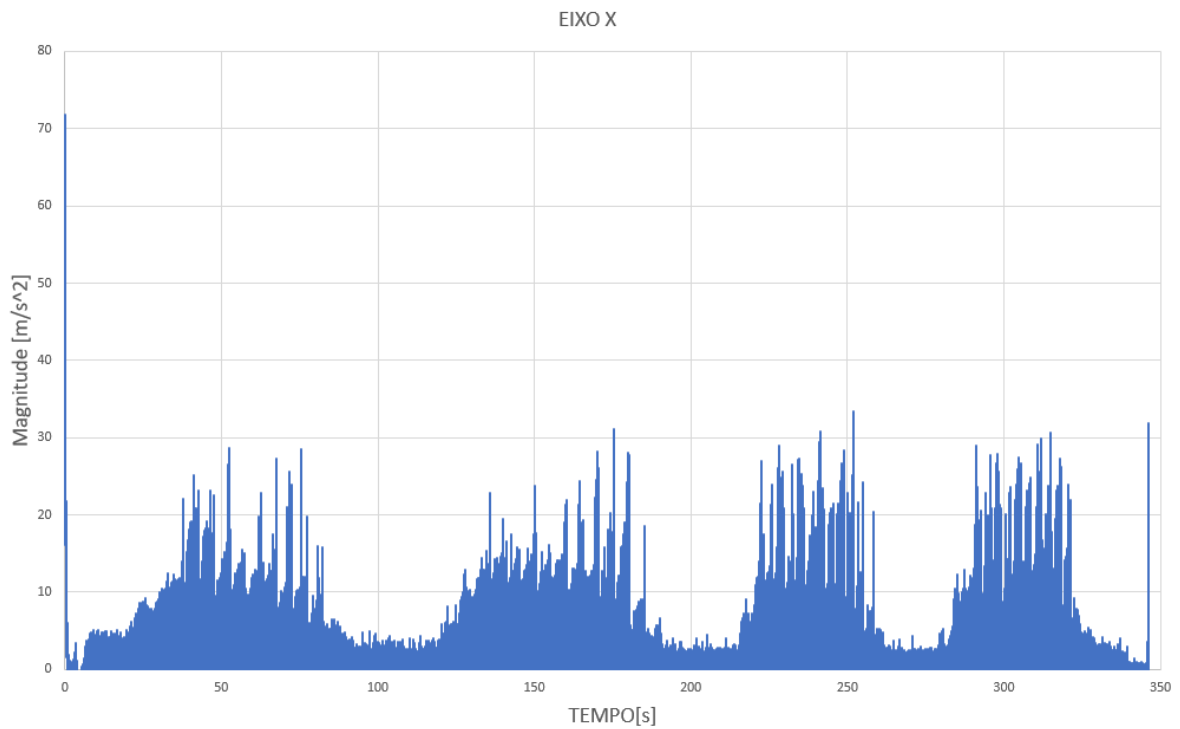


Figura 34: Gráfico de frequências eixo x obtido com o acelerômetro triaxial na árvore da ferramenta.

A Figura 35 permite analisar com maior detalhe os resultados obtidos (peça maquinada por partes em que existe fases de maquinagem e outras de repouso). Neste gráfico estão indicadas as frequências que demonstram a maior magnitude de vibração do conjunto máquina-provete.

