



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CAMPUS DE CURITIBA
DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
E DE MATERIAIS - PPGEM

ADRIANO PERPÉTUO DE LARA

ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES NO PROCESSO DE
TORNEAMENTO INTERNO DA LIGA DE ALUMÍNIO
6351-T6

CURITIBA
NOVEMBRO – 2017

ADRIANO PERPÉTUO DE LARA

**ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES NO PROCESSO DE
TORNEAMENTO INTERNO DA LIGA DE ALUMÍNIO
6351-T6**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Área de Concentração em Engenharia de Manufatura, do Departamento de Pesquisa e Pós- Graduação, do Campus de Curitiba, da UTFPR.

Orientador: Prof. Dr. Milton Luiz Polli

**CURITIBA
NOVEMBRO – 2017**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação

L318a
2017 Lara, Adriano Perpétuo de
Análise das vibrações no processo de torneamento interno da
liga de alumínio 6351-T6 / Adriano Perpétuo de Lara -- 2017.
121 f. : il. ; 30 cm.

Disponível também via World Wide Web.

Texto em português, com resumo em inglês.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Curitiba, 2017.

Bibliografia: f. 103-111.

1. Torneamento. 2. Ligas de alumínio. 3. Metais – Corte. 4. Usinagem. 5. Ferramentas para cortar metais. 6. Engenharia Mecânica – Dissertações. I. Polli, Milton Luiz, orient. II. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais. III. Título.

CDD: Ed. 23 – 620.1

Biblioteca Central da UTFPR, Câmpus Curitiba
Bibliotecária: Maria Emília Pecktor de Oliveira CRB9/1510



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

TERMO DE APROVAÇÃO DE DISSERTAÇÃO Nº 312

A Dissertação de Mestrado intitulada: **Análise Das Vibrações No Processo De Torneamento Interno Da Liga De Alumínio 6351-T6**, defendida em sessão pública pelo Candidato **Adriano Perpétuo de Lara**, no dia 28 de novembro de 2017, foi julgada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração: Engenharia de Manufatura, e aprovada em sua forma final, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais – PPGEM.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Milton Luiz Polli - Presidente - UTFPR

Prof. PhD. Álisson Rocha Machado - PUC-PR

Prof. Dr. Eduardo Mauro do Nascimento - UTFPR

Prof. Dr. Marcio Henrique de Avelar Gomes - UTFPR

A via original deste documento encontra-se arquivada na Secretaria do Programa, contendo a assinatura da Coordenação após a entrega da versão corrigida do trabalho.

Curitiba, ____ de _____ de 20__.

Carimbo e assinatura do Coordenador do Programa

À minha avó materna
Gisela (*in memoriam*).

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Milton Luiz Polli, pela confiança, paciência, ensinamentos e orientação ao longo do desenvolvimento dessa dissertação.

Aos professores do PPGEM-UTFPR: Carla Amodio, Cássia Ugaya, Milton Borsato, Paulo César Beltrão e Carlos Cziulik, pelo conhecimento proporcionado ao longo do curso.

Aos professores do DAMEC-UTFPR : Aldo, Aloísio Schuitek, Daniel Hioki, Miraldo, Celso Salomon, Walter Mikos, Márcio Avelar e Sérgio Manenti pela contribuição na realização desse trabalho.

Aos professores da Faculdade Sociesc de Curitiba: Carlos Eduardo Costa e Enéias Schwebel pela valorosa contribuição para a conclusão desse trabalho.

À Faculdade Sociesc de Curitiba pela disponibilização de seu Laboratório de Usinagem CNC para a realização desse trabalho.

Ao bolsista de iniciação científica Bruno Favretto, aos estagiários dos Laboratórios de Usinagem da UTFPR João e Gustavo, aos estagiários do Laboratório de Metrologia Guilherme e Raul e ao aluno de Tecnologia em Mecatrônica Industrial Jean Marcel Egles, que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho.

À minha esposa Valquíria e à minha sogra Ana Maria,
pela compreensão e estímulo.

A DEUS, por tudo.

“O afã por descobrir alimenta a criatividade em todos os campos, não só na ciência. Se chegássemos à meta, o espírito humano se murcharia e morreria.”

Stephen Hawking

LARA, Adriano Perpétuo de. **Análise das vibrações no processo de torneamento interno da liga de alumínio 6351-T6**, 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 121f.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar as vibrações no processo de torneamento interno utilizando um porta ferramentas com a relação comprimento/diâmetro alta. Ferramentas com alto comprimento em balanço são susceptíveis a ocorrência de vibrações regenerativas durante a usinagem, alterando a estabilidade dinâmica do processo e gerando um acabamento superficial indesejado. Testes realizados para a obtenção de dados foram feitos utilizando equipamentos de medição como microfone e plataforma para medição das forças. A proposta foi de analisar a influência de parâmetros de usinagem como rotação e profundidade de corte na estabilidade dinâmica do processo de torneamento interno da liga de alumínio 6351-T6. Para isso utilizou-se os dados gerados na elaboração de uma carta de estabilidade do processo. Simultaneamente efetuou-se as simulações no *software* Matlab utilizando um modelo pré-estabelecido e comparando com os resultados experimentais obtidos. Para a análise dos dados coletados pelo microfone utilizou-se uma placa de aquisição de sinais, um microcomputador e um *software* para análise, o ITA-Toolbox. Baixas velocidades de corte propiciam maiores profundidades de corte limite devido ao efeito de amortecimento. Os resultados mostraram que este fenômeno começa a ser significativo quando a relação entre a frequência de vibração e a frequência de rotação é de aproximadamente 30 e aumenta consideravelmente para uma relação de 60. Os resultados também mostraram que para profundidades de corte abaixo do raio de ponta da ferramenta tem-se cortes instáveis porém de acordo com os modelos existentes na literatura, para um valor suficientemente abaixo da profundidade de corte o processo é sempre estável.

Palavras-chave: vibrações regenerativas; *chatter*; torneamento interno; liga de alumínio.

LARA, Adriano Perpétuo de. **Analysis of vibrations in the aluminum alloy 6351-T6 boring process**, 2017. Dissertation (Master's degree in Engineering) – Graduate Program in Mechanical and Materials Engineering, Federal Technological University of Paraná, Curitiba, 121f.

ABSTRACT

This work aims to analyze the vibrations in the boring process using a tool holder with high overhang. Tools with high overhang are susceptible to the occurrence of regenerative vibrations during machining, altering the dynamic stability of the process and generating an undesired surface finish. Tests performed to obtain data were made using measuring equipment such as microphone and platform for measuring forces. The proposal was to analyze the influence of machining parameters such as cutting speed and depth of cut in the dynamic stability of the aluminium alloy 6351-T6 boring process. For this purpose, the data generated in the process stability chart was used. Simulations were performed in the Matlab software using a previous model and compared with the experimental results. For the analysis of the data collected were used a microphone, a signal acquisition board, a microcomputer and a software for analysis, the ITA-Toolbox .In the end, the results showed that the depth of cut and the cutting speed have great influence on the vibration and on the stability of the boring process. Low cutting speeds provide greater cut depth of cut due to the damping effect. The results showed that this phenomenon begins to be significant when the relation between the frequency of vibration and the frequency of rotation is of approximately 30 and increases considerably to a ratio of 60. The results also showed that for depths of cut below the tool nose radius has unstable cuts but according to the models in the literature, for a value sufficiently below the depth of cut the process is always stable.

Keywords: chatter; regenerative vibrations; boring process; aluminium alloy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Número de publicações sobre vibrações regenerativas por ano	24
Figura 2 - Linhas de pesquisa focadas na vibrações regenerativas.....	25
Figura 3 - Número de publicações sobre vibrações regenerativas entre 1971 e 2012.....	26
Figura 4 - Média da utilização do alumínio na indústria automotiva.....	28
Figura 5 - Representação de um sistema com um grau de liberdade.....	35
Figura 6 - Partes imaginária e real da função transferência.....	36
Figura 7 - Análise modal experimental.....	38
Figura 8 - Regeneração das ondas com diferentes ângulos de fase.....	41
Figura 9 - Relação entre o amortecimento do processo e o ângulo de folga.....	42
Figura 10 - Modelo da dinâmica do processo de torneamento interno apresentado na tese de Zhang (1986).....	43
Figura 11 - Exemplo de uma carta de estabilidade.....	45
Figura 12 - Representação esquemática do teste com martelo de impacto.....	49
Figura 13 - Uso de sensores para reconhecimento das vibrações regenerativas.....	52
Figura 14 - Ilustração esquemática das direções das forças no torneamento interno.....	56
Figura 15 - Definição das forças e dos parâmetros de corte e geométricos no torneamento interno e distribuição da força de atrito ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta l_c	57
Figura 16 - Trajetória espiral da ferramenta de torneamento interno.....	58
Figura 17 - Modelo para o torneamento com um grau de liberdade.....	60
Figura 18 - Determinação experimental da FRF com martelo instrumentado de impacto.....	63

Figura 19 - Fluxograma da metodologia experimental utilizada no trabalho	63
Figura 20 - Perfilômetro Ótico 3D Modelo Talysurf CCI – Lite.....	64
Figura 21 - Equipamentos utilizados na captação do sinal de áudio.....	65
Figura 22 - Posicionamento do microfone na máquina para os experimentos	65
Figura 23 - Sistema para medição das forças de usinagem.....	66
Figura 24 – Inserto utilizado nos ensaios Iscar CCGT 09T304-AS IC20.....	67
Figura 25 – Porta-ferramenta utilizado nos ensaios Iscar S16QSCLCL-09	67
Figura 26 - Desenho dos corpos de prova.	69
Figura 27 - Condição de usinagem utilizada nos experimentos.....	71
Figura 28 - Condição de usinagem utilizada nos experimentos com $L/D = 6$	72
Figura 29 – Função resposta em frequência para $L/D = 6$	73
Figura 30 – Função resposta em frequência para $L/D = 7$	74
Figura 31 - Rugosidade em função da rotação para $a_p = 1$ mm.....	75
Figura 32 - Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para um corte estável – $a_p = 1$ mm, $n = 1.000$ rpm.....	76
Figura 33 - Perfil e a imagem 3D da ondulação transversal para um corte estável – $a_p = 1$ mm e $n = 1.000$ rpm.....	76
Figura 34 - Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para um corte instável – $a_p = 1$ mm e $n = 5.000$ rpm.....	77
Figura 35 -Perfil e a imagem 3D da ondulação transversal para um corte instável – $a_p = 1$ mm e $n = 2.250$ rpm.....	78
Figura 36 - Fotos da superfície das amostras para $a_p = 1$ mm.....	79
Figura 37 - Sinal de áudio para $a_p = 1$ mm.....	79
Figura 38 - Espectro do sinal de áudio para $a_p = 1$ mm – $n = 1.000$ rpm e $n = 5.000$ rpm.....	80
Figura 39 - Espectro do sinal de áudio para $a_p = 1$ mm.....	81
Figura 40 - Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para a amostra com furo cônico e usinagem com aumento gradual da profundidade de corte.....	82

Figura 41 - Sinal de áudio da amostra com furo cônico e usinagem com aumento gradativo da profundidade de corte.....	83
Figura 42 - Espectrograma do sinal de áudio para amostra com furo cônico e usinagem com aumento gradual da profundidade de corte.....	84
Figura 43 - Sinal de áudio da amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte.....	85
Figura 44 - Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para a amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte	86
Figura 45 - Espectrograma do sinal de áudio para amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte.....	87
Figura 46 - Espectro do sinal de áudio para as amostras com furo cônico	88
Figura 47 - Carta de estabilidade para $L/D = 6$	89
Figura 48 Rugosidade em função da rotação para $a_p = 0,25$ mm.....	90
Figura 49 - Espectro do sinal de áudio para $a_p = 0,25$ mm.....	91
Figura 50 - Medição das forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,057$ mm/volta – $a_p = 1,5$ mm	92
Figura 51 - Gráfico de tendência dos valores da Força Passiva (F_p) – $n = 1.600$ rpm e $f = 0,104$ mm/volta	93
Figura 52 - Resultado simulação com $L/D = 6$ para $a_p = 0,5$ mm e $n = 2.000$ rpm – condição estável	96
Figura 53 - Resultado simulação com $L/D = 6$ para $a_p = 0,5$ mm e $n = 5.000$ rpm – condição instável.....	97
Figura 54 - Carta de estabilidade para $L/D = 6$ obtida a partir do Matlab e comparação entre resultados simulados e ensaiados	98
Figura 55 - Carta de estabilidade para $L/D = 7$ obtida a partir do Matlab e comparação entre resultados simulados e ensaiados	99
Figura B.1 - Medição das forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,042$ mm/volta – $a_p = 1,5$ mm.....	115
Figura B.2 - Medição das forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,073$ mm/volta – $a_p = 1,5$ mm.....	115

Figura B.3 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,094 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,5 \text{ mm}$	116
Figura B.4 - Sinal de áudio para $a_p = 0,25 \text{ mm}$ e $L/D = 7$	116
Figura B.5 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,119 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,5 \text{ mm}$	117
Figura B.6 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,135 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,5 \text{ mm}$	117
Figura B.7 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 0,25 \text{ mm}$	118
Figura B.8 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 0,5 \text{ mm}$	118
Figura B.9 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 0,75 \text{ mm}$	119
Figura B.10 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,00 \text{ mm}$	119
Figura B.11 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,25 \text{ mm}$	120
Figura B.12 - Medição das Forças de Usinagem (F_c) e de Avanço (F_f) em relação Ao avanço (f) – $v_c = 105,56 \text{ m/min}$, $a_p = 1,5 \text{ mm}$ e $\gamma_0 = +26^\circ$	120
Figura B.13 - Medição das Forças de Usinagem (F_c) e de Avanço (F_f) em relação ao comprimento de contato cavaco-ferramenta (l_c) – $v_c = 105,56 \text{ m/min}$, $a_p = 1,5 \text{ mm}$ e $\gamma_0 = +26^\circ$	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades mecânicas do material da ferramenta analisada.....	68
Tabela 2 - Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6351-T6.....	69
Tabela 3 - Composição química da liga de alumínio 6351-T6.....	70
Tabela 4 - Parâmetros de usinagem utilizados nos experimentos para $L/D = 6$	71
Tabela 5 - Parâmetros de usinagem utilizados nos experimentos para $L/D = 7$	71
Tabela 6 - Espectro das frequências para diferentes rotações e $a_p = 1\text{mm}$	81
Tabela 7 - Espectro das frequências para diferentes rotações e $a_p = 0,25\text{mm}$	91
Tabela 8 - Forças de usinagem medidas nos experimentos	92
Tabela 9 - Determinação da espessura média do cavaco (h_c).....	94
Tabela 10 - Determinação do comprimento de contato cavaco-ferramenta (l_c).....	94
Tabela 11 - Dados utilizados nas simulações do processo.....	95

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFC – Estrutura cúbica de face centrada.....	26
CAGR – Taxa de crescimento anual composta.....	28
FRF – Função resposta em frequência.....	44
AMB – Mancal magnético ativo.....	50

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras maiúsculas

C – Coeficiente de amortecimento da usinagem [N/m]

F_0 – Amplitude da força externa [mm].

$F(t)$ - Força externa que varia no tempo aplicada no modelo [N].

F_f – Força de avanço [N].

F_c – Força de corte [N].

F_p - Força passiva [N].

F_u - Força ativa de usinagem [N].

K – Constante de rigidez do sistema [N/m].

F_d – Força de amortecimento viscoso [N].

K_{te} – Coeficiente de corte devido à força de corte na aresta de corte [N/mm²].

K_{tc} – Coeficiente de corte devido à força de corte [N/mm²].

K_{fc} – Coeficiente de corte devido à força de avanço [N/mm²].

K_{fe} – Coeficiente de corte devido à força de avanço na aresta de corte [N/mm²].

E – Módulo de elasticidade [GPa].

I – Momento de inércia [mm⁴].

L – Comprimento em balanço da ferramenta [mm].

F_x – Força na direção x [N].

F_y – Força na direção y [N].

F_z – Força na direção z [N].

F_{fr} – Força de atrito [N].

T – Período do eixo-árvore [s].

A – Área do cavaco usinada [mm²].

R_c – Grau de recalque do cavaco.

Letras minúsculas

m - Massa do modelo [Kg].

a_p – Profundidade de corte [mm].

b – Largura de corte [mm]

c – Coeficiente de amortecimento do modelo [N.s/m].

x – Deslocamento do modelo na direção do movimento [mm].

x' – Velocidade do modelo na direção do movimento [mm].

x'' – Aceleração do modelo na direção do movimento [m/s²].

h - Espessura inicial do cavaco [mm].

h_c - Espessura média do cavaco deformado [mm].

f – avanço [mm/volta].

n – rotação do eixo-árvore da máquina[rpm].

r – Razão das velocidades angulares.

w_n – Frequência natural do sistema [rad/s].

e – Número de Euler.

w_d – Frequência natural amortecida [rad/s].

w – Frequência de vibrações [rad/s].

l_c – Comprimento de contato cavaco-ferramenta [mm].

k – Número inteiro das ondas na superfície usinada em uma rotação completa.

$h(t - T)$ – Espessura do cavaco na rotação anterior [mm].

\dot{u} – Velocidade na direção u [m/s].

u – Direção de amortecimento.

\ddot{u} – Aceleração na direção u [m/s²].

\dot{y} – Velocidade na direção y [m/s].

i – Número complexo $\sqrt{-1}$.

t – tempo [s].

f_n – Frequência natural [Hz].

v_c – Velocidade de corte [m/min].

v_f – Velocidade de avanço [m/min].

d – diâmetro do porta-ferramentas [mm].

v – velocidade de propagação da onda [m/s].

f_v – frequência de vibração [Hz].

r_ε – Raio de ponta ou quina da ferramenta [mm].

Letras gregas

μ – Fator de sobreposição.

α – Fase medida a partir de um tempo de referência [rad].

γ_0 – Ângulo de saída da ferramenta [°]

β_a – Ângulo de atrito [°].

ϕ_c – Ângulo de cisalhamento [°].

τ_s – Tensão de cisalhamento [MPa].

ϕ_L – Ângulo entre as direções das forças de atrito e de avanço [°].

ε – Diferença de fase entre as ondulações atual e anterior [rad].

ϕ – Ângulo de fase [rad].

ζ – Razão de amortecimento.

π – Constante pi.

λ – Comprimento de onda [mm].

χ_r – Ângulo de posição da aresta principal da ferramenta [°].

χ'_r – Ângulo de posição da aresta secundária da ferramenta [°].

α_0 – Ângulo de folga ou incidência da ferramenta [°].

β_0 – Ângulo de cunha da ferramenta [°].

ε_r – Ângulo de ponta ou quina da ferramenta [°].

λ_s – Ângulo de inclinação da ferramenta [°].