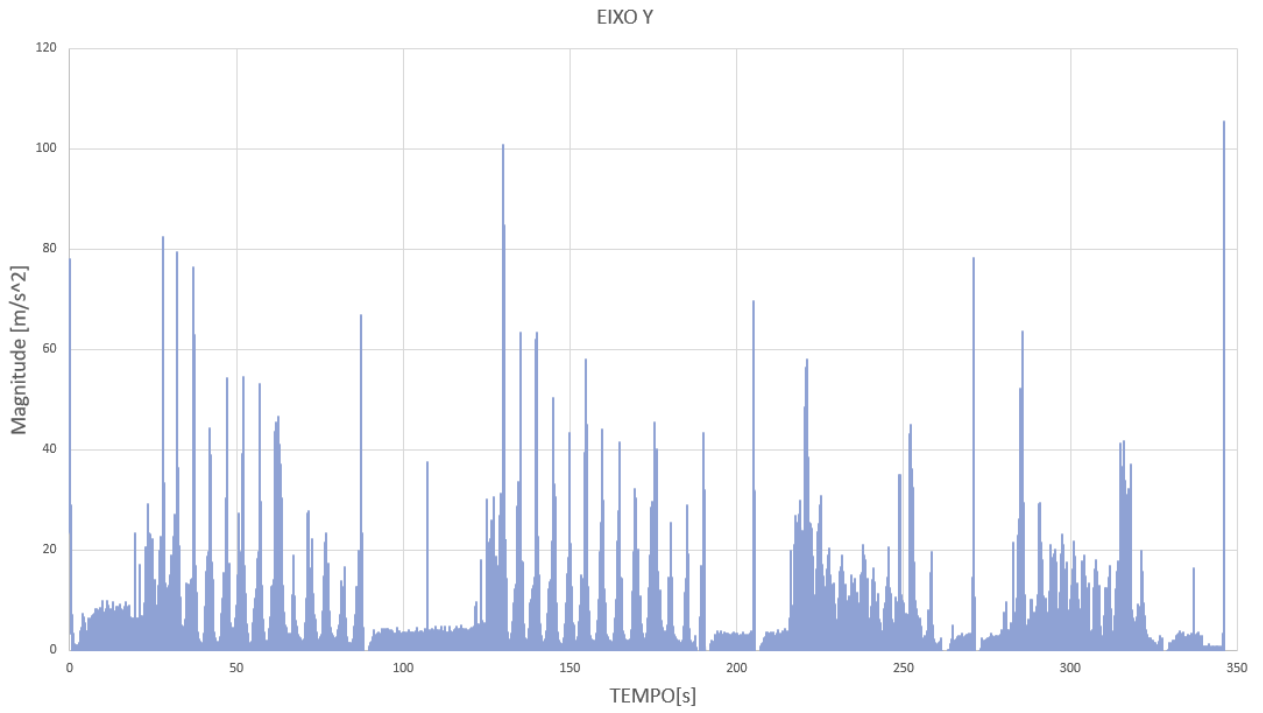


Figura 35: Gráfico frequências eixo y obtido com o acelerómetro triaxial na árvore da ferramenta.