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	10
LISTA DE TABELAS	14
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	15
LISTA DE SÍMBOLOS	16
1. INTRODUÇÃO.....	20
1.1 A importância do alumínio	26
1.2 Objetivos.....	29
1.2.1 Objetivos específicos	29
1.3 Estrutura da dissertação	30
2. ESTADO DA ARTE.....	31
2.1 Processo de Torneamento interno	31
2.2 Usinabilidade das ligas de alumínio.....	32
2.3 Vibrações na usinagem.....	34
2.3.1 Fundamentos das vibrações livres e forçadas.....	34
2.3.2 Vibrações regenerativas	38
2.3.3 Carta de estabilidade	43
2.3.4 Estratégias para garantir um processo de usinagem estável.....	45
2.3.5 Estratégias externas ao processo para identificação da carta de estabilidade	46
2.3.6 Estratégias internas ao processo para reconhecimento das vibrações regenerativas	51
2.3.7 Estratégias passivas para evitar as vibrações regenerativas.....	53
2.3.8 Estratégias ativas para eliminação das vibrações regenerativas	54
2.4 Forças no processo de torneamento interno	55
2.4.1 Identificação dos coeficientes de corte	58
2.4.2 Processo de amortecimento	59
3. MATERIAIS E MÉTODOS	62
3.1 Determinação das funções resposta em frequência (FRF's).....	62
3.2 Parâmetros empregados para avaliação da estabilidade.....	63
3.2.1 Rugosidade.....	63
3.2.2 Sinal de áudio.....	64
3.2.3 Forças na usinagem.....	64

3.2.4 Máquina-ferramenta	66
3.2.5 Ferramentas	66
3.2.6 Características dinâmicas do sistema	67
3.2.7 Material	68
3.2.8 Metodologia dos ensaios	70
4. ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES	73
4.1 Função resposta em frequência (FRF)	73
4.2 Análise da estabilidade do processo para $L/D = 6$	74
4.2.1 Análise da influência da rotação no processo	74
4.2.2 Análise do efeito da profundidade de corte	82
4.2.3 Carta de Estabilidade para $L/D = 6$	88
4.3 Análise da estabilidade do processo para $L/D = 7$	90
4.4 Análise das forças de usinagem	91
4.5 Determinação do coeficiente de amortecimento do processo	94
4.6 Simulações do processo	95
5. CONCLUSÕES	100
6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	102
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
APÊNDICE A - Lista dos equipamentos utilizados	112
APÊNDICE B - Gráficos de medição das forças de usinagem	115

1. INTRODUÇÃO

As tecnologias envolvidas nas operações de usinagem têm avançado muito nas décadas recentes e as máquinas têm experimentado significantes modificações como a incorporação do comando numérico. Cada ano é possível observar em reuniões, nos congressos, em participações nos cursos e na indústria, como as capacidades de produção têm aumentado graças ao desenvolvimento de novos conceitos, dispositivos, materiais, ferramentas, revestimentos, estruturas, etc. A precisão, flexibilidade e produtividade estão se aprimorando constantemente com soluções inovadoras para atender as demandas. Todas essas melhorias são possíveis graças à geração de conhecimento. O entendimento dos fundamentos do corte dos metais têm se tornado um fator chave em décadas recentes, mas isso não é uma tarefa fácil devido às complexidades do mecanismo da formação do cavaco (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Segundo Clark (1991), no ambiente competitivo e repleto de inovações gerado entre as empresas, os fabricantes que estiverem preparados para desenvolverem novos produtos de forma eficiente terão importante vantagem competitiva.

Ao longo dos últimos anos, a pressão por aumento da produtividade na indústria vem se intensificando, exigindo maiores taxas de remoção de material do processo de usinagem, melhor desempenho da ferramenta de corte e redução de custos. Por isso, a busca pelo ajuste dos parâmetros de usinagem, como por exemplo, a profundidade de corte adotada, a velocidade de avanço e velocidade de corte da ferramenta para alcançar o máximo de material removido por unidade de tempo é crucial. A necessidade de otimizar o processo de usinagem e de estudar os fenômenos envolvidos é o grande objetivo do homem nesta área de conhecimento. Desta forma, a busca constante para se alcançar a máxima eficiência de um processo tornou-se o grande desafio dos pesquisadores (ARAÚJO, 2014).

Apesar dos avanços recentes na tecnologia de usinagem, a produtividade no torneamento pode ser reduzida devido às limitações do processo. O aumento da produtividade durante a usinagem se dá principalmente através do aumento da quantidade de material removida por unidade de tempo. Maiores velocidades de corte

e avanços aumentam a produtividade, mas elevam a temperatura do contato, o que acelera o desgaste da ferramenta. Por outro lado, em baixas velocidades de corte o amortecimento das vibrações passa a ter uma influência significativa sobre o processo (PEIXOTO, 2013).

O investimento em máquinas ferramentas, sobretudo na tecnologia CNC, comando numérico computadorizado, aumentou muito nas últimas décadas, visando a diminuição de tempos improdutivos e aumento de produtividade. Houve melhorias na estrutura fabril, no processo produtivo e aumento das condições de corte suportado pelo sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação, o que exigiu inovações em ferramentas, para que suportassem as velocidades de corte alcançadas, em termos de novos materiais, novas coberturas e diferentes configurações microestruturais. O aumento da eficiência das máquinas permitiu a diminuição do tamanho de lotes de fabricação e uma maior complexidade das superfícies usinadas (CASTANHERA, 2015).

Em um processo de torneamento, três diferentes tipos de vibrações mecânicas estão presentes devido à falta de rigidez dinâmica do sistema máquina-ferramenta compreendendo a ferramenta, o porta-ferramenta, a peça e a máquina-ferramenta. Estas vibrações podem ser livres, forçadas ou regenerativas. Vibrações livres são induzidas por choques e vibrações forçadas são devido a um efeito de desbalanceamento na máquina-ferramenta, nos conjuntos de engrenagens, rolamentos e eixos-árvore. Vibrações livres e forçadas podem ser facilmente identificadas e eliminadas. Mas as vibrações regenerativas do tipo *chatter* ainda não são completamente compreendidas devido à complexidade de sua natureza. Elas são mais nocivas para alguns processos de usinagem incluindo o torneamento (SIDDHPURA e PAUROBALLY, 2012).

Quando as vibrações do tipo *chatter* ocorrem, a amplitude das vibrações aumenta continuamente até o deslocamento relativo entre a ferramenta e a peça ficar tão grande que a ferramenta se afasta da peça durante parte do tempo. Isso se torna um comportamento não-linear, o que limita a amplitude das vibrações a um valor finito. A magnitude das vibrações depende das características das forças de corte, como a magnitude e a direção das forças de corte, e a frequência de passagem da aresta de

corte na qual sempre uma aresta de corte entra em contato com a peça. As características dinâmicas de todo o sistema de usinagem em termos de frequências naturais, os coeficientes de amortecimento e a rigidez da estrutura da máquina-ferramenta também afetam a magnitude das vibrações (SALEH, 2013).

As vibrações regenerativas têm sido e ainda é um tópico muito importante nas pesquisas em manufatura. Esta relevante persistência por muitos anos pode ser explicada por dois principais fatores: a complexidade do fenômeno faz seu estudo e a sua compreensão não ser trivial: e efeitos negativos das vibrações regenerativas estimulam o interesse em resolver o problema (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Com relação ao primeiro fator, as vibrações regenerativas são um fenômeno altamente complexo devido à diversidade de elementos que podem compor a dinâmica do sistema e o seu comportamento: a ferramenta de corte, o porta-ferramenta, o material da peça, a estrutura da máquina-ferramenta e os parâmetros de corte. Além disso, as vibrações regenerativas podem ocorrer em diferentes processos de remoção de material: fresamento, torneamento, furação, mandrilamento, brochamento e retificação (QUINTANA e CIURANA, 2011).

As vibrações do sistema podem levar à variação no tempo do posicionamento relativo entre a ferramenta e a peça. Vibrações com amplitudes excessivas podem causar vários distúrbios no processo de usinagem, como a redução da vida útil da ferramenta, ou até mesmo sua quebra, a redução da qualidade superficial da peça e ainda, em casos extremos, danificar o eixo-árvore da máquina-ferramenta (ALTINTAS, 2000).

O estudo do processo de usinagem, como em qualquer outro processo de fabricação, é justificado pela marcante necessidade de assegurar uma eficiência adequada ao processo e, dessa forma, reduzir gastos de produção e aumentar a produtividade (PEIXOTO, 2013). Conhecendo as limitações que são inerentes à peça e à ferramenta, podem-se determinar condições ótimas para o processo, considerando a dinâmica e mecânica da operação de corte e, assim, aumentar a taxa de remoção de material (MENDES *et al.*, 2008).

Em estruturas de baixa rigidez dinâmica, dois problemas principais podem ocorrer: um deles é a diminuição da qualidade superficial e o aumento do erro de

forma devido às vibrações forçadas. O outro é a instabilidade durante o processo de usinagem associada às vibrações regenerativas (ALTINTAS, 2000). Se as condições de usinagem não forem selecionadas adequadamente vários efeitos negativos podem ocorrer (QUINTANA e CIURANA, 2011):

- Baixa qualidade superficial.
- Imprecisão inaceitável.
- Ruído excessivo.
- Desgaste da ferramenta desproporcional.
- Danos à máquina-ferramenta.
- Reduzida taxa de remoção de material.
- Aumento dos custos em termos do tempo de produção.
- Desperdício de materiais.
- Desperdício de energia.
- Impactos ambientais em termos de materiais e energia.
- Custos de reciclagem, reprocessamento ou descarte.

Por estas razões, evitar as vibrações regenerativas é um tópico de enorme interesse. No chão-de fábrica, operadores de máquinas-ferramenta geralmente selecionam parâmetros de corte conservativos para evitar as vibrações regenerativas e, em alguns casos, operações manuais adicionais são requeridas para limpar as marcas das vibrações regenerativas deixadas na superfície da peça. Esta prática comum geralmente resulta em um decréscimo de produtividade. E este interesse tem estimulado um grande desafio para as pesquisas. A Figura 1 mostra a evolução do número de publicações sobre vibrações regenerativas por ano de 1966 à 2009 (QUINTANA e CIURANA, 2011).

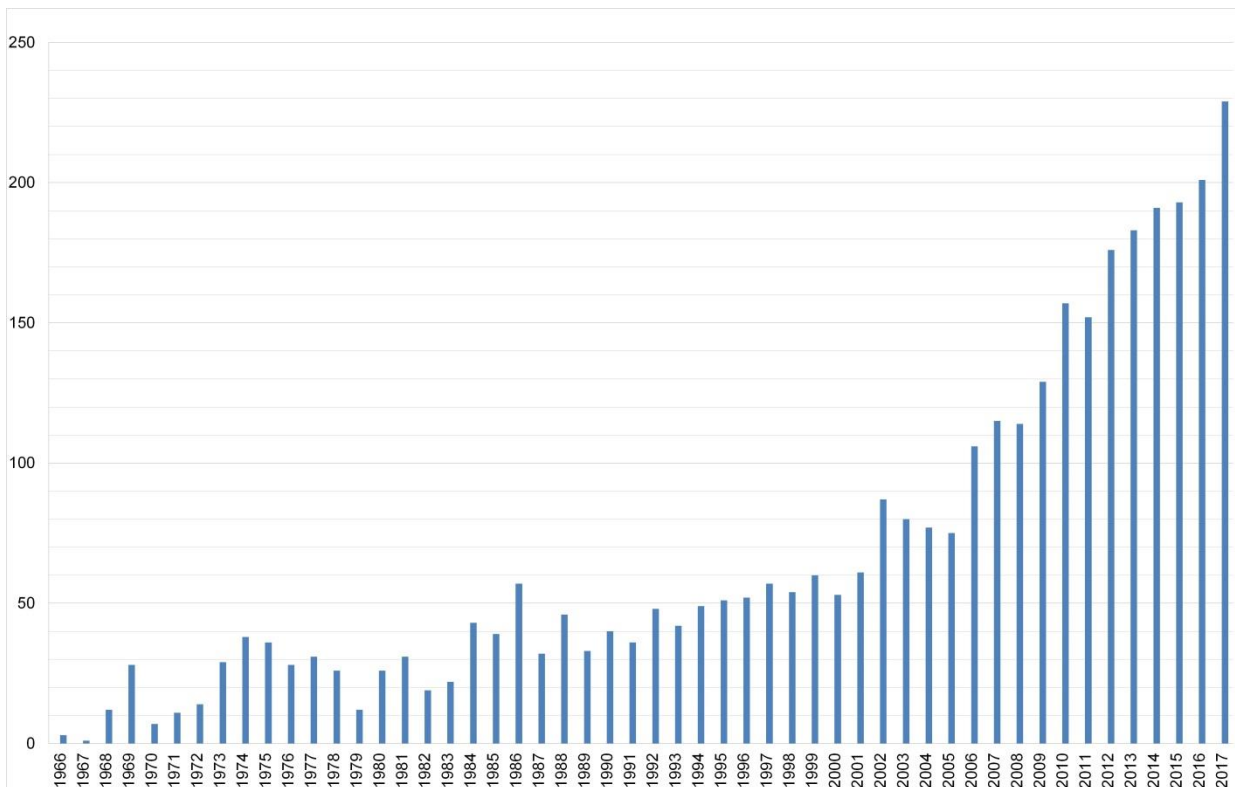


Figura 1 – Número de publicações sobre vibrações regenerativas por ano.

Fonte: Adaptado de Quintana e Ciurana (2011).

Base de dados : <http://www.scopus.com> (Acessado em 10 de outubro de 2017).

Pesquisadores têm estudado formas de detecção, identificação, evitar, prevenir, reduzir, controlar ou eliminar as vibrações regenerativas. Uma revisão da literatura com relação ao problema das vibrações regenerativas conduz à classificação dos métodos existentes em dois grupos principais (QUINTANA e CIURANA, 2011). O primeiro grupo é composto por aqueles métodos que garantem a estabilidade do processo de usinagem por selecionar parâmetros de corte em combinação com a zona estável da carta de estabilidade. O segundo grupo inclui aqueles métodos que evitam as vibrações regenerativas mudando o comportamento do sistema e modificando as fronteiras de estabilidade. A Figura 2 apresenta as linhas principais das pesquisas sobre vibrações regenerativas (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Desde 1941 muitas publicações foram realizadas sobre as técnicas de prevenção e análise das vibrações regenerativas, as técnicas experimentais de

detecção das vibrações regenerativas, as técnicas de aquisição de sinais, as técnicas de inteligência artificial e as técnicas de controle e eliminação das vibrações regenerativas. Como há publicações de todas essas técnicas somente a partir de 1971 tem-se uma compilação das informações a partir desse ano em um único gráfico mostrado na Figura 3 (SIDDHPURA e PAUROBALLY, 2012).

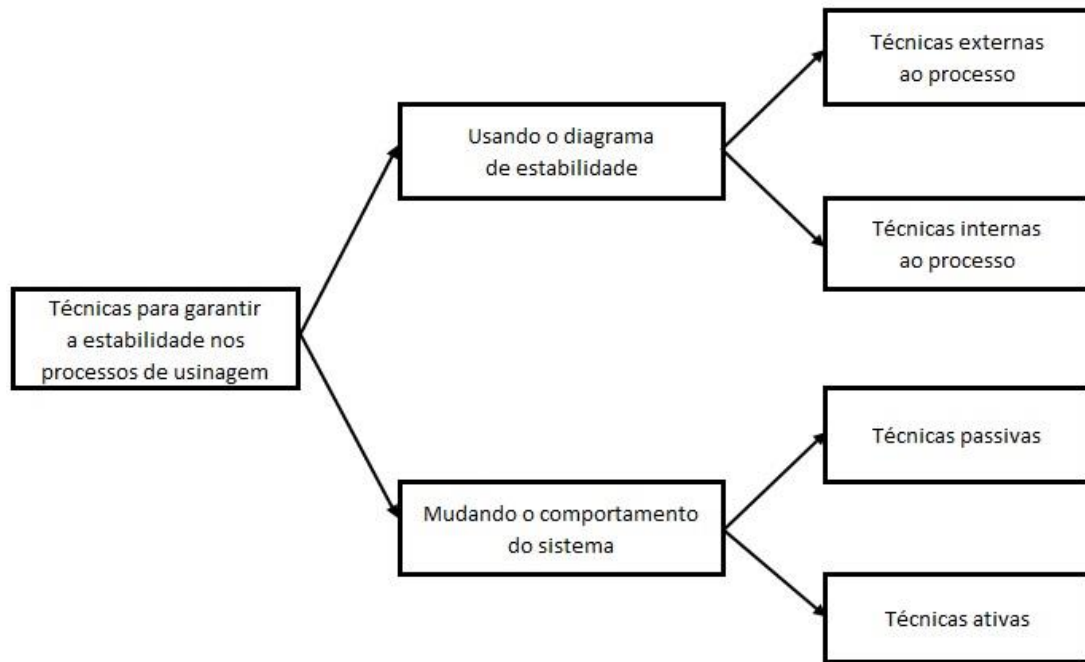


Figura 2 – Linhas de pesquisa focadas nas vibrações regenerativas

Fonte: Quintana e Ciurana (2011).

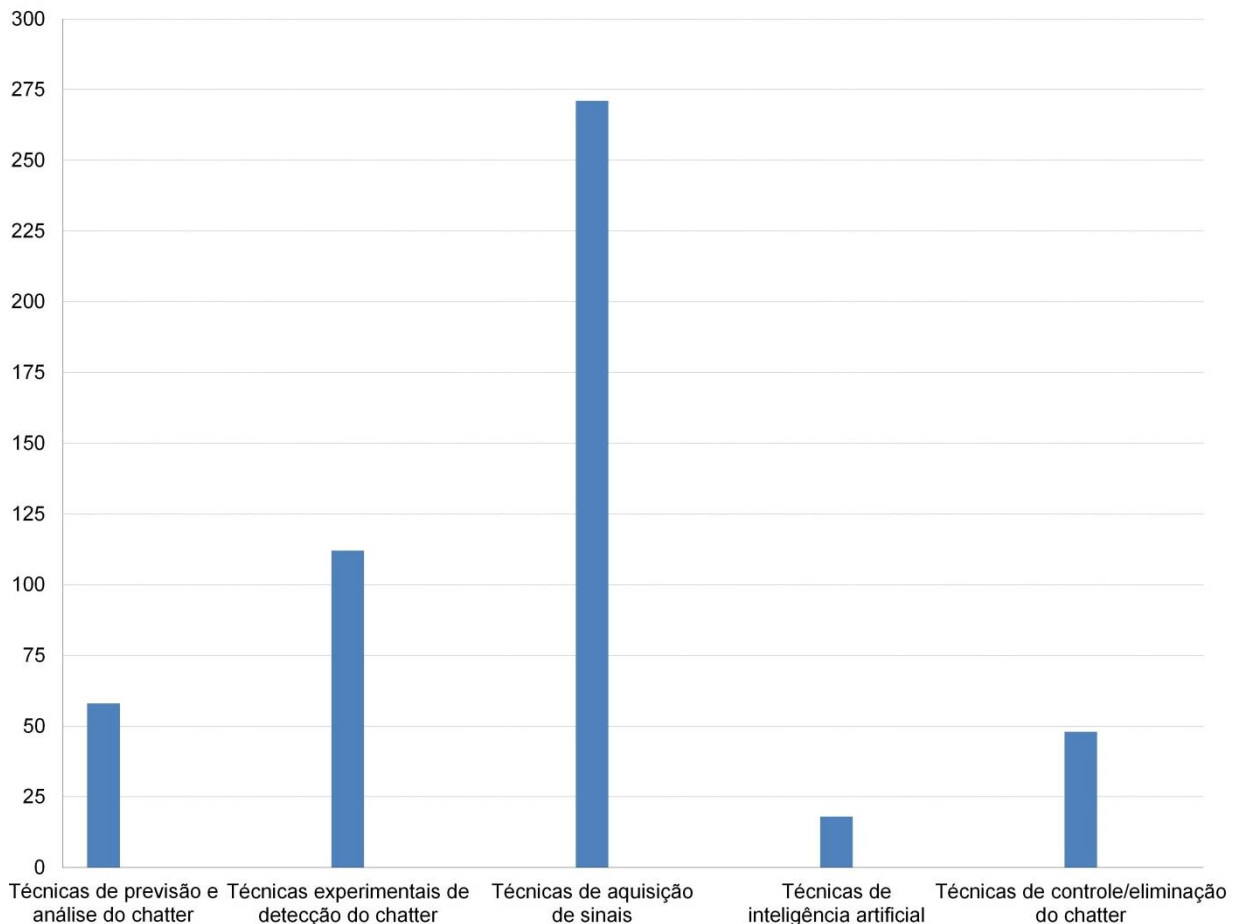


Figura 3 – Número de publicações sobre vibrações regenerativas entre 1971 e 2017. Fonte: Adaptado de Siddhpura e Paurobally (2012).