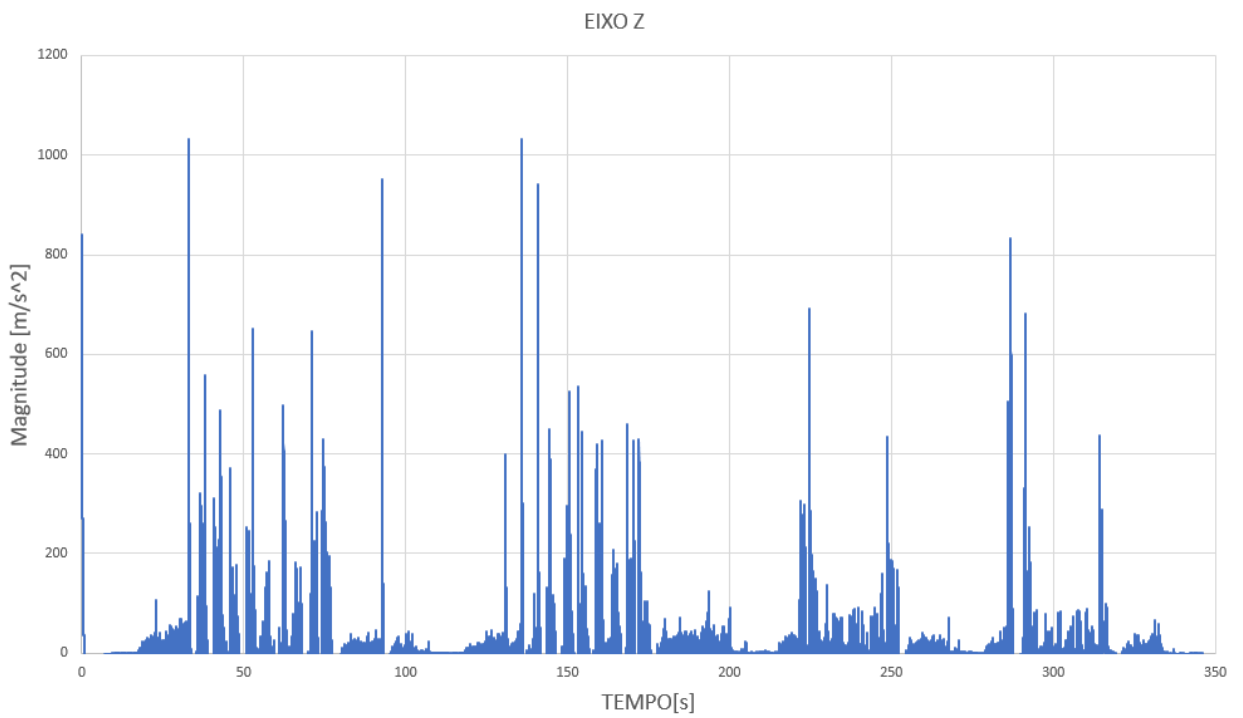


Figura 36: Gráfico frequências eixo z obtido com o acelerómetro biaxial colocado no perfil preso.

Capítulo 5

5. Discussão dos resultados Obtidos

Neste capítulo são listados os resultados alcançados no estudo das vibrações medidos ao longo dos ensaios. É feita uma pequena comparação tabelada e graficada dos métodos utilizados (numérico e experimental) para cada meio em que o perfil foi sujeito.

5.1 Resultados obtidos na simulação numérica para a frequência natural

Segundo a figura 37 é possível notar que o ensaio experimental traduz um maior valor de resultados mediante a excitação do perfil para 12 pontos de vibração. No caso do ensaio numérico, só a partir do 6º ponto é que deixa de existir deslocamento do corpo rígido e nota-se que aproximadamente a partir do 9º ponto existe uma coerência dos dois ensaios, se bem, que valores mais elevados em relação entre si. Sendo os resultados parcialmente discrepantes os valores são aceitáveis (Tabela 11) dado que os meios de experimental para numérico diferem muito.

A tabela 11 demonstra uma comparação de frequências para as 4 etapas do perfil a ser maquinado. Dá-se conta que existe uma diminuição de corte para corte, isto porque o efeito da compressão da prensa no perfil e as etapas de retirada de material atenuam quanto à sua rigidez.

Tabela 11- Comparação de frequências em perfil bi-encastado maquinado.

ORDEM	CORTE 1	CORTE 2	CORTE 3	CORTE 4
1	2269,9	1073,9	996,09	851,38
2	3819,7	2641,9	2501,8	2181
3	4626	3735,2	3470,7	3068,7
4	4929,2	4353,3	3688,5	3340,2
5	6074,8	4956,3	4124,1	3368,5
6	8062,1	5323,1	4578,1	3921,9
7	10107	6957,6	5264,5	3925,1
8	10887	7250,5	7090,5	4691,8
9	11500	7560	7129,3	6202,2
10	12768	9116,9	7476,8	6533,5
11	13209	10368	9241,8	7229,6
12	14329	11288	9492	7347,7