Base de dados : <http://www.scopus.com> (Acessado em 10 de outubro de 2017).

1.1 A importância do alumínio

O alumínio (Al) é o terceiro metal mais abundante da crosta terrestre e, na sua forma natural, é combinado com oxigênio e outros elementos (BUDD, 1999). Tem uma estrutura cúbica de face centrada (CFC), possui alta ductilidade à temperatura ambiente e é relativamente fácil de usinar (HAMADE e ISMAIL, 2005). Em comparação com outros metais de engenharia, o alumínio tem uma baixa temperatura de fusão de aproximadamente 660 °C (CALLISTER, 2007). Desde 1886, quando a liga

de alumínio foi produzida pela primeira vez pelo método Hall-Heroult de redução eletrolítica, a produção de alumínio subiu de pouco mais de 45.000 toneladas por ano para quase 60 milhões de toneladas em 2016. (Fonte: <http://www.world-aluminium.org> - Acessado em 15 de novembro de 2017).

O campo de aplicação do alumínio e suas ligas é cada vez maior, sendo que este metal conseguiu se impor em relação a outros metais. Os maiores campos de aplicação são a indústria de transportes (automóveis, aviões, vagões, etc.), a construção civil, a engenharia mecânica e eletrotécnica e a indústria de embalagens (WEINGAERTNER e SCHROETER, 1990). Uma boa referência do crescimento da produção de alumínio é sua aplicação na indústria automotiva. A Figura 4 ilustra o crescimento da quantidade de alumínio utilizada por veículo nos últimos 50 anos, um aumento de oito vezes, e os números de hoje são cerca de 180 kg por veículo de passageiro com uma estimativa de aumento de 70% até 2025 (ou 250 kg por veículo) (SANTOS *et al.*, 2016).

Após a produção, o alumínio pode ser encontrado no estado primário ou na forma de ligas com outros elementos químicos. O alumínio primário é produzido por eletrólise de óxido de alumínio (alumina) a uma temperatura variando de 950 a 980 °C (o processo Hall-Héroult). As ligas podem ser formadas através da reação com elementos químicos, como cobre, zinco, manganês, silício, magnésio, ferro, etc., para dar novas propriedades mecânicas ao alumínio primário. As ligas de alumínio têm sido empregadas na construção de aeronaves desde 1930. Essas ligas são responsáveis pela maioria das atividades de usinagem nas indústrias aeroespacial e automotiva, uma vez que apresentam uma alta relação resistência/peso e podem substituir, de forma vantajosa, o aço e ferro fundido na fabricação de peças. Seu baixo peso reduz o impacto ambiental causado pelo consumo de energia. Entre as principais aplicações das ligas de alumínio estão a fabricação de rodas de automóveis, painéis e estruturas, pistões, discos de freio, tambores de freio, camisas de pistão, estruturas de aeronaves, acessórios, engrenagens, eixos, revestimento de aeronaves, blocos de motores e câmaras de combustão para foguetes (SANTOS *et al.*, 2016).

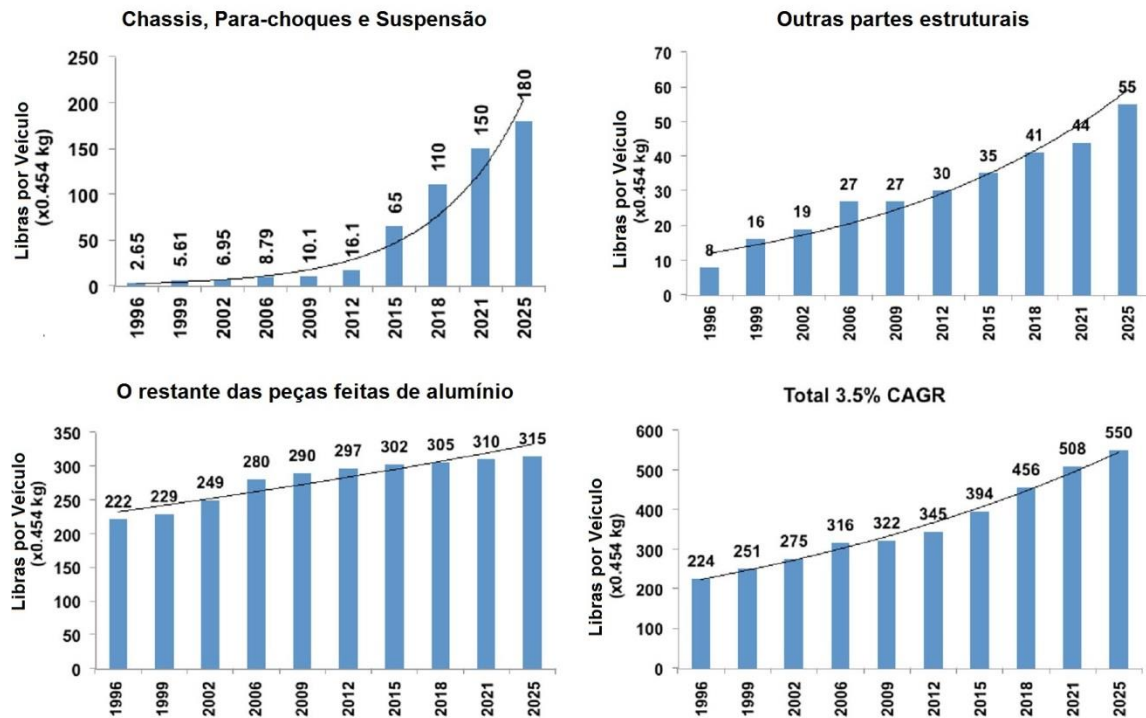


Figura 4 – Média da utilização do alumínio na indústria automotiva.

Fonte: Adaptado de <http://www.drivealuminum.org/vehicle-uses/passenger-vehicles> (Acessado em 15 de março de 2017).

A usinagem deste material oferece várias vantagens importantes, incluindo velocidade de corte quase ilimitada, baixas forças de corte, excelente acabamento, bom controle dimensional e longa vida da ferramenta (WEINGAERTNER e SCHROETER, 1990).

As ligas de alumínio são consideradas, de uma maneira geral, de alta usinabilidade, e podem normalmente ser usinadas à velocidades bem maiores que metais mais pesados. Para uma máxima eficiência de corte, entretanto, as ferramentas e as condições de usinagem devem ser adequadas a cada liga específica (WEINGAERTNER e SCHROETER, 1990).

1.2 Objetivos

Este trabalho busca uma maior compreensão dos fenômenos associados à dinâmica do processo de torneamento interno da liga de alumínio 6351-T6 com porta-ferramenta com comprimento em balanço elevado (comprimento / diâmetro). Também tem como objetivo analisar a influência dos parâmetros de corte sobre a estabilidade dinâmica do processo.

1.2.1 Objetivos específicos

- Determinar as características dinâmicas da ferramenta (frequência natural, rigidez e razão de amortecimento) para diferentes comprimentos em balanço;
- Analisar a influência da rotação sobre a estabilidade dinâmica do processo;
- Analisar a influência da profundidade de corte sobre a estabilidade dinâmica do processo;
- Analisar o efeito das vibrações sobre a qualidade da superfície da peça;
- Determinar as frequências de vibrações através da medição do sinal de áudio;
- Levantar experimentalmente uma carta de estabilidade do processo;
- Determinar experimentalmente os coeficientes das forças de usinagem para a liga de alumínio 6351-T6;
- Determinar o ângulo de atrito e a espessura média do cavaco para a liga de alumínio 6351-T6;
- Analisar a estabilidade do processo através de simulações aplicando modelo que leva em conta o efeito de amortecimento em baixas velocidades de corte.

1.3 Estrutura da dissertação

A dissertação está estruturada em seis capítulos da seguinte forma:

O capítulo 1 corresponde ao capítulo de introdução ao tema principal, onde são apresentados os objetivos desta dissertação, bem como a descrição do problema que motivou o desenvolvimento do estudo.

O capítulo 2 consta de uma revisão bibliográfica mostrando o estado da arte sobre os assuntos mais relevantes e abordando um breve histórico do estudo das vibrações regenerativas no torneamento interno, além da formulação teórica para a determinação da carta de estabilidade. Tem o objetivo de contribuir para a compreensão do comportamento do sistema durante a formulação teórica e os ensaios experimentais.

No capítulo 3 serão apresentados os materiais, os equipamentos, os instrumentos de medição, os *softwares* e as metodologias de simulação e experimentais necessárias para o desenvolvimento e execução do trabalho.

No capítulo 4 serão apresentadas as análises e discussões dos resultados obtidos através das simulações e ensaios experimentais descritos no capítulo anterior.

No capítulo 5 serão mostradas as conclusões obtidas no presente trabalho e apresentadas sugestões para futuros projetos.

E por fim são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para a realização deste trabalho.

2. ESTADO DA ARTE

2.1 Processo de Torneamento interno

O torneamento é um processo mecânico de usinagem destinado à obtenção de superfícies de revolução com auxílio de uma ou mais ferramentas monocortantes. Para tanto, a peça gira em torno do eixo principal de rotação da máquina e a ferramenta se desloca simultaneamente segundo uma trajetória coplanar (retilínea ou curvilínea) com o referido eixo (FERRARESI, 1977).

O aumento do diâmetro de furos pode ser alcançado via operações de torneamento interno. Para o torneamento de furos profundos é necessário o emprego de porta-ferramentas longos. Ferramentas longas se deformam estática e dinamicamente sob a ação de forças de corte durante as operações de usinagem. Deflexões estáticas excessivas podem violar a tolerância dimensional dos furos e ocasionar vibrações que podem levar à piores qualidades da superfície da peça e menor tempo de vida útil da ferramenta. Previsões de força, torque e potência são requeridas para identificar a máquina-ferramenta e o sistema de fixação da ferramenta adequados para a operação de torneamento. Uma compreensão dos modelos de engenharia que permitem prever as forças de corte, torque, potência, dimensões do acabamento superficial e as condições de corte com vibrações livres são requeridas para planejar as operações de torneamento no chã-de-fábrica (ATABEY *et al.*, 2001).

O torneamento interno é uma operação de usinagem que tem como uma de suas metas aumentar o diâmetro interno de um furo pré-existente. O furo de origem provém de um processo de furação ou mesmo de uma etapa anterior como a fundição ou forjamento. Além disso, o torneamento interno também tem por objetivo prover ao furo tolerâncias apertadas de cilindricidade e concentricidade. No torneamento interno (torneamento de furos) a escolha da ferramenta é bastante restrita devido ao diâmetro e comprimento de furo da peça. O comprimento do furo determina o balanço da ferramenta (comprimento da barra que prende a pastilha de usinagem para fora da fixação) e seu diâmetro deve ser o maior possível (maior diâmetro de barra de toronar

existente que ainda entre no furo), para que a deflexão seja a menor possível. Há que se considerar ainda a existência de espaço para o escoamento do cavaco e para qualquer movimento radial da ferramenta (SUYAMA, 2014).

2.2 Usinabilidade das ligas de alumínio

Para entender a usinagem é essencial conhecer o processo de formação do cavaco, muito bem discutido por Trent e Wright (2000). Quando os materiais dúcteis (como o alumínio) são usinados, é formada uma grande área de contato ferramenta-cavaco e a relação entre a espessura do cavaco inicial e instantânea é alta, o que contribui para aumentar as forças de corte, a potência de usinagem, na geração de calor e para gerar cavacos longos e fibrosos, bem como acabamentos ruins de superfície. Por outro lado, a resistência ao cisalhamento é relativamente baixa, o que, mesmo com grandes áreas de contato ferramenta-cavaco, a usinagem de alumínio é relativamente fácil. Os principais aspectos de usinagem para avaliar a usinabilidade e entender o comportamento das ligas de alumínio na usinagem são os seguintes: forças e tensões, consumo de energia, temperatura, integridade da superfície, ferramentas de corte recomendadas, desgaste da ferramenta, fluidos de corte e controle do cavaco (SANTOS *et al.*, 2016).

Entre as ligas de alumínio, a usinabilidade, assim como outras propriedades físicas e tecnológicas, varia muito com a composição química e com o tratamento térmico. A noção errônea de que o alumínio não é adequado à usinagem vem da falta de familiaridade com os parâmetros corretos de trabalho; em geral existe a tendência a aplicar as mesmas condições de usinagem de outros materiais ao alumínio, com resultados desfavoráveis. Quando se avalia a usinabilidade das ligas de alumínio, uma distinção deve ser feita entre as ligas trabalháveis e ligas fundidas. Estas últimas, com teores de silício que podem atingir cerca de 12% ou mais, têm caráter abrasivo e impoem um desgaste acentuado às ferramentas de corte, que aumenta com o teor de silício. Para esse grupo devem ser empregadas ferramentas de metal duro da classe N, resistentes à abrasão (ABNT NBR ISO 513/2012).

Ligas fundidas com teores de silício maiores que 12% só podem ser usinadas satisfatoriamente com ferramentas de metal duro e diamante; a velocidade deverá ser diminuída com aumento do teor de silício. Além disso, nenhuma liga com mais de 5% de silício permite a obtenção de superfícies brilhantes. As ligas não tratáveis termicamente e as tratáveis no estado recozido tendem a formar cavacos contínuos em forma de fita na usinagem, apresentar acabamento superficial ruim e uma tendência grande ao empastamento da ferramenta, mesmo com velocidades de corte altas. Tais ligas não são recomendadas para componentes usinados; se a sua utilização for imprescindível, devem ser usadas ferramentas com grande ângulo de saída e fluido de corte especial. A característica de usinagem pode ser melhorada endurecendo-se o material por laminação à frio ou trefilação e pela adição de elementos de liga ao alumínio. Geralmente as ligas de alumínio moles (e algumas duras) têm tendência a formar aresta postiça.

A aresta postiça resulta da adesão de material da peça usinada altamente encruado que se acumula na superfície da ferramenta de saída do cavaco e assume a função de corte. Esse acúmulo de partículas do material usinado aparece quando a velocidade de corte (v_c) é muito baixa, a geometria da ferramenta é negativa ou há necessidade de fluido de corte (GÓMEZ-PARRA *et al*, 2013).

A aresta postiça pode ser minimizada com a aplicação de fluido de corte, utilização de velocidades de corte mais altas e acabamento da ferramenta polido, sem rebarbas e riscos profundos (WEINGAERTNER e SCHROETER, 1990)..

Ligas de alumínio oferecem muitas e importantes vantagens na usinagem, incluindo velocidade de corte quase ilimitada, excelente acabamento superficial, baixas forças de corte, bom controle dimensional e longa vida da ferramenta; na maioria das ligas trabalháveis o desgaste da ferramenta é tão pequeno que deixa de ser critério mais adequado para a determinação da usinabilidade. A força de corte requerida para se usinar o alumínio e suas ligas é menor do que seria de se esperar, com base nas suas propriedades mecânicas. A energia consumida por unidade de volume de metal removido é muito baixa e a potência requerida para usinagem é proporcional à velocidade e à força de corte, caindo com o aumento do ângulo de saída. Devido ao grande volume de cavaco a ser removido na usinagem, dadas as

grandes velocidades de trabalho, a forma de cavaco obtido é um critério fundamental para a manutenção do regime de produção, principalmente quando se utilizam equipamentos automáticos (WEINGAERTNER e SCHROETER, 1990).

2.3 Vibrações na usinagem

A usinagem dos materiais é invariavelmente acompanhada de vibrações entre a peça e a ferramenta. O nível máximo das vibrações tolerável, ou seja, a máxima amplitude das vibrações em um processo de usinagem, depende da sua aplicação (WERNER, 1992).

As condições de usinagem, conforme o valor 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 aspecto 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 (POLLI, 2005).

2.3.1 Fundamentos das vibrações livres e forçadas

Uma estrutura simples com um sistema de um grau de liberdade pode ser modelada pela combinação de elementos como: massa (m), mola (k) e amortecimento (c). Quando uma força externa $F(t)$ é aplicada na estrutura, seu movimento é descrito pela seguinte equação diferencial (Figura 5):

$$mx'' + cx' + kx = F(t) \quad (1)$$

Se o sistema recebe um impacto, ou quando está em repouso e é estaticamente retirado do seu equilíbrio e em seguida liberado, o sistema experimenta vibrações livres. A amplitude das vibrações decai com o tempo em função da constante de amortecimento do sistema (POLLI, 2005).

A frequência das vibrações é dominada pela rigidez e pela massa e é pouco influenciada pela constante de amortecimento viscoso, que é muito pequena em estruturas mecânicas (ALTINTAS, 2000).

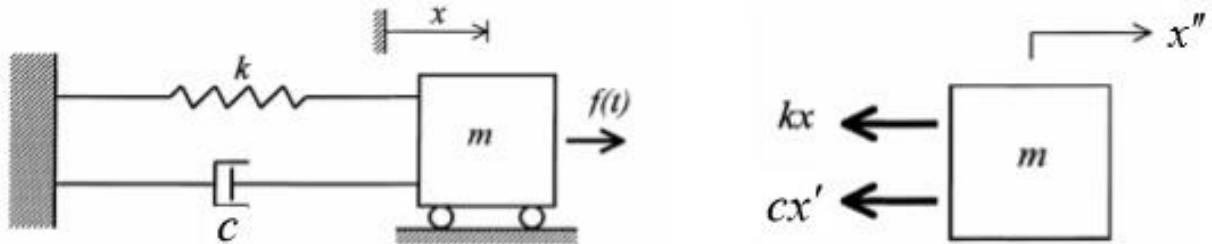


Figura 5 – Representação de um sistema com um grau de liberdade.

Fonte: Ewins (2000).

Quando a constante de amortecimento é nula ($c = 0$), o sistema oscila na sua frequência natural.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (2)$$

A razão de amortecimento é definida como $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{K.m}}$ (3). Na maioria das estruturas metálicas $\zeta < 0,05$ (ALTINTAS, 2000). A frequência natural da estrutura também pode ser determinada por:

$$\omega_n = 2\pi f_n \quad (4)$$

$$v = \lambda \cdot f_v \quad (5)$$

onde K é a constante de rigidez da estrutura em N/m, m é a massa modal da estrutura em Kg, f_n é a frequência natural em Hz do conjunto ferramenta e porta-ferramenta, c é a constante de amortecimento do sistema em $\frac{N.s}{m}$, v é a velocidade de

propagação da onda de vibração em m/s, λ é o comprimento de onda em mm e f_v é a frequência de vibração da onda em Hz.