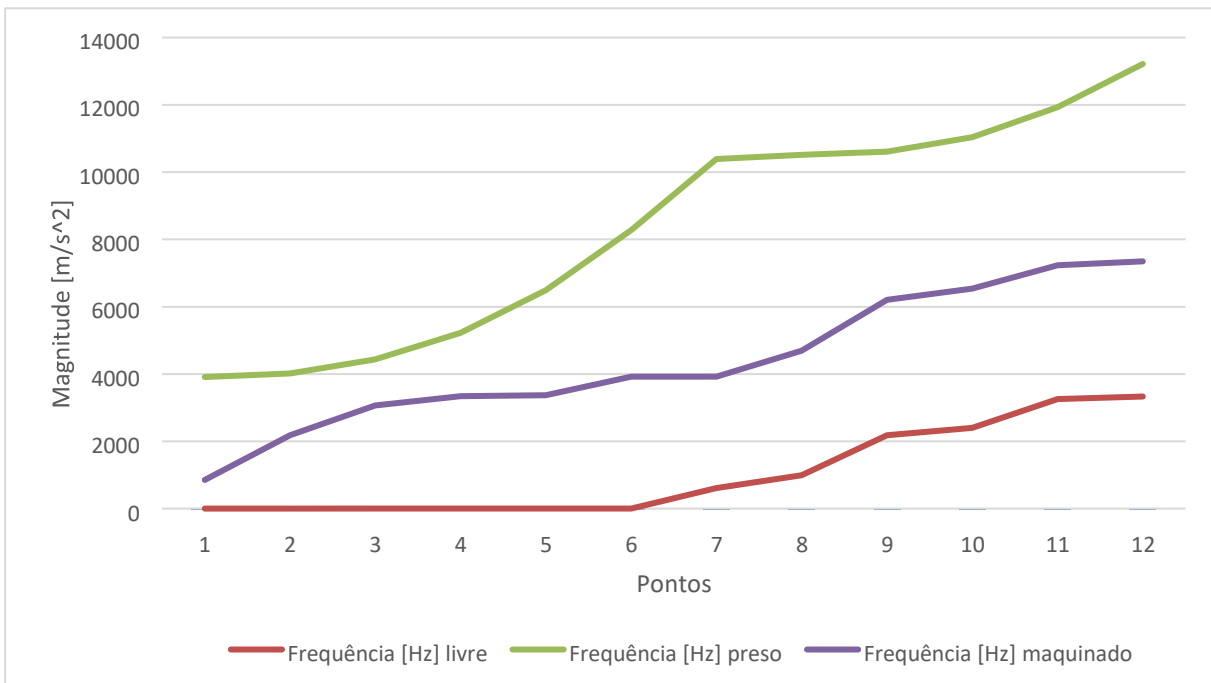


Figura 37: Ilustração demonstrativa da variação de frequências para os três estados.

5.2 Resultados obtidos segundo o perfil preso na prensa

Neste caso não se pode proceder a uma comparação direta entre resultados dos dois estudos porque, como ilustra a Figura 38, os valores obtidos diferem significativamente. Isto deve-se ao facto de que no estudo numérico o perfil está modelado com ligações ao exterior (apoios) sem

alteração das características do sistema, enquanto que no modelo experimental o provete esta monoliticamente unido à máquina CNC o que altera as características do sistema, nomeadamente a massa (que passa a ser conjunta) e a rigidez. Seria possível fazer um estudo numérico mais rigoroso ou mais aproximado à realidade, mas teria de se proceder à modelação conjunta em elementos finitos da máquina CNC e do provete (ou introduzir as características da CNC no modelo numérico) dado que não é possível realizar esta modelação em tempo útil, optou-se por continuar o trabalho analisando apenas a influência das frequências de cada sistema na maquinação do provete.

Tendo em conta o acima descrito procede-se a uma comparação experimental entre livre e preso, já que os resultados experimentais se apresentam mais consensuais.

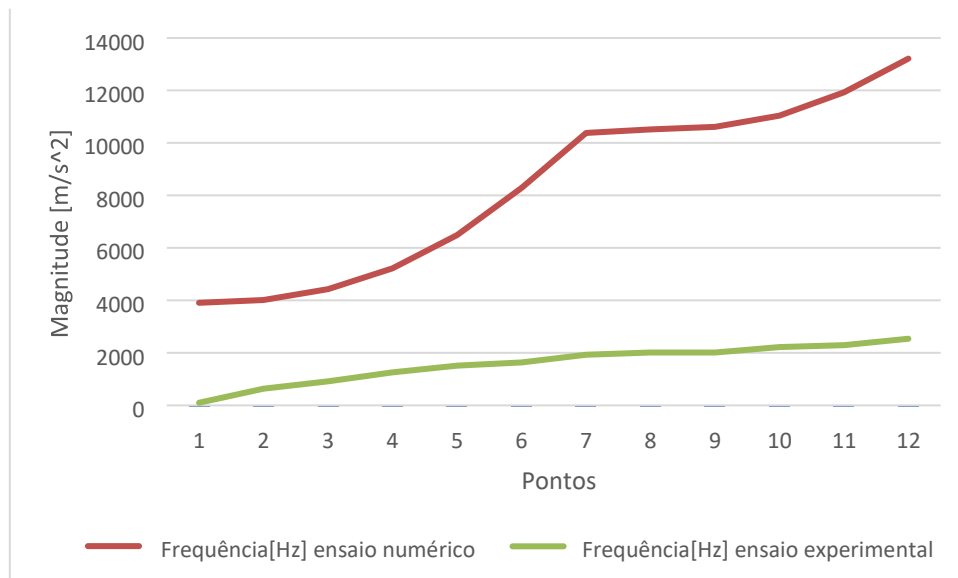


Figura 38: Comparativo de frequências

Com base nos resultados ilustrados na Figura 39 verifica-se que no sistema livre as frequências são mais díspares, enquanto que, no perfil com ligações ao exterior a variação das frequências de vibração é mais linear.