Segundo Altintas (2000), na usinagem as excitações externas são geralmente periódicas e qualquer força periódica pode ser representada por suas componentes harmônicas. As forças de torneamento, que são periódicas com a frequência de rotação da peça, podem ser representadas pelas componentes da série de Fourier (ALTINTAS e BUDAK, 1995).

É mais conveniente matematicamente usar funções harmônicas complexas em vibrações forçadas (Figura 6). A força harmônica pode ser expressa por $F(t) = F_0 e^{i\alpha} e^{i\omega t}$, onde α é a fase medida a partir de um tempo de referência ou posição angular em um plano complexo (ALTINTAS, 2000).

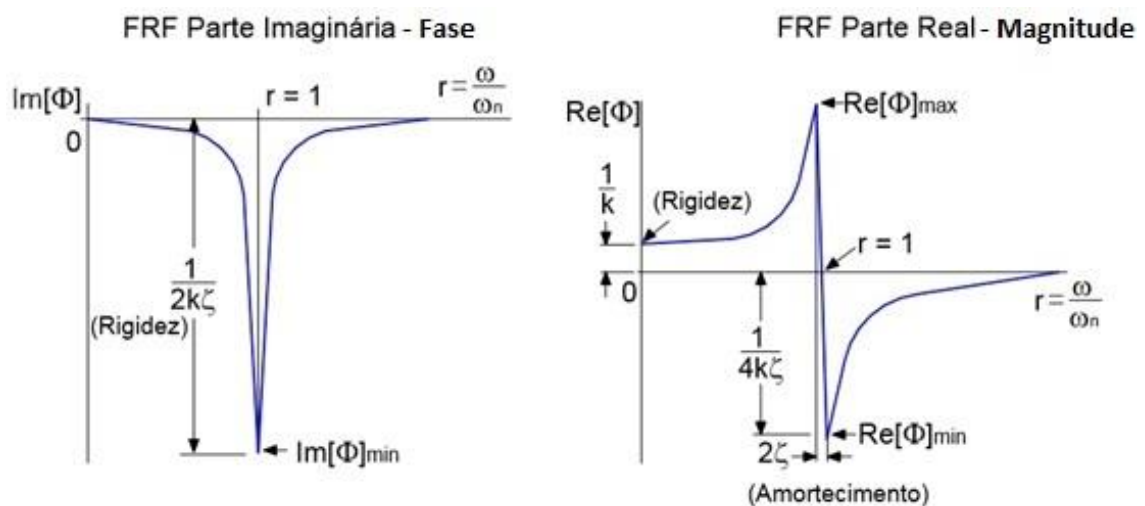


Figura 6 – Partes imaginária e real da função transferência.

Fonte: Adaptado de Altintas (2000).

A razão de amortecimento, rigidez e frequência natural podem ser estimadas a partir da função transferência. As funções transferência dos sistemas de múltiplos graus de liberdade são identificadas por testes dinâmicos estruturais. Os instrumentos de excitação mais efetivos são os *shakers* eletromagnéticos ou eletro-hidráulicos. Estes são capazes de gerar forças em uma larga faixa de frequências contendo os modos naturais dominantes das estruturas testadas. Alternativamente, um martelo de

impacto associado a um transdutor de força piezométrico pode ser usado. 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 (EWINS, 2000).

A presença do acelerômetro fixado sobre a superfície da peça pode influenciar nos resultados, pois o conjunto ferramenta e porta-ferramenta são uma peça leve e de baixa rigidez. A massa adicional que o acelerômetro insere localmente nesse conjunto pode ter influência nos resultados principalmente nas frequências de ressonância (ALLEMANG *et al*, 2014).

A resposta mecânica de uma estrutura pode ser definida em termos de velocidade de deslocamento ou aceleração. A aceleração apresenta uma resposta mais sensível que a velocidade e o deslocamento, uma vez que apresenta essa resposta mais amplificada. Por esta razão nos ensaios modais experimentais é preferível utilizar acelerômetros para a medição da resposta de uma estrutura. Os acelerômetros apresentam-se normalmente como transdutores piezométricos e são de longe os mais populares na determinação dos parâmetros modais. Somente em condições especiais é que são utilizados outros tipos de transdutores alternativos, como por exemplo os transdutores de velocidade, como é o caso dos sistemas de laser que estão substituindo aos poucos os acelerômetros, devido a serem mais práticos de se utilizar e não interferirem na massa da estrutura (SALGADO, 2012).

As vibrações resultantes são medidas com sensores de deslocamento, velocidade e aceleração (Figura 7). O uso de acelerômetros é mais comum na medição de vibrações. A massa e a faixa de frequência do acelerômetro deve ser escolhida adequadamente. Como eles 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 (SCHULTZ e WÜRZ, 1997).

Um outro equipamento para excitação é o martelo de impacto, que produz uma excitação do tipo transiente, e esta é geralmente imposta manualmente. A utilização do martelo de impacto tem várias vantagens, a sua utilização e transporte são práticos e o seu custo é acessível. É uma forma conveniente para excitar estruturas não muito longas cuja excitação possa ser transmitida integralmente em toda a estrutura. A sua

deficiência na aplicação é que pode ser afetado por ruídos ou outros efeitos secundários que interferem seriamente na qualidade dos resultados obtidos. A este fato é acrescentada a possibilidade da falta de regularidade do impulso aplicado, habitual em operadores pouco experientes. Outro problema existente nos ensaios com impacto é a possibilidade de ocorrência de múltiplos impactos no registro temporal do analisador. Vários impactos podem ocorrer, por exemplo, quando a estrutura de ensaio é levemente amortecida, pois, a estrutura pode reagir contra o martelo, antes que ele deixe a estrutura, após o impacto inicial (HALVORSEN e BROWN, 1977).

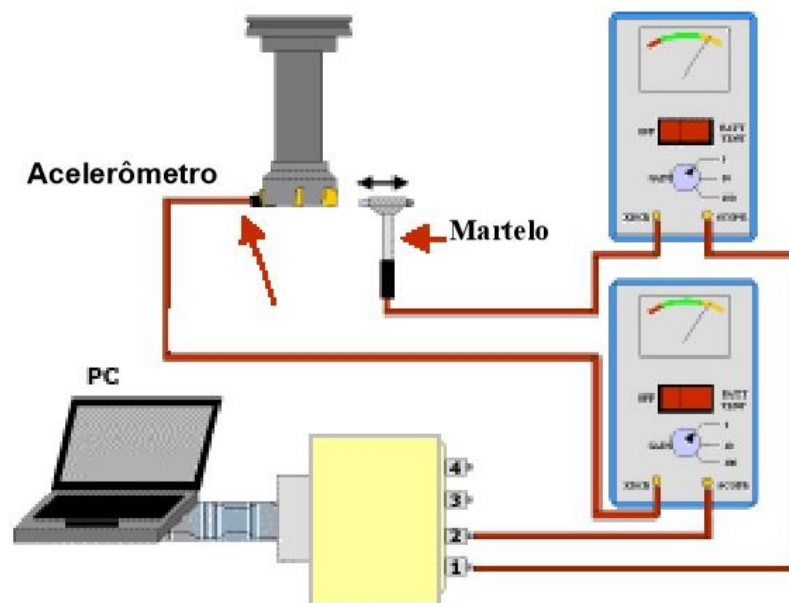


Figura 7 – Análise modal experimental.

Fonte: Manufacturing Laboratories (2015).

2.3.2 Vibrações regenerativas

A vibrações regenerativas são geralmente classificadas em duas categorias : primárias e secundárias. As vibrações primárias podem ser causadas pelo processo de corte (isto é pelo atrito entre a ferramenta e a peça, por efeitos termo-mecânicos na formação do cavaco ou pelo modo de acoplamento). Vibrações regenerativas secundárias podem ser causadas por ondas de regeneração da superfície da peça. Este efeito regenerativo é a mais importante causa das vibrações. Por esta razão isso

tem se tornado uma convenção e sido seguido em várias publicações que *chatter* somente refere-se à vibrações regenerativas. Além disso, tem que ser mencionado que é possível distinguir entre vibrações devido ao atrito, vibrações termo-mecânicas, vibrações devido ao acoplamento de modos e vibrações regenerativas dependendo dos mecanismos de auto-excitação que causam essas vibrações (FAASSEN, 2007).

As vibrações devido ao atrito ocorrem quando o atrito na superfície de folga excita vibração na direção da força de corte F_c .

As vibrações termo-mecânicas ocorrem devido à temperatura e a taxa de deformação na zona de deformação plástica (WIERCIGROCH e BUDAK, 2001).

Existe acoplamento de modos, se as vibrações na direção da força de avanço gerarem vibrações na direção da força de corte e vice-versa (TOBIAS, 1961 apud QUINTANA e CIURANA, 2011) (TLUSTY e POLACEK, 1963 apud QUINTANA e CIURANA, 2011) (TLUSTY, 2000). Estes resultam na vibração simultânea na direção das forças de corte e de avanço. Fisicamente, é causada por um número de recursos como o atrito na aresta e superfície de folga, variação da espessura do cavaco, oscilações do ângulo de cisalhamento e efeito regenerativo (WIERCIGROCH e BUDAK, 2001).

As vibrações auto-excitadas, comumente denominadas vibrações do tipo *chatter*, é resultado de uma instabilidade dinâmica do processo de usinagem e ocorre devido a um mecanismo de geração de energia não periódica originado dentro do sistema, em circuito fechado, criando uma força periódica em razão da usinagem numa superfície com marcas deixadas pelo passe anterior da ferramenta. Apresenta como características principais: a) crescimento da amplitude até um valor estável; b) a frequência de vibração é igual ou próxima a frequência natural do sistema; c) não depende de uma força externa; d) existência de uma energia estável de onde o sistema cria uma força periódica por meio da sua vibração (BORTOLANZA, 2016).

A expressão *chatter* descreve as vibrações sofridas pela ferramenta, geradas pelas interações com a peça a usinar. Estas interações estão geralmente são classificadas em duas categorias. A primeira destas categorias, chamada de *chatter* primário, é uma causa do próprio processo de corte. Pode por exemplo ser causada pelo atrito entre a ferramenta e o material a usinar, ou pela excitação de um dos

modos dominantes do sistema. A segunda categoria, chamada de *chatter* secundário, surge como consequência da regeneração do “perfil” deixado na superfície usinada, entre arestas de corte. Quando uma aresta de corte atravessa o material a usinar, devido às vibrações do eixo-árvore, este deixa uma superfície ondulada na peça usinada. Vibrações regenerativas surgem quando a passagem de uma aresta de corte é afetada por esta superfície resultante da passagem da aresta de corte anterior, uma vez que as ondulações deixadas pela aresta de corte anterior provocam variação na espessura do cavaco subsequente, fazendo variar as forças de corte (CARVALHO, 2014).

Este estudo foca na investigação da estabilidade às vibrações do tipo *chatter* devido às vibrações auto-excitadas. A causa principal das vibrações auto-excitadas é o efeito regenerativo apresentado por Tobias (1965), Tlustý (1963) e Merrit (1965) (ATABEY, 2001). Se houver uma vibração relativa entre a ferramenta de corte e a peça, a ferramenta deixa para trás uma superfície ondulada. Na próxima rotação, a ferramenta encontra esta superfície ondulada e remove material com uma área de cavaco não usinada variando no tempo (TOBIAS e FISHWICK, 1958) apud (ATABEY, 2001). A variação periódica da área de cavaco não usinada causa uma variação nas forças de corte. Assim, a estrutura é excitada e as vibrações *chatter* ocorrem.

O efeito regenerativo é causado pela mudança de fase entre as ondas geradas na superfície usinada (Figura 7). Este deslocamento de fase pode ser definido como uma função do período T e da frequência de vibrações w .

$$\varepsilon = Tw - 2\pi k \quad (6)$$

$$k = \frac{f_v \cdot 60}{n} \quad (7)$$

onde k é o número inteiro das ondas na superfície usinada em uma rotação completa, f_v é a frequência da onda de vibração em Hz e n é a rotação da máquina em rpm. A Figura 8 mostra a variação da espessura do cavaco dependendo do ângulo de fase entre as ondulações sucessivas. O ângulo de fase zero produz uma

espessura constante do cavaco, portanto, não há efeito regenerativo, mesmo que o sistema ainda tenha vibrações. Quando o ângulo de fase torna-se π (rad), ocorre um caso extremo de regeneração de onda. A oscilação da espessura do cavaco faz com que as forças variem com o seu período, levando a condições de corte instáveis. A não-linearidade da regeneração pode ser reconhecida quando a ferramenta perde o contato com a peça (TLUSTY e ISMAIL, 1981) apud (ATABEY, 2001).

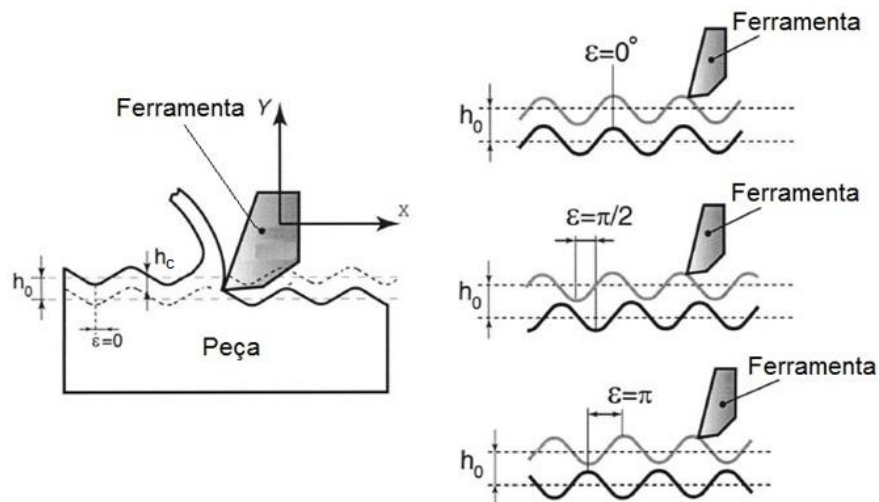


Figura 8 – Regeneração das ondas com diferentes ângulos de fase.

Fonte: Adaptado de Atabey (2001).

Existem alguns fatores que aumentam a estabilidade do sistema. Entre estes fatores, o amortecimento do processo, causado pelo ângulo de folga variável no tempo devido a vibrações, é importante em baixas velocidades de corte (Tlusty, 1993) (Montgomery, 1990). A Figura 9 mostra uma ferramenta que se move para a direita enquanto ela está oscilando. Deve notar-se que, para baixas velocidades de corte, os comprimentos das ondas geradas ficam curtos, fazendo com que a face do flanco da ferramenta toque a superfície usinada. Isso cria um efeito de amortecimento positivo no processo devido à fricção que ocorre no flanco da ferramenta. Em contraste, quando o comprimento da onda é maior (como ocorre em altas velocidades de corte), o ângulo de folga da ferramenta se torna maior. Nesse caso, o flanco não entra em contato com a superfície e, portanto, não contribui para o amortecimento do sistema.

A modelagem do amortecimento do processo e seu efeito estão incluídos na solução de estabilidade no domínio do tempo neste estudo.

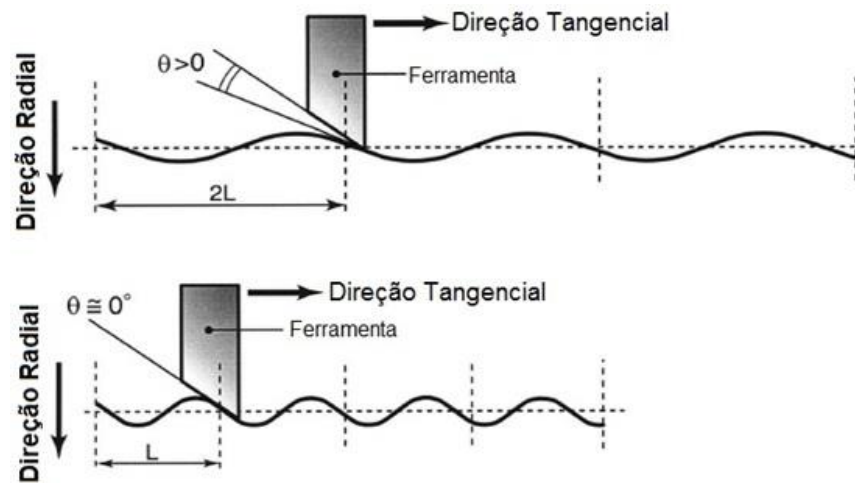


Figura 9 – Relação entre o amortecimento do processo e o ângulo de folga.

Fonte: Adaptado de Atabey (2001).

Uma das primeiras tentativas para resolver o problema de estabilidade em torneamento interno é a de Zhang (1986). Sua tese de doutorado analisou a estabilidade para duas condições: 1 - A condição de corte sem sobreposição, 2 - A condição de corte com sobreposição. Em ambos os casos, a rigidez crítica da barra de torneamento interno é investigada em condições de corte espiral, que não são representativas do processo de torneamento interno. Em seu modelo, com o objetivo de facilitar a solução de análise de estabilidade, a profundidade de corte e a espessura do cavaco são consideradas como parâmetros do sistema em vez do uso direto da profundidade de corte e do avanço (Figura 10). A área dinâmica do cavaco é calculada como,

$$A = b(h - h_c + \mu h(t - T)) \quad (8)$$

$$A = f \cdot a_p = b \cdot h \quad (9)$$

$$h = f \cdot \text{sen } \chi_r \quad (10)$$

$$b = \frac{a_p}{\text{sen } \chi_r} \quad (11)$$

onde A , b , h , h_c , $h(t - T)$, μ , a_p , χ e f são a área do cavaco usinada, a profundidade de corte, a espessura do cavaco inicial, a espessura instantânea do cavaco, a espessura do cavaco na posição anterior da ferramenta, o fator de sobreposição, a profundidade de corte, o ângulo de posição e o avanço, respectivamente.

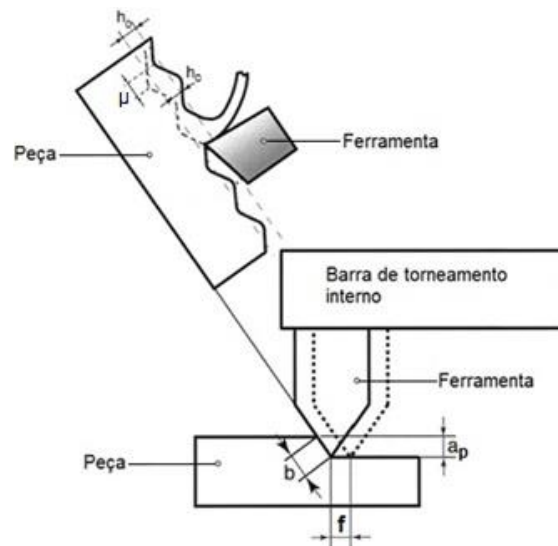


Figura 10 – Modelo da dinâmica do processo de torneamento interno apresentado na tese de Zhang (1986). Fonte: Adaptado de Atabey (2001).