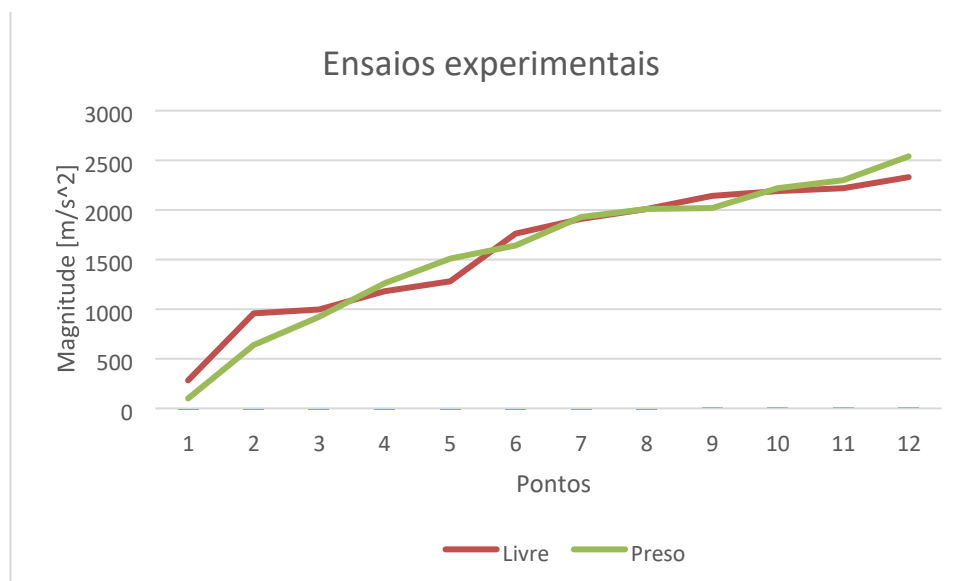


Figura 39: Comparação de frequências entre livre e preso.

Os resultados são genéricos, mas nota-se que o perfil com ligações ao exterior tem um aumento das frequências de vibração, verificando-se que as frequências que eram baixas no sistema livre passaram a ser mais elevadas quando provete se encontra ligado ao equipamento CNC.

5.3 Resultados da maquinagem do perfil em CNC

Neste caso verifica-se uma diferença entre dados retirados dos três eixos, x , y e z apresentam umas magnitudes de vibração próximas entre elas, mas em z existe uma disparidade mais acentuada. De resto, as magnitudes retiradas em z são mais revelantes dado que o acelerómetro se encontra imediatamente por baixo e em contacto com o perfil maquinado. Já as acelerações em x e y diferem um pouco em magnitude uma vez que o acelerómetro está em contacto com a árvore da máquina, uma peça de elevado volume e rigidez. Neste caso as magnitudes de vibração não são revelantes.

Capítulo 6

6 Conclusões e trabalhos futuros

6.1 Conclusões

Com base nos resultados obtidos pode-se concluir que os objetivos inicialmente propostos foram atingidos.

Assim, as vibrações são um problema na maquinagem e podem afetar uma boa qualidade de acabamento. O problema das vibrações em maquinagem é abordado metodicamente, em perfeita coerência com o sistema de referência, fornecendo um método prático baseado na análise de rigidez e frequências. A rigidez é calculada ou medida por meios simples, no lado da peça de trabalho e no lado da ferramenta. Esta análise possibilita fazer comparações, escolhas, propor melhorias e verificar se elas são efetivas. Tudo isso ajuda efetivamente a escolha de um intervalo de maquinagem efetivo, garantindo a rigidez necessária. As frequências de vibração são simplesmente medidas e permitindo encontrar os maiores picos de vibração e zonas do maquinado, evitando vibrações ao mesmo tempo em que maximizam a produtividade. Os ensaios tornaram-se importantes para uma conclusão final, bem como os ensaios numéricos serviram de suporte e orientador para um melhor estudo experimental.