2.3.3 Carta de estabilidade

O conceito de cartas de estabilidade foi estabelecido há mais de 40 anos por Tobias e Fishwick (1958) (apud Quintana e Ciurana, 2011). Segundo Tlustý (1986), entretanto, raramente foi colocado em prática, pelo menos de um modo sistemático até o advento da usinagem a altas velocidades (apud Polli, 2005). A Figura 10 mostra um exemplo desse diagrama. A coordenada vertical é a profundidade de corte e a

horizontal corresponde à rotação. Para interpretar o gráfico considera-se as curvas como fronteira entre regiões de estabilidade (abaixo das curvas) e instabilidade (acima) onde ocorrem vibrações (POLLI, 2005).

A fronteira entre um corte estável, isto é, sem vibrações regenerativas e um corte instável, isto é, com vibrações regenerativas pode ser visualizado em termos da profundidade de corte em função da rotação. Este gráfico é chamado de carta de estabilidade (Figura 11). Estes gráficos podem ser usados para encontrar a combinação específica de parâmetros de usinagem que resultam na taxa máxima de remoção de material livre de vibrações (FAASSEN, 2003). A ideia é a de procurar regiões de estabilidade como mostrado na Figura 10, aproveitando o efeito dos lóbulos e procurando a melhor opção de acordo com os critérios selecionados, tais como tempo, custo, benefício e precisão (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Em altas velocidades, o efeito de estabilização do processo de amortecimento diminui, tornando o processo mais propenso à vibrações. O processo de amortecimento geralmente ocorre à baixas velocidades e fornece a estabilidade devido às ondulações curtas deixadas na superfície da peça por vibrações de alta frequência. Estas ondas de superfície interferem com o flanco da ferramenta de corte e amortece as vibrações da ferramenta de corte (QUINTANA e CIURANA, 2011).

A construção de um diagrama de estabilidade requer informações prévias de, por exemplo, a função de resposta em frequência (FRF) da ferramenta de corte, do porta-ferramenta, da máquina-ferramenta e da peça. Mas o processo de modelamento para identificar a carta de estabilidade não é uma tarefa fácil, porque as estruturas de vários graus de liberdade, as forças de corte variáveis e as direções das forças complicam a análise e o cálculo.

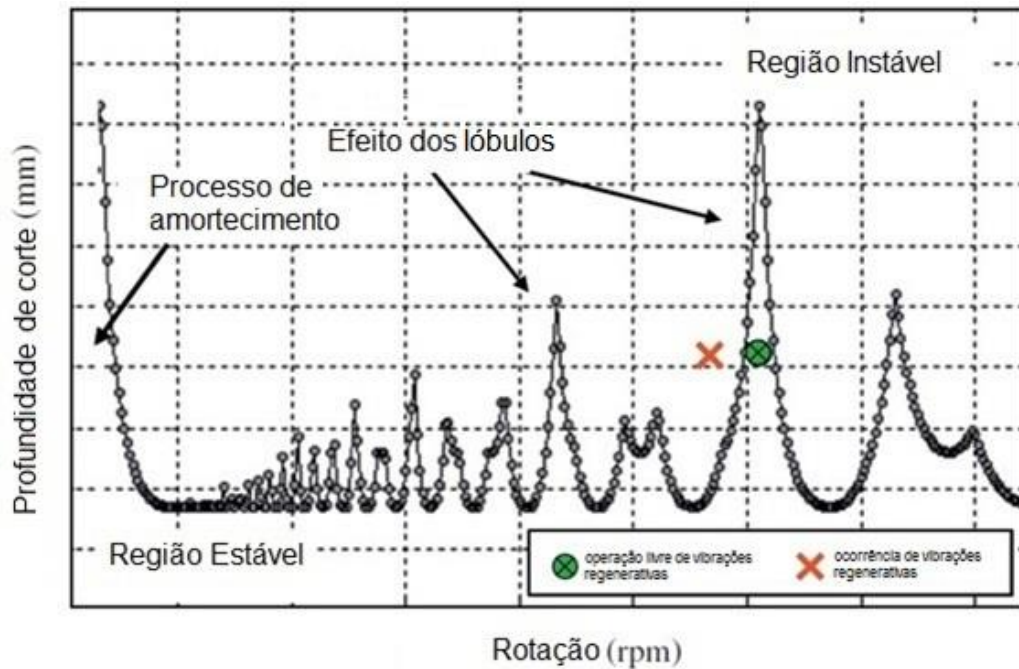


Figura 11 – Exemplo de uma carta de estabilidade.

Fonte: Adaptado de Quintana e Ciurana (2011).

Assim, uma vez que a função de resposta em frequência (FRF) do sistema máquina-ferramenta foi identificada, a carta de estabilidade pode ser calculada para uma ferramenta específica, peça e profundidade de corte, e o operador pode selecionar combinações de profundidade de corte e rotação que garantam operações sem vibrações (QUINTANA e CIURANA, 2011).

2.3.4 Estratégias para garantir um processo de usinagem estável

Pesquisadores têm estudado formas de detecção, identificação, evitar, prevenir, reduzir, controlar ou eliminar as vibrações regenerativas. Uma revisão da literatura sobre o problema das vibrações regenerativas conduz à classificação de métodos existentes em dois grupos principais (QUINTANA e CIURANA, 2011).

O primeiro grupo é composto por métodos que garantem uma estabilidade ao processo de usinagem por selecionar uma combinação de parâmetros de corte na zona estável da carta de estabilidade e fazendo mais processos no efeito de lóbulo. O

segundo grupo inclui métodos que evitam vibrações regenerativas por mudar o comportamento do sistema e modificando as fronteiras da estabilidade (QUINTANA e CIURANA, 2011).

Com relação ao primeiro grupo, é possível distinguir entre métodos externos ao processo e métodos internos ao processo. A sub-categoria de externos ao processo inclui métodos que ajudam a prever o local das fronteiras de estabilidade do processo de corte para selecionar as combinações de parâmetros de corte estáveis. A identificação da carta de estabilidade é feita externa ao processo antes de começar o processo de manufatura. A sub-categoria de internos ao processo inclui aqueles métodos que detectam as vibrações regenerativas durante o processo de corte do metal, permitindo que os parâmetros sejam corrigidos fazendo com que o corte migre para as zonas de estabilidade. No primeiro caso a fronteira de estabilidade deve ser calculada antes do início da operação de usinagem. No segundo caso, é necessário identificar a ocorrência das vibrações regenerativas dentro do processo, antes que o fenômeno cresça, deve-se modificar os parâmetros de corte até o corte estável ser alcançado (QUINTANA e CIURANA, 2011).

No segundo grupo é possível distinguir entre métodos passivos e métodos ativos. O primeiro inclui estratégias baseadas na modificação dos elementos da ferramenta para passivamente modificar o comportamento do sistema composto de máquina-ferramenta, a ferramenta de corte e do porta-ferramenta. Os métodos ativos são baseados em certos elementos capazes de modular a quantidade de trabalho realizado, absorvendo ou fornecendo energia ou pela modificação das fronteiras de estabilidade (QUINTANA e CIURANA, 2011).

2.3.5 Estratégias externas ao processo para identificação da carta de estabilidade

Esta linha de pesquisa é focada em evitar o fenômeno das vibrações regenerativas sem modificar as características do sistema composto pela estrutura da máquina-ferramenta, o suporte da ferramenta e a ferramenta de corte. O objetivo é

selecionar os parâmetros de corte ideais, buscando regiões estáveis entre os lóbulos da carta de estabilidade. Em baixas velocidades o efeito estabilizador de amortecimento do processo é dominante e as vibrações regenerativas não costumam aparecer. Nas velocidades de rotação mais altas, o efeito de amortecimento do processo diminui e é necessário analisar a carta de estabilidade, a fim de otimizar o processo de remoção de material. Para levar em conta esta estratégia, a carta de estabilidade completa ou, pelo menos, a carta de estabilidade na faixa da velocidade de trabalho, devem ser identificados. Durante muitos anos de pesquisa sobre vibrações regenerativas, os pesquisadores propuseram vários modelos para a previsão das vibrações em diferentes processos de fabricação (QUINTANA e CIURANA, 2011). Altintas e Weck (2004) reviram o modelamento fundamental das vibrações regenerativas no torneamento, mandrilamento, furação e processos de fresamento e retificação. A produção de pesquisa é maior quando realizada em tecnologias como o torneamento e o fresamento, que são mais convencionais, relevantes e amplamente utilizados na indústria. Por esta razão, há muito mais literatura sobre o problema vibrações regenerativas no fresamento ou torneamento do que em outros processos menos comuns, como o mandrilamento ou o brochamento (QUINTANA e CIURANA, 2011).

As primeiras abordagens foram apresentadas por Tobias e Fishwick (1958) e Tlustý e Polacek (1963) (apud Quintana e Ciurana, 2011). Eles identificaram o mecanismo de regeneração e modelos matemáticos desenvolvidos sob a forma de equações diferenciais. Merrit (1965) apresentou um modelo de *feedback* do sistema, explicando-o como uma interação de ciclo fechado entre a dinâmica estrutural e o processo de corte. Minis *et al.* (1990) apresentaram um modelo matemático geral que descreve a dinâmica do fresamento para prever o limite de profundidade axial de corte para fresamento sem *chatter*. O trabalho desenvolvido por Altintas e Budak (1995) tornou-se o artigo mais referenciado a lidar com o problema das vibrações regenerativas. Os autores sugeriram fazer previsões de estabilidade usando o termo de ordem zero de Fourier para aproximar a variação da força de corte e conseguir previsões da carta de estabilidade razoavelmente precisas para processos, onde a força de corte tem uma variação relativamente pequena, ou seja, imersões radiais

consideráveis e grande número de dentes. Este método analítico para prever lóbulos de estabilidade foi reforçado por Altintas (2001) para um modelo tridimensional.

Para identificar a carta de estabilidade, o comportamento do sistema deve ser previsto ou modelado por caracterização ou simulando a resposta da máquina-ferramenta, porta-ferramenta e sistema de corte da ferramenta. A função de transferência de um sistema multi-grau de liberdade pode ser identificada por testes dinâmicos estruturais. A estrutura é excitada com um martelo de impacto instrumentado com um transdutor de força piezoelétrico e as vibrações resultantes são medidas com sensores de deslocamento, velocidade ou aceleração (ALTINTAS, 2000). A força de impacto que o martelo fornece tem uma curta duração e pode ser analisada com um pulso estreito em um espectro de frequência plano. Assim é excitada uma gama de frequências ampla, a qual contém os modos naturais do sistema. Contudo, *shakers* eletromagnéticos ou elétricos são mais eficazes na excitação da estrutura que o martelo de impacto para fornecer força em frequências e amplitudes aleatórias (ALTINTAS, 2000). É importante selecionar o martelo e o material de sua ponta considerando a massa e a rigidez da estrutura. É muito comum o uso de acelerômetros para medir o resultado das vibrações. É importante também selecionar a massa e a gama de frequência adequada dos acelerômetros. Também, o material de interface entre a estrutura e o acelerômetro devem ser cuidadosamente selecionados para serem capazes de realizar medições precisas. Sensores sem contato são úteis a fim de evitar o efeito da massa do acelerômetro na medição, mas pode ser difícil montá-los na máquina-ferramenta. Transdutores de deslocamento a laser são mais práticos para montar. A Figura 12 mostra uma representação esquemática do procedimento para utilização do martelo de impacto.

Uma vez a função de transferência do sistema é identificada, é necessário avaliar os coeficientes de corte para condições de corte específicas. Coeficientes de corte podem ser obtidos a partir de medições de forças nas direções de avanço e normal de corte. Como a espessura do cavaco instantânea e as vibrações dependem das forças de corte e os parâmetros modais do problema conduzem a uma representação em malha fechada. A identificação dos valores exatos da equação do

sistema dinâmico de malha fechada para obter a carta de estabilidade definida como a profundidade máxima estável de corte como uma função da rotação.

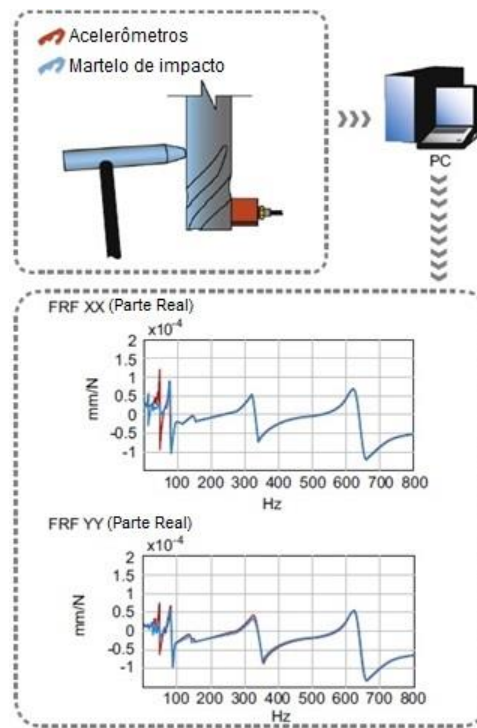


Figura 12 – Representação esquemática do teste com martelo de impacto.

Fonte: Adaptado de Quintana e Ciurana (2011).

Uma vez que a função transferência da estrutura no ponto da ferramenta e a constante de corte são identificadas ou medidas, a carta de estabilidade pode ser calculada seguindo as várias etapas: (1) Seleção de uma frequência de vibração regenerativa em torno de um modo dominante; (2) Calcular o ângulo de fase da estrutura na frequência de vibração regenerativa selecionada; (3) Calcular a profundidade crítica de corte; (4) Calcular a rotação para cada lóbulo de estabilidade; e (5) Repetir o procedimento, lendo as frequências das vibrações regenerativas em torno de todas as frequências naturais da estrutura (ALTINTAS, 1995). Sims *et al.* (2005) descreveram a utilização de sensores piezoelétricos e atuadores para prever as cartas de estabilidade para o fresamento. Este método oferece mais controle sobre o sinal de excitação do que um martelo de impacto e é mais adequado para pequenas

ferramentas, em que é impossível detectar com precisão a ponta da ferramenta. Técnicas de acoplamento de subestrutura permitem que a dinâmica do eixo árvore e da ferramenta sejam estudadas separadamente e depois combinados para obter resposta global do sistema. Conseqüentemente, uma vez que a dinâmica do eixo árvore tem sido estudada teoricamente ou experimentalmente, é possível estimar a resposta na ponta da ferramenta para ferramentas diferentes (Park *et al*, 2003) (MOVAHHEDY e GERAMI, 2006). Dada a importância de ambos, o diâmetro da ferramenta e a variação sobre o comportamento dinâmico, esta técnica é muito útil para os usuários de máquinas-ferramenta. Se os fabricantes de eixo árvore e máquinas integram a dinâmica de cada um dos seus produtos em um utilitário de software, o usuário final pode introduzir uma geometria específica de ferramenta para obter a resposta em frequência. Esta FRF é a entrada para o cálculo do lóbulo de estabilidade, que leva à seleção das condições de alta produtividade. Com o eixo-árvore parado, a medição da excitação e da resposta é o método normalmente utilizado para se obter a FRF e pode ser facilmente feito pelo teste na ponta da ferramenta com um martelo de impacto e um acelerômetro. No entanto, em velocidades mais altas esse teste não é possível. Abele *et al.* (2007) usaram um mancal magnético ativo (AMB) para identificar a FRF de um sistema de eixo árvore. Este método permite que uma medição sem contato seja feita durante a rotação do eixo árvore. Além disso, testes de impacto envolvem acelerômetros que são comumente usados em medições da FRF e, embora a massa de um acelerômetro típico usado nestas medições é extremamente pequena em comparação com a ferramenta de corte, sua massa pode ter um efeito significativo sobre a medida da FRF. Özsahin *et al.* (2010) demonstraram o efeito da massa do acelerômetro na FRF da ponta da ferramenta e cartas de estabilidade para vários casos com diferentes acelerômetros de massas diferentes para diversas ferramentas utilizando medições de velocidade a laser. Os autores apresentaram também um método de modificação estrutural que pode ser utilizada para corrigir as medições FRF's com acelerômetros, e, assim, as cartas de estabilidade resultantes. Os métodos usados atualmente para identificação da FRF requerem o uso de equipamentos adicionais tais como martelos

de impacto, transdutores piezoelétricos, software, sensores e pessoal qualificado para realizar testes, validações de dados e interpretar funções de resposta em frequência.

Na maioria dos casos, estes equipamentos não estão disponíveis no chão de fábrica e os operadores normalmente não são capacitados para usar esses sistemas complexos de geração de cartas de estabilidade. Esta poderia ser a razão pela qual eles ainda não são amplamente utilizados em pequenas e médias empresas.

Abordagens de modelamento são geralmente muito sofisticadas e operadores não são treinados bem o suficiente para aplicá-las, interpretá-las e tomar decisões. A modelagem em si inclui algumas simplificações que implicam erros ou imprecisões, que tornam as previsões diferentes da realidade. Cartas de estabilidade são muito sensíveis a parâmetros de entrada do modelo: parâmetros modais e os coeficientes de corte que quantificam a resistência do material ao ser usinado. Um erro na estimativa da rigidez ou do coeficiente de amortecimento aumenta a profundidade de corte limite aproximadamente na mesma proporção. Abordagens baseadas em experimentos não apresentam tais imprecisões. No entanto, são limitadas a um sistema específico. Uma carta de estabilidade obtida só é válida para uma combinação desses elementos: máquina-ferramenta, eixo-árvore, suporte da ferramenta e ferramenta. As mudanças na forma ou nas propriedades mecânicas da ferramenta ou do porta-ferramenta resultam em uma nova carta de estabilidade.

2.3.6 Estratégias internas ao processo para reconhecimento das vibrações regenerativas

Os métodos baseados no reconhecimento das vibrações regenerativas não precisam de identificação da carta de estabilidade. Para esses casos, pesquisadores têm desenvolvido métodos que consistem na detecção *online* das vibrações regenerativas, pelo monitoramento de um determinado sinal, tal como aceleração da vibração, som e forças de corte com diferentes tipos de sensores ou instrumentos para obter as informações do processo (Figura 13).

Liao e Young (1996) propuseram um método *online* de regulação da velocidade do eixo árvore para controlar as vibrações regenerativas quando elas começam a ocorrer.

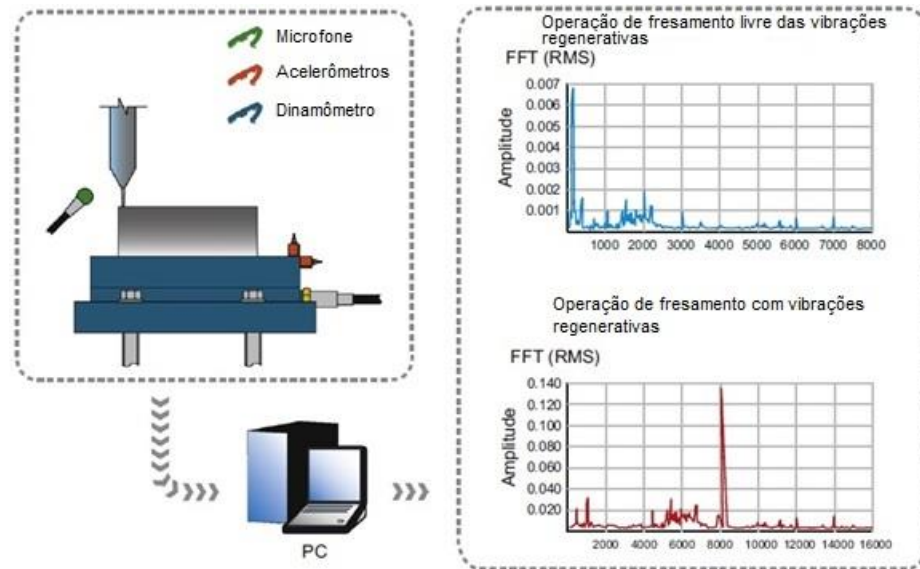


Figura 13 – Uso de sensores para reconhecimento das vibrações regenerativas.

Fonte: Adaptado de Quintana e Ciurana (2011).

O sinal da força de corte é coletado com um dinamômetro, a transformada de Fourier é calculada, e uma nova rotação é calculada com o objetivo de perturbar o efeito regenerativo.

O som do fresamento emergindo das vibrações mecânicas produzidas na zona de interação entre a ferramenta de corte e a peça também foi utilizado para detectar e controlar a ocorrência de vibrações regenerativas (WEINGAERTNER *et al.*, 2006). Tem sido demonstrado que o microfone é um excelente sensor para ser utilizado com este objetivo e comparações feitas com outros sensores, tais como dinamômetros, sensores de deslocamento e acelerômetros, têm dado bons resultados com relação à identificação da usinagem instável (DELIO *et al.*, 1992). Schmitz *et al.* (2002) e Schmitz (2003) propuseram um método para reconhecimento das vibrações regenerativas por meio de avaliações estatísticas da variância do som do fresamento com amostras de forma assíncrona (uma amostra por eixo de revolução) do sinal. Um

software chamado Harmonizer™ da Metalmax® analisa o som do processo de corte com um microfone e a vibração regenerativa é detectada se a energia da medida do sinal do som exceder um determinado limiar. Ismail e Ziaei (2002) combinaram várias estratégias em uma, com foco na usinagem de lâminas de turbina de alumínio em uma máquina de cinco eixos. Eles implementaram um algoritmo que combina a programação de parâmetros externa ao processo e mudança da rotação *online* com base na análise de dados do som emitido.

O uso de microfones para capturar e analisar o som de corte tem sido demonstrado ser uma solução eficiente e barata. Talvez um dos seus inconvenientes seja que o som vindo de outras máquinas da fábrica podem introduzir ruído no sinal. Entretanto, existem várias técnicas de tratamento de sinais para filtrar o som e extrair as informações corretas. Por outro lado, acelerômetros, por exemplo, são mais caros do que os microfones e também podem ser afetados pelas vibrações provenientes de outras máquinas-ferramenta no chão-de-fábrica.

A principal desvantagem das técnicas *online* é que elas esperam para que o problema apareça e, em seguida, tomam medidas, de modo que o dano às partes e aos componentes da máquinas-ferramenta já estão feitos. Em operações de desbaste ele pode não ser um problema, mas não é uma boa solução em acabamento na usinagem. Além disso, um equipamento adicional é geralmente necessário para que possam detectar e agir, por isso eles podem ser caros. Esses fatores tornam as soluções analíticas preditivas mais interessante em comparação com outras, embora estas também enfrentam alguns problemas como foi descrito anteriormente.

2.3.7 Estratégias passivas para evitar as vibrações regenerativas

Em contraste com os métodos que ajudam a evitar as vibrações regenerativas por situar o processo de usinagem na zona estável da carta de estabilidade, altas taxas de remoção de material podem ser obtidas usando uma outra linha de pesquisa cujo objetivo é ampliar a zona estável da carta de estabilidade pela expansão da fronteira de estabilidade ou simplesmente mudando o comportamento do sistema. Estes métodos são baseados na melhoria da concepção do porta-ferramenta

alterando o seu desempenho em relação às vibrações ou na utilização de dispositivos suplementares que podem absorver energia extra ou neutralizar o efeito regenerador. Exemplos disso são os dispositivos passivos de amortecimento instalados em elementos do porta-ferramenta com menor rigidez: amortecedores de atrito, amortecedores de massa ou amortecedores sincronizados. Em ambientes industriais, é possível encontrar ferramentas com amortecimento integrado como a CoroMill 390 da Sandvik© Coromant. Esta linha de pesquisa está focada em garantir a operação livre de vibrações regenerativas usando estratégias passivas para amortecer, reduzir e controlar o fenômeno.

Marui *et al.* (1998) aumentaram a capacidade de amortecimento de um sistema de ferramenta de corte com placas de atrito internas. Semercigil e Chen (2002) sugeriram um controlador de vibração passivo (amortecedor de impacto) para reduzir as vibrações excessivas de uma fresa de acabamento. Kim *et al.* (2006) introduziram um amortecedor passivo em um furo cilíndrico no centro de uma fresa de acabamento padrão para dissipar a energia das vibrações regenerativas na forma de atrito. Miguélez *et al.* (2010) analisaram o comportamento de barras para torneamento interno com um amortecedor passivo dinâmico de vibrações para a eliminação das vibrações regenerativas.

Bavastri *et al.* (2014) empregaram uma ferramenta de torneamento externo com um absorvedor viscoelástico otimizado para reduzir as vibrações regenerativas durante o processo de usinagem.

2.3.8 Estratégias ativas para eliminação das vibrações regenerativas

Sistemas ativos para eliminação das vibrações regenerativas são distinguidos dos métodos passivos basicamente por suas habilidades para monitorar o estado dinâmico do sistema máquina-ferramenta, diagnosticar a ocorrência e executar ativamente aquelas decisões que mudam, se necessário, o sistema para uma situação mais adequada. Os sistemas ativos para redução de vibrações são geralmente compostos de monitoramento, diagnóstico e elementos de execução. Com estas estratégias a carta de estabilidade é ativamente expandida ou, pelo menos,

modificada. A implementação desses recursos requer o uso de certos elementos capazes de modular a quantidade de trabalho executado, absorvido ou de energia fornecida.

Chiou *et al.* (2003) propuseram um algoritmo para controlar as vibrações regenerativas na usinagem modificando a função resposta da estrutura e suas propriedades modais usando suportes ativos do eixo-árvore com rolamento eletrostático e piezoelétrico. Huyanan e Sims (2008) investigaram o controle ativo das vibrações regenerativas, com um atuador eletromagnético ativo.

Ganguli *et al.* (2007) propuseram o uso de um sistema ativo de amortecimento, baseado em um acelerômetro para medir as vibrações da máquina-ferramenta e um amortecedor eletromagnético, também chamado de amortecedor de massa ativo, para melhorar os limites de estabilidade do sistema. Wang *et al.* (2010) usaram um amortecedor de massa sintonizado não-linear para a eliminação das vibrações regenerativas na usinagem. Os autores compararam sua performance com o linear comum mostrando que o amortecedor não-linear pode melhorar a estabilidade por eliminar a magnitude da parte real da função resposta em frequência do sistema amortecido. Mei *et al.* (2009 e 2010) desenvolveram uma barra de torneamento interno controlada por fluido magneto-reológico (MR) para a supressão das vibrações *chatter*. O fluido MR pode alterar a rigidez variando a força de um campo magnético aplicado. Brecher *et al.* (2010) apresentaram uma abordagem de supressão de vibrações baseada na integração entre uma fresadora e um suporte de peça ativo com dois eixos controlados por atuadores piezoelétricos.

2.4 Forças no processo de torneamento interno

A Figura 14 ilustra esquematicamente a operação de torneamento interno. Neste processo, as forças podem ser decompostas em duas componentes: a força de corte F_c e a força de atrito F_{fr} . A direção da força de atrito para cada elemento diferencial angular varia ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta devido ao raio de ponta do inserto e é definida com o ângulo efetivo ϕ_L , que é o ângulo entre as direções das forças de atrito e de avanço.

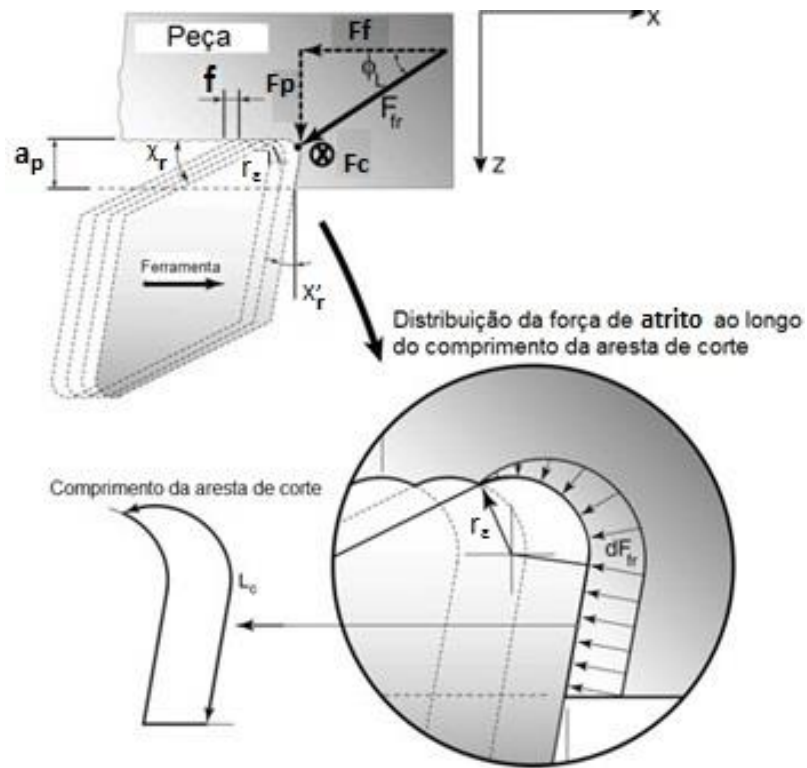


Figura 14 – Definição das forças e dos parâmetros de corte e geométricos no torneamento interno e distribuição da força de atrito ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta l_c . Fonte: Adaptado de Atabey (2001).

As forças passiva e de avanço (F_p e F_f) são obtidas projetando a força de atrito total F_{fr} nas direções radial e de avanço. As direções X, Y e Z são referenciadas como as direções tangencial, radial e de avanço, respectivamente (Figura 15).

$$F_x = F_c \quad (12)$$

$$F_y = F_p = F_{fr} \sin \phi_L \quad (13)$$

$$F_z = F_f = F_{fr} \cos \phi_L \quad (14)$$

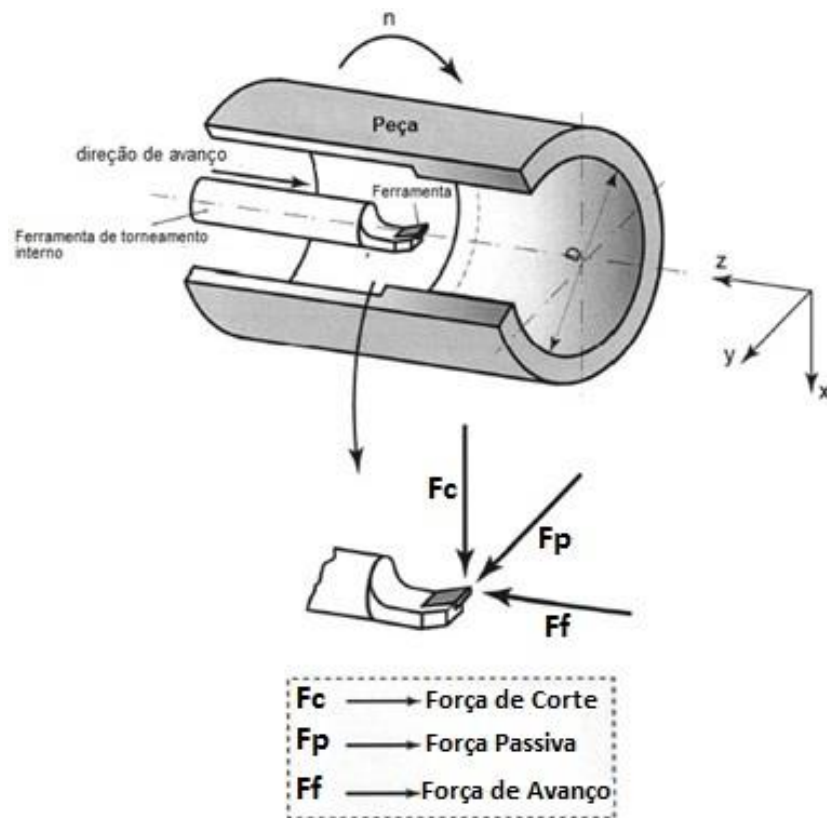


Figura 15 – Ilustração esquemática das direções das forças no torneamento interno.

Fonte: Adaptado de Atabey (2001).

A Figura 16 mostra a trajetória espiral seguida pelo inserto durante o processo de torneamento interno e o passo dessa espiral é igual ao avanço f .

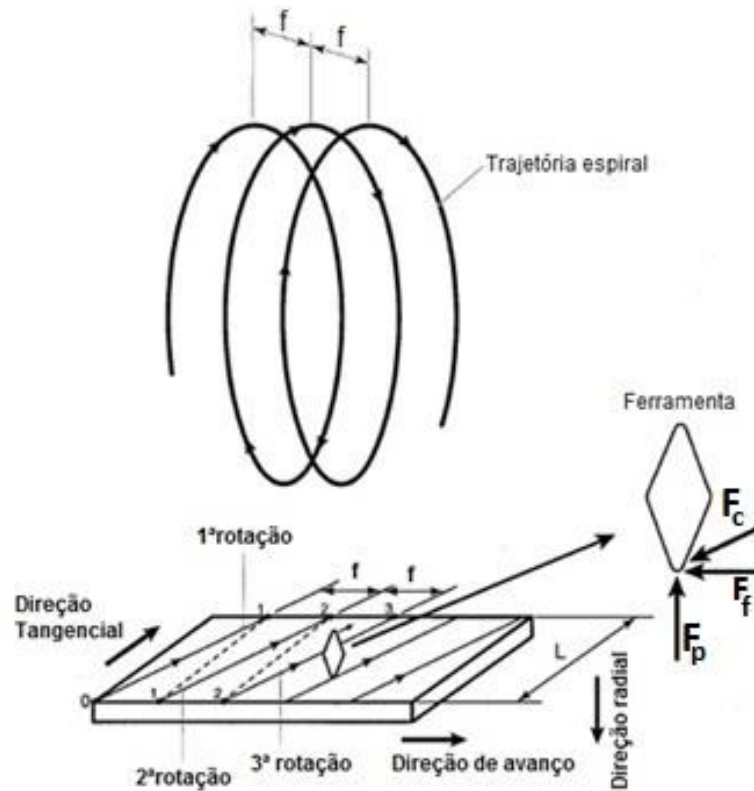


Figura 16 – Trajetória espiral da ferramenta de torneamento interno.

Fonte: Adaptado de Atabey (2001).

2.4.1 Identificação dos coeficientes de corte

Ensaio para identificação dos coeficientes de corte foram realizados com uma ferramenta com ângulos de saída e folga específicos. Esses testes foram realizados com avanços variáveis f , a velocidade de corte constante v_c e a largura de corte b . Após a conclusão dos testes, emprega-se a regressão linear nas forças tangencial e de avanço medidas para a identificação dos coeficientes das forças de corte e na aresta K_{tc} , K_{te} , K_{fc} e K_{fe} . Esta regressão gera,

$$F_c = K_{tc}bh + K_{te}l_c \quad (15)$$

$$F_f = K_{fc}bh + K_{fe}l_c \quad (16)$$

onde b é a largura de corte, h é a espessura do cavaco, F_c é a força de corte e F_f é a força de avanço. O valor de outros parâmetros R_c , β_a , ϕ_c e τ_s para cada teste são determinados com as seguintes equações (ALTINTAS, 2000):

$$l_c = \frac{h \operatorname{sen}(\phi_c + \beta_a - \gamma_0)}{\operatorname{sen} \phi_c \cos \beta_a} \quad (17)$$

$$R_c = \frac{h}{h_c} \quad (18)$$

$$\phi_c = \tan^{-1} \frac{R_c \cos \gamma_0}{1 - R_c \operatorname{sen} \gamma_0} \quad (19)$$

$$\beta_a = \gamma_0 + \tan^{-1} \left(\frac{F_f}{F_c} \right) \quad (20)$$

$$\tau_s = \frac{(F_c \cos \phi_c - F_f \operatorname{sen} \phi_c) \operatorname{sen} \phi_c}{bh} \quad (21)$$

onde h_c é a espessura média do cavaco, γ_0 é o ângulo de saída da ferramenta, l_c é o comprimento de contato cavaco-ferramenta, h é a espessura inicial do cavaco, β_a é o ângulo de atrito, ϕ_c é o ângulo de cisalhamento, τ_s é a tensão de cisalhamento e R_c é o grau de recalque do cavaco. Uma vez que os parâmetros acima são obtidos para cada condição experimental, podem ser empregados nos modelos de simulação do processo.

2.4.2 Processo de amortecimento

A força de amortecimento do processo, F_d , na direção y pode ser expressa em função da espessura do cavaco, da velocidade de corte e de uma constante C (ALTINTAS *et al*, 2008).

$$F_d = -C \frac{b}{v_c} \dot{y} \quad (22)$$

onde C é o coeficiente de amortecimento do processo de usinagem, b é a largura de corte, v_c é a velocidade de corte e \dot{y} é a velocidade na direção y .

A Figura 17 representa um modelo para o torneamento com um grau de liberdade.

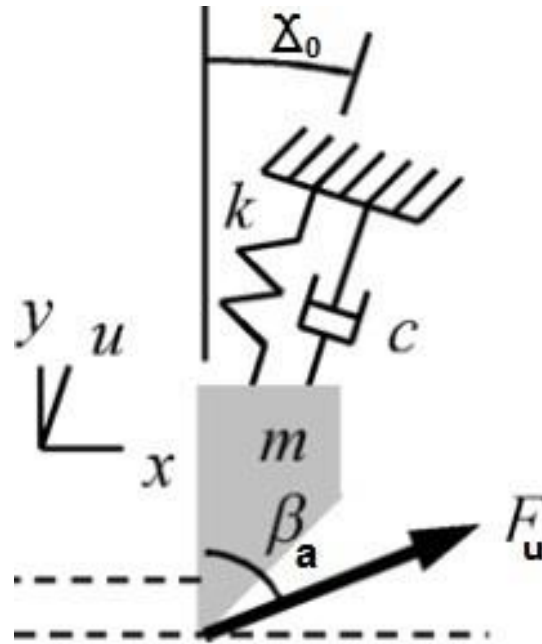


Figura 17 – Modelo para o torneamento com um grau de liberdade.

Fonte: Adaptado de Tyler e Schmitz (2013).

Desta forma o modelo utilizado para as simulações do processo considerando o amortecimento resume-se na seguinte equação diferencial (Adaptado de TYLER e SCHMITZ, 2013):

$$F_c = m\ddot{u} + c\dot{u} + Ku = F_u \cos(\beta_a - \gamma_0) - \left(C \frac{b}{v_c} \cos^2(\gamma_0) \right) \dot{u} \quad (23)$$

$$F_u = F_p + F_f + F_c \quad (24)$$

Onde:

m - massa do modelo

\ddot{u} - aceleração na direção do amortecimento

c - coeficiente de amortecimento do modelo

\dot{u} - velocidade na direção do amortecimento

K - rigidez do modelo;
 u - direção do amortecimento;
 F_c - força de corte;
 F_p - força passiva;
 F_f - força de avanço;
 F_u - força ativa de usinagem;
 β_a - ângulo de atrito;
 γ_0 - ângulo de saída da ferramenta;
 C - coeficiente de amortecimento da usinagem;
 b - largura de corte;
 v_c - velocidade de corte.