Para testar a tecnologia de análise dinâmica é usado principalmente para a determinação da estrutura inerente modal dos dois parâmetros básicos: frequências naturais, forma modal e características de vibração livre, de acordo com a tecnologia de análise modal experimental da frequência natural e a animação em modo vibração mostra a característica inerente da estrutura. Bem como no estudo experimental, as estruturas à compressão e sua conseqüente maquinação afetam uma redução dos modos de flexão. A estrutura da frequência inerente, à melhoria do

projeto da estrutura pode ser realizada para tornar a frequência natural da máquina-ferramenta na máquina de processamento real evita situações de incentivos externos de frequência:

- O resultado da análise modal experimental pode ser visto nos pontos 6, 8, 10 e 12, a peça à máquina. A flexão, a torção da coluna de vibração é bastante óbvia, é principalmente por causa da coluna de habilidade anti flexão e inadequada.
- Observando a análise modal experimental de cada ponto de obtenção, a máquina-ferramenta é a base da parte de combinação, que tem rigidez insuficiente, pode por sua vez ter pouca força de aperto da peça à prensa, ou a disposição não é razoável da prensa de conexão em causa.

Através da análise do modal experimental da máquina-ferramenta, também pode aprender sobre cada rigidez de flexão de componentes e distribuição de rigidez de torção, fornecendo assim a base necessária e a referência para o projeto de otimização da dinâmica da máquina-ferramenta.

Todo este estudo poderia ser completado com uma obtenção de modos de vibração, seria assim estudo mais completo, mas também muito mais ambicioso. A obtenção desses modos origina outro grande grupo em estudo para assim melhor concluir os resultados presentes, mas no presente trabalho não foi possível essa apresentação.

Com o culminar dos sucessivos estudos facilmente se pode chegar a uma ideia inicial de como intervir na magnitude de flexão e torção para seu diminuir. Tratando-se de um perfil pequeno, de pouca massa e fraca rigidez à flexão, é esperado que as aplicações de corpos livres conectados ao perfil intervenham no seu melhoramento com a baixa de frequências e seus picos.

6.2 Propostas para trabalhos futuros

Futuramente, e no seguimento deste trabalho, pode ser realizado um ensaio em complemento aos já apresentados de forma a que se minimizem as vibrações presentes no perfil, bem como já referido anteriormente um outro estudo pegando nos já efetuados, de obtenção dos modos de vibrar.

Desde de os tempos vindouros que é estudado de enumeras maneiras a forma de atenuar as vibrações presentes nos mais variados perfis e outros. A maquinagem sempre será um método mecânico que pode ser melhorado, assim dessa forma é conhecido que uma das formas pouco estudadas que pode atenuar algumas vibrações é a adição de massa ao maquinado em zona certa.

O método de adição de massas externas à peça a ser maquinado pode atenuar um completo de excitações que estão em ação no perfil. Já que este método, foi testado em alguns estados.

Contudo no presente projeto não foi possível proceder a esse estudo, já que antes dessa fase é necessário fazer um estudo intensivo como o aqui demonstrado para poder analisar a melhor a zona do perfil. Assim se propõe um estudo complementar aos resultados obtidos de forma a minimizar por meio de massas, as frequências instaladas no perfil e por sua vez poder chegar a uma conclusão de fiabilidade ou não fiabilidade do método.