Na solução no domínio do tempo esta equação é resolvida iterativamente pelo método de Euler. A aceleração é calculada a partir da força e duplamente integrada para se chegar ao deslocamento da ferramenta.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia empregada nesta dissertação foi baseada no desenvolvimento de ensaios sistemáticos em laboratório procurando reproduzir as situações que são encontradas na prática em um ambiente industrial real.

Foram realizados experimentos com o objetivo de analisar a influência dos parâmetros de corte e das características dinâmicas no processo de torneamento interno, buscando pontos de estabilidade dinâmica em ferramentas com relação comprimento / diâmetro alta.

A avaliação da estabilidade do processo foi realizada a partir de sinais de áudio. Posteriormente, simulações computacionais no MatLab foram realizadas e comparadas com os resultados encontrados nos ensaios em laboratório com a finalidade de montar uma carta de estabilidade.

3.1 Determinação das funções resposta em frequência (FRF's)

Através de testes de impacto foram obtidas as funções resposta em frequência na ponta da ferramenta para as diferentes montagens realizadas como mostra a Figura 18. Para isto, foi fixado um acelerômetro PCB Piezotronics 352C68 SN77121 na extremidade da ferramenta montada na máquina e esta foi excitada por um martelo instrumentado de impacto PCB Piezotronics tipo ICP 086C03 munido de um transdutor de força piezoelétrico tipo ICP 086C03 e 2 condicionadores de sinal PCB Piezotronics. Os sinais coletados passaram pelo *software* analisador de sinais dinâmicos ITA-Toolbox que foi desenvolvido, pelo Instituto de Acústica Técnica da Universidade RWTH – Aachen na Alemanha, para trabalhar junto com o *software* Matlab.

Desta maneira, as frequências naturais necessárias para a interpretação dos resultados experimentais e os parâmetros modais usados nas simulações computacionais foram identificados. A Figura 19 ilustra um fluxograma para uma rápida compreensão da metodologia utilizada nesse trabalho.

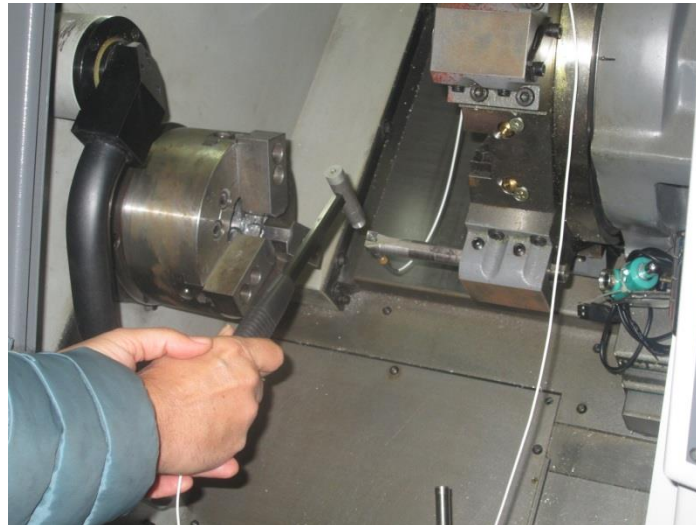


Figura 18 – Determinação experimental da FRF com martelo instrumentado de impacto.

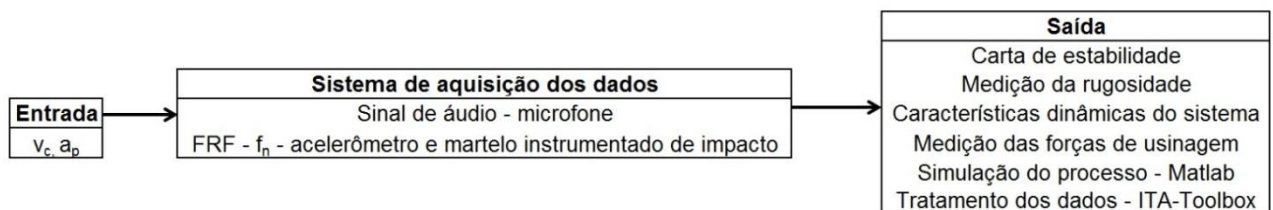


Figura 19 – Fluxograma da metodologia experimental utilizada no trabalho.

3.2 Parâmetros empregados para avaliação da estabilidade

3.2.1 Rugosidade

Os valores de rugosidade representam uma medida relativa para a estabilidade do processo. Para a medida da rugosidade foi empregado o Perfilômetro Ótico 3D Modelo Talysurf CCI – Lite conforme mostra a Figura 20.

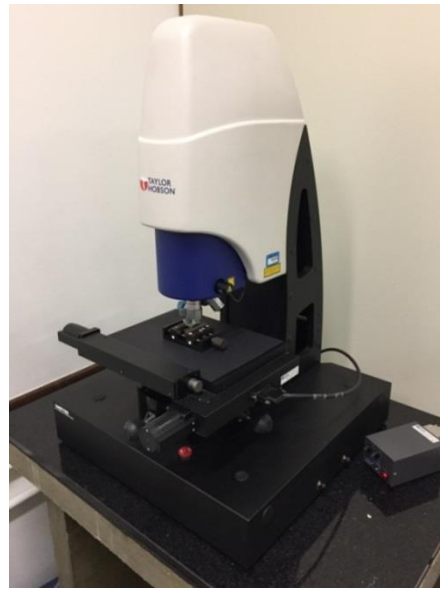


Figura 20 – Perfilômetro Ótico 3D Modelo Talysurf CCI - Lite.

3.2.2 Sinal de áudio

Um microfone foi utilizado como sensor para a detecção do surgimento de vibrações durante o processo de torneamento interno, esse dispositivo foi escolhido devido a sua atuação em uma adequada banda de frequência e a sua capacidade de detectar sinais de vibrações provenientes do sistema: ferramenta, peça ou máquina-ferramenta.

Para a captação dos sinais de áudio durante o processo de torneamento interno, foi utilizado um sistema composto dos seguintes elementos: microfone especial de medição Rosenberger MCE212 com pré-amplificador Tipo 26CA, uma placa de aquisição para a coleta dos sinais Roland QuadCapture, Analógica 2x2 e Digital 2x2, microcomputador e o software ITA-Toolbox para a análise dos sinais como mostram as Figura 21 e 22.

3.2.3 Forças na usinagem

A obtenção dos esforços durante o processo de torneamento interno foi feita por uma Plataforma de Medição de Esforços que foi fixada no carro transversal do

Torno Convencional Romi ID-20 localizado no Laboratório de Pesquisa em Usinagem da UTFPR.

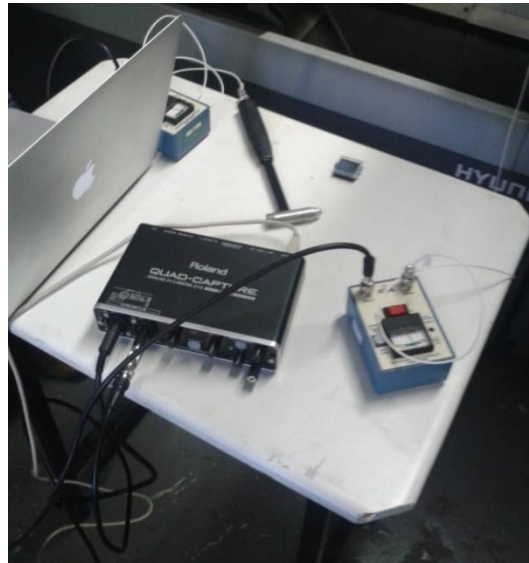


Figura 21 – Equipamentos utilizados na captação do sinal de áudio.



Figura 22 – Posicionamento do microfone na máquina para os experimentos.

O sistema de medição de forças (Figura 23) foi composto por plataforma piezométrica Kistler tipo 9265B, Amplificador de Carga Multicanal Kistler tipo 5070A, Placa de Aquisição de Dados USB-6259B junto com os Softwares NI Signal Express 2015 e Labview 2011, ambos da National Instruments e instalados no computador do Laboratório de Pesquisa em Usinagem da UTFPR.

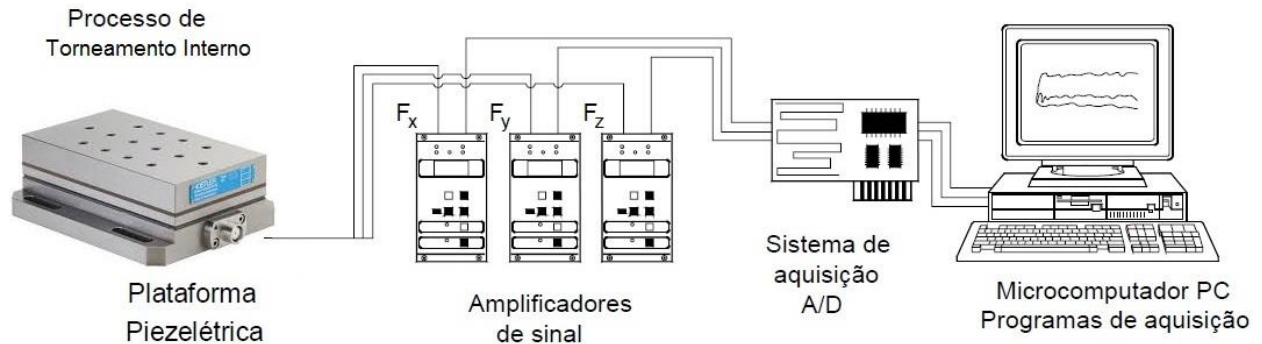


Figura 23 – Sistema para medição das forças de usinagem.

Fonte: Adaptado de Polli (2005).

3.2.4 Máquina-ferramenta

Para os ensaios foi utilizado o Centro de Torneamento CNC Hyundai-KIA SKT160A do Laboratório CNC da Faculdade Sociesc de Curitiba.

3.2.5 Ferramentas

Foram utilizados para os ensaios o inserto Iscar CCGT 09T304-AS IC20 (Figura 24) com um raio de ponta de 0,4 mm e o suporte para ferramenta Iscar S16QSCLCL-09 (Figura 25) (diâmetro = 16 mm) com um comprimento em balanço de 96 mm ($L/D = 6$) e outra montagem com comprimento em balanço de 112 mm ($L/D = 7$).

Os valores dos principais ângulos da ferramenta são: $\gamma_0 = +26^\circ$, $\alpha_0 = 7^\circ$, $\beta_0 = 83^\circ$, $\varepsilon_r = 80^\circ$, $\lambda_s = 0^\circ$, $\chi'_r = 10^\circ$ e $\chi_r = 90^\circ$ e o raio de ponta $r_\varepsilon = 0,4$ mm.

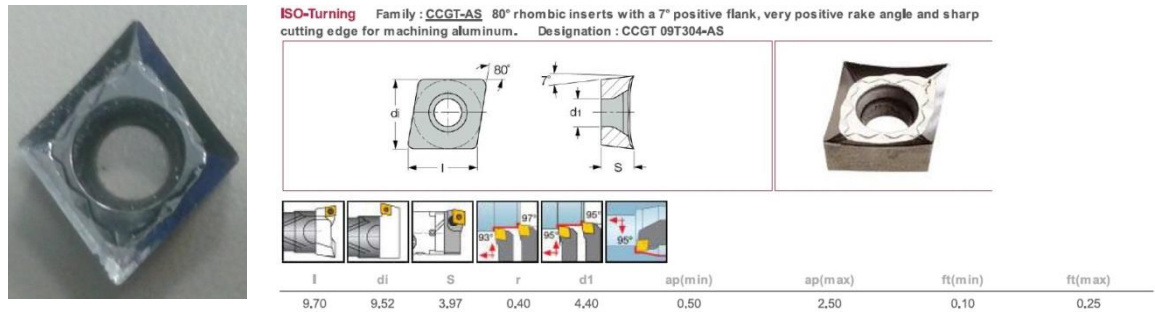


Figura 24 – Inserto utilizado nos ensaios Iscar CCGT 09T304-AS IC20.

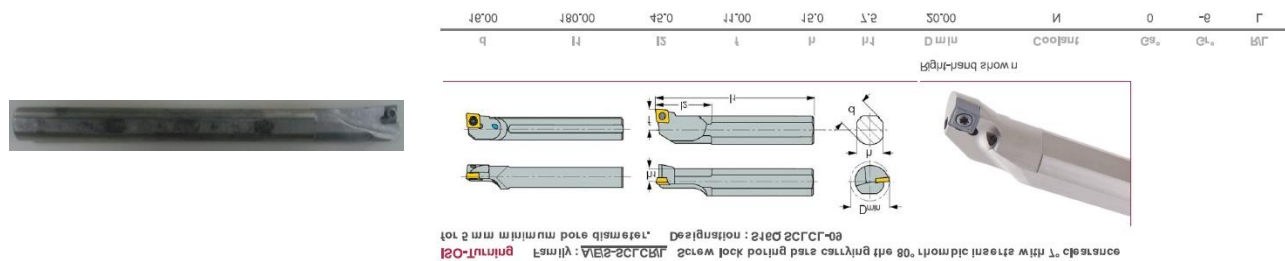


Figura 25 – Porta-ferramenta utilizado nos ensaios Iscar S16QSCCL-09.

3.2.6 Características dinâmicas do sistema

De uma forma geral, as estruturas da máquina-ferramenta e da peça têm geometrias complexas, e a dinâmica do processo é de difícil previsão. Em muitas situações de usinagem, o sistema tem múltiplos modos acoplados de vibrações atuando em diferentes direções, ou modos dominantes de vibrações que podem mudar de uma posição para outra do corte (POLLI, 2005). No torneamento interno, a ferramenta de corte costuma ser a parte mais flexível no sistema, uma vez que sua relação comprimento-diâmetro (L/D) é elevada e, portanto, suas características geométricas e propriedades mecânicas têm influência direta sobre a rigidez e as frequências naturais resultantes.

Considerando a ferramenta como uma viga em balanço, o valor da rigidez (K) para o primeiro modo de vibração pode ser calculada, por (INMAN, 1996):

$$K = \frac{3EI}{L^3} \quad (25)$$

O conjunto ferramenta e porta-ferramenta podem ser considerados como uma barra circular delgada e longa em balanço e portanto seu momento de inércia pode ser calculado como:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (26)$$

onde E é o módulo de elasticidade, I é o momento de inércia, L é o comprimento em balanço da ferramenta e d é o diâmetro do porta-ferramentas.

As frequências naturais resultantes para as montagens da ferramenta foram empregadas no cálculo das massas modais. A razão de amortecimento (ζ) foi encontrada pelo método da banda de meia potência.

As propriedades mecânicas do material da ferramenta analisada são mostradas na Tabela 1.

Propriedades do Material	Aço de Alta Resistência
Módulo de Elasticidade (GPa)	200
Densidade (Kg/m ³)	7.850
Coefficiente de Poisson	0,32

Tabela 1 - Propriedades mecânicas do material da ferramenta analisada.

3.2.7 Material

O material que foi utilizado para os testes foi a liga de alumínio 6351-T6, os corpos de prova foram cilíndricos com diâmetro de 32 mm e comprimento de 20 mm com um furo central de 21 mm de diâmetro (Figura 26a), para realização dos testes também foram utilizados corpos de prova de diâmetro de 32 mm e comprimento de 20 mm com um furo cônico com diâmetro menor de 21,5 mm e diâmetro maior de 27,5 mm (Figura 26b). Na Tabela 2 tem-se as propriedades mecânicas da liga de alumínio 6351-T6 e a Tabela 3 mostra a composição química da liga de alumínio 6351-T6.

a) Corpo de prova 1

b) Corpo de prova 2

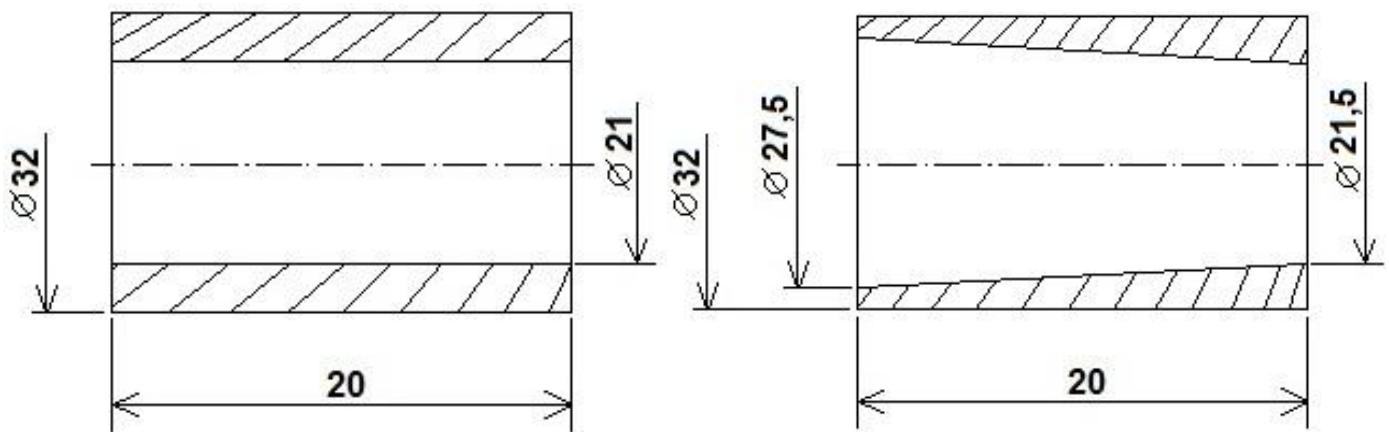


Figura 26 – Desenho dos corpos de prova.

Limite de Resistência à Tração (MPa)	Limite de Escoamento (MPa)	Alongamento em 50mm (%)
290 – 350	255 – 330	4 - 8
Dureza (HB)	Dureza (HV)	Densidade (g/cm ³)
95 - 110	100 - 115	2,71

Tabela 2 - Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6351-T6.

Fonte: ASM Handbook, Volume 2 (2000).

A dureza do material utilizado nos ensaios foi medida na Máquina de Medição de Dureza EMCO-TEST localizada no Laboratório de Ensaio Mecânicos de Materiais da UTFPR e o resultado médio obtido foi de 104 HV, resultado que está de acordo com a Tabela 2.

Utilizou-se este material porque tem usinabilidade relativamente boa e por ser macio não comprometendo a vida útil da ferramenta durante os ensaios e reduzindo o custo total dos experimentos.

Si (%)	Fe (%)	Mn (%)	Cu (%)	Mg (%)
0,70 – 1,30	0,50	0,40 – 0,80	0,10	0,40 – 0,80
Al (%)	Zn (%)	Ti (%)	Outros (%)	
96,50 – 99,00	0,20	0,20	0,05 – 0,15	

Tabela 3 - Composição química da liga de alumínio 6351-T6.