Referências

- [1] NIK MUHAMMA SALAHUDDIN, “*Modal Analysis on cnc Milling Cutting Tool*”, pp. 1–2, 2013.
- [2] M. R.-S. Miguélez, “*Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers*” *Int. J. Mech. Sci.*, 2010.
- [3] G. C. Quintana, “*Chatter in machining processes: A review*” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 51, pp. 363–367, 2011.
- [4] S. Tobias, “*Machine Tool Vibration Blackie and Sons Ltda.* ”, 1965.
- [5] Y. Altintas, “*Manufacturing Technology*”, 2008.
- [6] R. C. Santos, “*A contribution to Improve the Accuracy of Chatter Prediction in Machine Tools Using the Stability Lobe Diagram*” *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 136, no. 2, 2014.
- [7] M. Z. Wang, “*Design and implementation of non- linear TMD for chatter suppression: an application in turning processes*” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 50, pp. 474–479, 2010.
- [8] K. H. Hajikolaie, “*Spindle speed variation and adaptive force regulation to suppress regenerative chatter in the turning process*” *J. Manuf. Process.*, vol. 12, pp. 106–115, 2010.
- [9] Phillip J. Ross, “*Taguchi techniques for quality engineering*”, 2ª Edição. .
- [10] M. R., M. D.C., and C. Anderson-Cook, “*Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Design of Experiments 3ª edição*”.
- [11] H. Gerling, “*Alrededor de las máquinas herramientas*”, 1957.
- [12] A. F. A. Completo, João Paulo Davim, “*Tecnologia de Fabrico*”.
- [13] J. Ribeiro, “*Tecnologia Mecânica II*” 2013.
- [14] J. P. Correia, “*Maquinagem de Alta Velocidade - Fresagem / CNC*”, 2006.
- [15] S. B. (2013) Gil, “*Processos de Mecanizado*”, 2013.
- [16] C. Drozda, T. J., & Wock, “*Tool and Manufacturing Engineers Handbook – Machining*”, 1983.
- [17] C. Relvas, “*Controlo Numérico Computorizado: Conceitos Fundamentais*. 2012.

- [18] C. E. Stemmer, “*Ferramentas de corte II*” 1995.
- [19] K. W. Boothroyd G., “*Fundamentals of machining and machine tools*”, 1989.
- [20] N. L. Dinis, A. E., Marcondes, F. C., & Coppini, “*Tecnologia da usinagem dos materiais*”, 1999.
- [21]
- [22] A. Krelling, “*Parâmetros de corte no processo de usinagem:fresamento*” 2016. [Online]. Available: <http://moodle.joinville.ifsc.edu.br/>.
- [23] M. P. Groover, “*Fundamentals_of_Modern_Manufacturing*”, 2010.
- [24] K. W. Boothroyd G., “*Fundamentals of machining and machine tools*”, 1989.
- [25] N. L. Dinis, A. E., Marcondes, F. C., & Coppini, “*Tecnologia da usinagem dos materiais*”, 1999.
- [26] H. H. Schulz, “*High-Speed Machining. Munchen: Carl Hanser Verlag*”, 1996.
- [27] Y. Altintas, “*Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Designer*”, 2000.
- M. P. Groover, “*Fundamentals_of_Modern_Manufacturing*”, 2010.
- [28] D. J. Ewis, “*Modal Testing Theory and Practice. Letchworth*”.
- [29] C. M. Crede, C. E., & Harris, “*Shock and Vibration Handbook*”.
- [30] B. E. Altintas Y., “*Analitycal Prediction of Stability Lobes in Milling*”, 1996.
- [31] T. Schultz, H., & Wurz, “*Balancing Requirements for Fast Rotating Tools and Spindle Systems*”, 1997.
- [32] H. B. Muhle, “*Mandrilamento com Cabeçotes de Excentricidade Regulável e Sistema de Balanceamento*” 2000.
- [33] G. Tlusty, “*Manufacturing Process and Equipment*”, 2000.
- [34] “National Instruments,” 2016. [Online]. Available: <http://www.ni.com/dataacquisition/what-is/pt/>.
- [35] Wikipedia LabView,” 2016. [Online]. Available: <https://pt.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>.
- [36] D. J. Ewis, “*Modal Testing Theory and Practice. Letchworth*”.
- [37] C. M. Crede, C. E., & Harris, “*Shock and Vibration Handbook*”.

- [38] B. E. Altintas Y., “*Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling*”, 1996.
- [39] T. Schultz, H., & Wurcz, “*Balancing Requirements for Fast Rotating Tools and Spindle Systems*”, 1997.
- [40] H. B. Muhle, “*Mandrilamento com Cabeçotes de Excentricidade Regulável e Sistema de Balanceamento*” 2000.
- [41] G. Tlustý, “*Manufacturing Process and Equipment*”, 2000.
- [42] T. Dias, N. Paulo, L. Queijo, H. Lopes, M. B. César, and J. Ribeiro, “*Milling Parameters Optimization for Minimize the Chatter Effect in Surface Quality*. CONTROLO 2016 - Proceedings of the 12th Portuguese Conference on Automatic Control, 2016.
- [43] “steel-grades.” [Online]. Available: <http://www.steel-grades.com/Steel-grades/Toolsteel-Hard-alloy/1-2738.html>. [Accessed: 20-Jun-2007].
- [44] “Palbit Plus 49095.” [Online]. Available: <http://www.palbit.pt/en/products.7/cuttingtools.813/milling.814/profiling.823/plus-49095-%7C-wnhu-04t310.a4844.html>.
- [45] “Palbit WNHU.” [Online]. Available: <http://www.palbit.pt/en/products.7/cuttingtools.813/inserts.897/milling-inserts.898/wnhu.a5197.html>.

Anexos

Anexo I- Dados técnicos Deckel Maho DMC 63V.

Tabela I- Dados técnicos Deckel Maho DMC 63V.

Dados técnicos	
Fabricante	Deckel Maho
Modelo	DMC 63V
Tipo CNC	Siemens Sinumerik 810D
Ano	1998
Peso	4200 kg
Medidas	L 2700 x W 1900 x H 2400 mm
Especificações	Sistema de refrigeração
	Sk40
	Digital display
	24 specialized tool change
	380 Volt
	Feeds X Y Z feed automatically
	Stepless gearbox 0-8000 rev / min
	Processing area x 630 y 500 z 500 mm
	Table size 800 x 500 mm
	Table load 500 kg

Anexo II- Dados técnicos da ferramenta de fresagem.

Tabela II- Dados técnicos da ferramenta de fresagem.

Milling tool PLUS 49095	
Order code	181030500
Reference	025R49095-04-07-M12030
K_r (°)	95°
D_c (mm)	25
M	M12
dg (mm)	21
L (mm)	30
ap (mm)	0.3
Z effective cutting edge	4
Coupling type	Threaded Coupling
Axial (°)	-7°
Tool hand	Right
Weight (kg)	0.09

Anexo III- Propriedades da pastilha de fresagem.

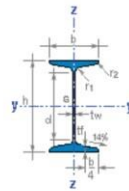
Tabela III- Propriedades da pastilha de fresagem [34].

WNHU	
Order code	1110783M6
Reference	INSERTS WNHU 04T310 PH6103
IC (mm)	6,35
S (mm)	3,97
I (mm)	2.8
R (mm)	1
Z effective cutting edge	6
Tolerance class insert	H

Coating		PVD	
Work hand		L,R	
CUTTING CONDITIONS			
P = Steel	P	01 – 05	
	Vc	200 – 300 m/min	
	fz	0,1 – 0,3 mm/t	
	ap		
K = Cast Iron	K	01 – 05	
	Vc	200 – 300 m/min	
	fz	0,1 – 0,3 mm/t	
	ap		
H = Hardened steel	Vc	120 – 180 mm/min	

Anexo IV- Propriedades do perfil maquinado

Perfil IPN



Designación	M kg/m	P kN/m	h mm	b mm	tw mm	tf mm	r1 mm	r2 mm	d mm	A cm ²	Iy cm ⁴	Wy cm ³	Iy cm	Wply cm ³	Iz cm ⁴	Wz cm ³	Iz cm	Wplz cm ³	It cm ⁴	Iw cm ⁶	AL m ² /m	AG m ² /t	Avz cm ²	Sy cm ³	sy cm
IPN 80	6.0	0.060	80	42	3.9	5.9	3.9	2.3	59.0	7.6	77.8	19.5	3.20	22.8	6.3	3.0	0.91	5.0	0.9	90	0.304	51.09	3.41	11.4	6.8
IPN 100	8.3	0.083	100	50	4.5	6.8	4.5	2.7	75.7	10.6	171.0	34.2	4.02	39.8	12.2	4.9	1.07	8.1	1.6	270	0.370	44.47	4.85	19.9	8.6
IPN 120	11.1	0.111	120	58	5.1	7.7	5.1	3.1	92.4	14.2	328.0	54.7	4.81	63.6	21.5	7.4	1.23	12.4	2.7	690	0.439	39.38	6.63	31.8	10.3