Fonte: ASM Handbook, Volume 2 (2000).

Os corpos de prova foram dimensionados e fixados na máquina de tal forma que puderam ser considerados rígidos e que as instabilidades dinâmicas se resumissem exclusivamente à flexibilidade do sistema composto pela ferramenta e porta-ferramenta. A fixação da peça foi realizada por uma placa de 3 castanhas moles e com um sistema hidráulico.

3.2.8 Metodologia dos ensaios

Como foi especificado anteriormente, foram realizados ensaios variando a rotação, a profundidade de corte com o avanço $f = 0,104$ mm/volta, com o objetivo de obter-se uma carta de estabilidade para o processo de torneamento interno. Para a relação $L/D = 6$ foram realizados vários ensaios conforme ilustra a Figura 27, com avanço de 0,104 mm/volta, rotação variando de 1.000 rpm a 5.000 rpm e profundidade de corte (a_p) variando de 0,25 mm a 2 mm com incrementos de 0,25 mm conforme mostra a Tabela 3.

Também foram levantados alguns pontos da carta de estabilidade para a relação $L/D = 7$ (Figura 27) variando a rotação e para $a_p = 0,25$ mm conforme mostra a Tabela 4.

Outros dois ensaios foram realizados, uma aumentando gradativamente a profundidade de corte (a_p) e outro diminuindo gradativamente, com um corpo de prova com furo cônico com $n = 1.500$ rpm e $f = 0,104$ mm/volta como ilustra a Figura 28. Todos os experimentos foram realizados à seco (sem meio lubri-refrigerante).

Após os testes e com os dados gerados, uma análise individual foi realizada para cada parâmetro utilizado. Para todos os ensaios, medições no domínio do tempo e da frequência foram analisadas afim de observar as diferenças entre os processos

estáveis e instáveis, possibilitando assim, a determinação dos parâmetros que compõem a carta de estabilidade e a comparação das simulações com os resultados dos experimentos.

Rotação (rpm)	Incremento – rotação (rpm)	Profundidade de corte – a_p (mm)	Incremento – a_p (mm)
1.000 à 2.500	250	0,25 à 2,00	0,25
2.500 à 3.000	500		
3.000 à 5.000	1.000		

Tabela 4 - Parâmetros de usinagem utilizados nos experimentos para $L/D = 6$.

Rotação (rpm)	Incremento – rotação (rpm)	Profundidade de corte – a_p (mm)
250 à 500	250	0,25
500 à 800	300	
800 à 1.000	200	
1.000	0	0,5
1.000 à 1.500	500	0,25
1.500 à 2.500	1.000	

Tabela 5 - Parâmetros de usinagem utilizados nos experimentos para $L/D = 7$.

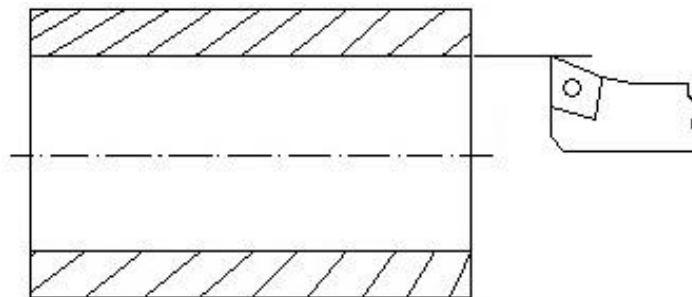
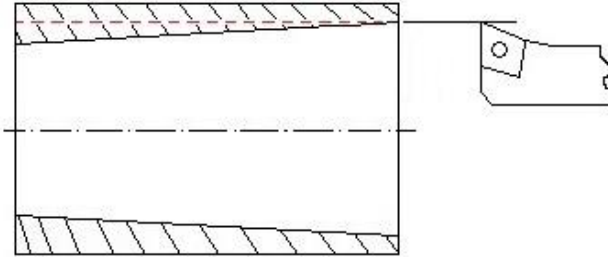


Figura 27 – Condição de usinagem utilizada nos experimentos.

a) Condição de usinagem 1 – com
aumento gradual de a_p .



b) Condição de usinagem 1 – com
aumento gradual de a_p .

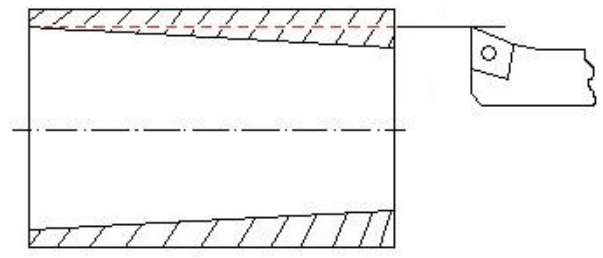


Figura 28 – Condição de usinagem utilizada nos experimentos com $L/D = 6$.

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Função resposta em frequência (FRF)

Com um martelo de medição, um acelerômetro fixado na ferramenta e 2 Condicionadores de Sinal PCB Piezotronics, testes de impacto foram realizados para a determinação da função resposta em frequência (FRF). A partir da FRF foi possível determinar a frequência natural do porta-ferramenta, que foi utilizada nas simulações no Matlab e na análise dos resultados experimentais.

O gráfico da Figura 29 mostra a função resposta em frequência (FRF) medida na ponta da ferramenta para a relação $L/D = 6$. O pico de magnitude ocorre na frequência natural (f_n) e corresponde à 969,9 Hz.

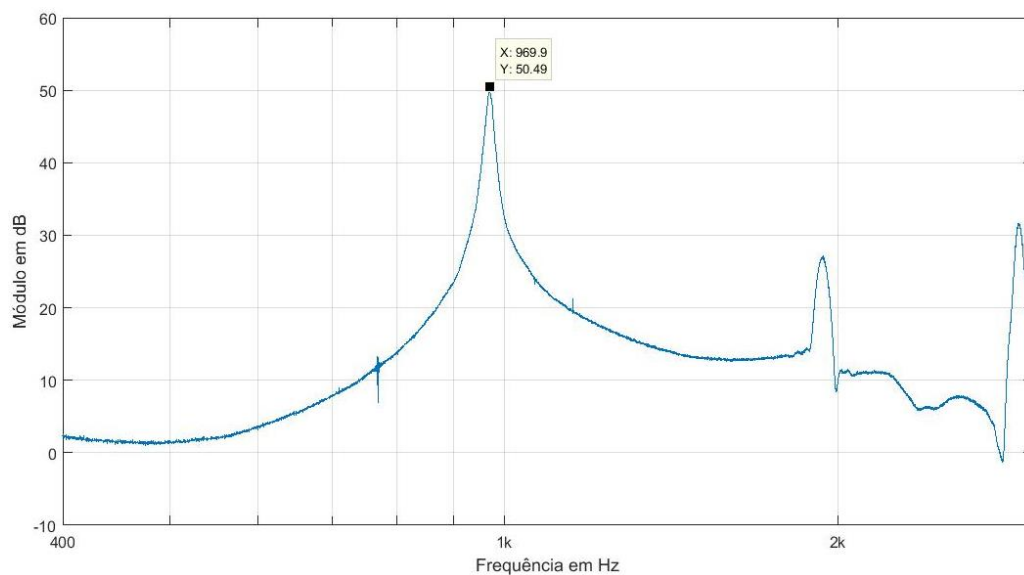


Figura 29 - Função resposta em frequência para $L/D = 6$.

O gráfico da Figura 30 mostra a função resposta em frequência (FRF) medida na ponta da ferramenta para a relação $L/D = 7$. O pico de magnitude ocorre na frequência natural (f_n) e corresponde à 742,7 Hz.

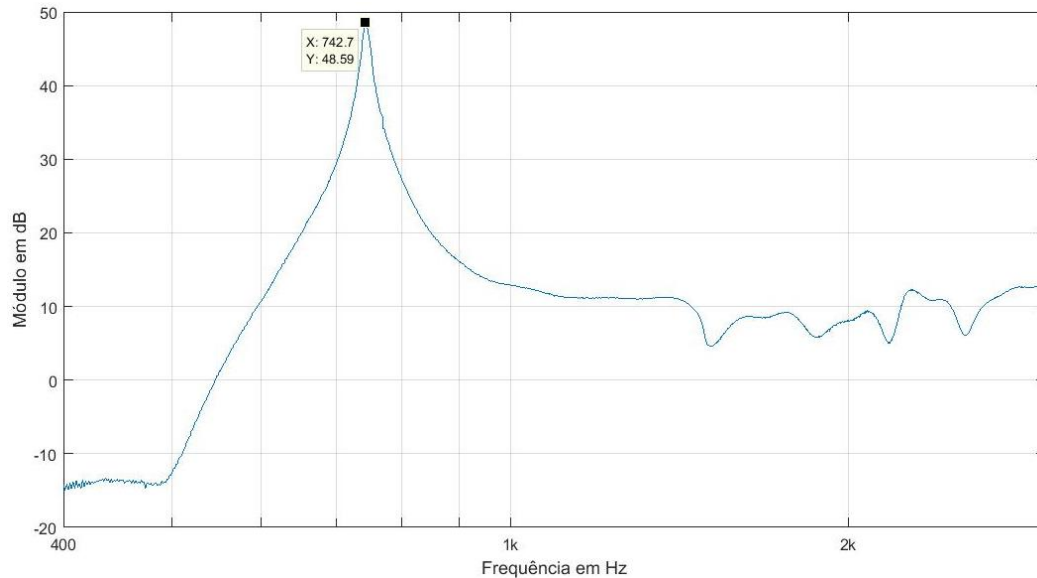


Figura 30 - Função resposta em frequência para L/D = 7.

4.2 Análise da estabilidade do processo para L/D = 6

4.2.1 Análise da influência da rotação no processo

O gráfico da Figura 31 mostra os valores dos parâmetros de rugosidade medidos na superfície da amostra em função da rotação para esta montagem.

As curvas referentes aos parâmetros seguem a mesma tendência. Existem picos caracterizando valores consideravelmente elevados acima de $n = 2.000$ rpm. Esses picos são resultantes do surgimento de vibrações durante o processo que deixaram marcas na peça. Nesses casos, a profundidade de corte empregada no ensaio foi superior àquela limite para um processo estável.

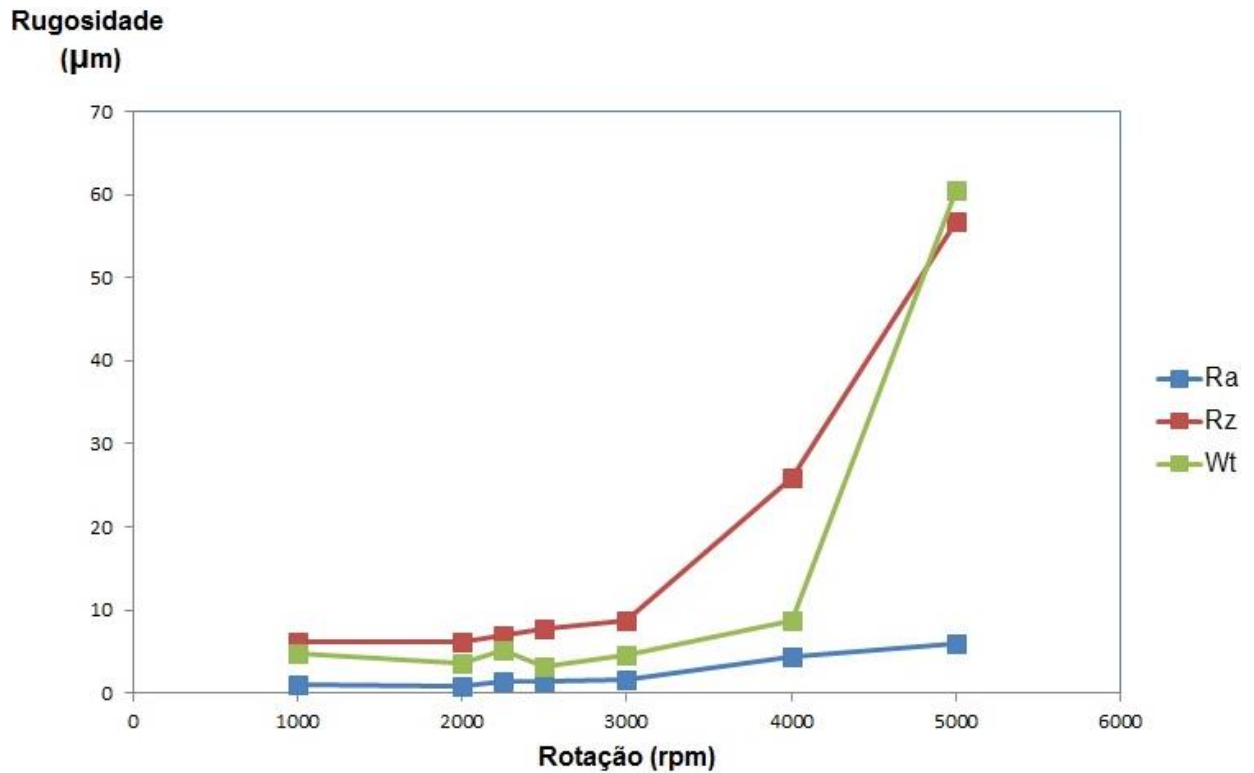


Figura 31 – Rugosidade em função da rotação para $a_p = 1$ mm.

A Figura 32 mostra o perfil original da superfície (a) e a imagem 3D da superfície real (b) e da ondulação (c) medidas para um corte estável. Nota-se que o perfil mostra as marcas de avanço bem definidas que são característica de um corte estável, no comprimento de 1 mm pode-se notar a presença de 10 picos de rugosidade ($f = 0,104$ mm/volta).

Nota-se valores menores de rugosidade e ondulação para um corte estável se comparados à um corte instável. A imagem 3D da superfície real possui uma uniformidade e a imagem 3D da ondulação não apresenta sulcos profundos e ondulações irregulares o que caracteriza um corte instável.

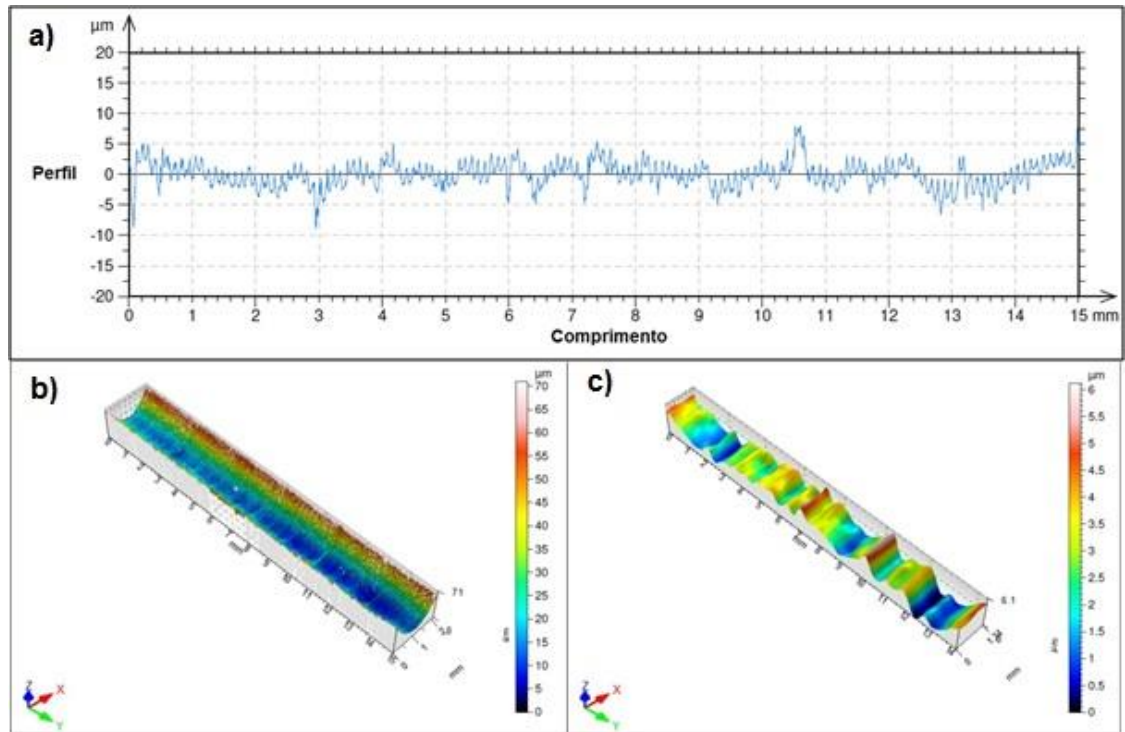


Figura 32 – Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para um corte estável – $a_p = 1$ mm e $n = 1.000$ rpm.

A Figura 33 mostra o perfil (a) e a imagem 3D da ondulação media transversalmente na peça (b) para um corte estável. Pode-se observar que a ondulação não ficou com um valor muito elevado ($4,27 \mu\text{m}$) se comparada com um corte instável e não é possível ver claramente um comprimento de onda bem definido.

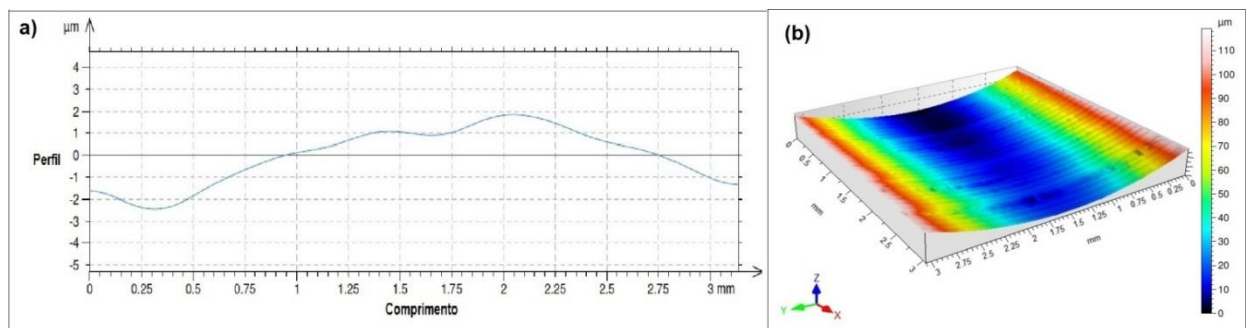


Figura 33 – Perfil e a imagem 3D da ondulação transversal para um corte estável – $a_p = 1$ mm e $n = 1.000$ rpm.

A Figura 34 mostra o perfil original da superfície (a) e a imagem 3D da superfície real (b) e da ondulação (c) medidas para um corte instável. Nota-se que o perfil não mostra as marcas de avanço bem definidas que são característica de um corte estável e seu perfil original de superfície ficou bem irregular.

Nota-se valores bem maiores de rugosidade e ondulação se comparados à um corte estável. A imagem 3D da superfície real não possui uma uniformidade e a imagem 3D da ondulação apresenta sulcos profundos e ondulações irregulares o que caracteriza um corte instável.

A textura da superfície é resultado dos movimentos combinados de rotação, avanço e vibrações entre a ferramenta e a peça. Quando ocorrem vibrações mesmo de elevadas frequências, as ondulações do perfil medido (Fig. 34c) possuem baixa frequência porque as marcas são deixadas na peça somente a cada rotação. É como se o sinal das vibrações fosse amostrado a uma taxa correspondente a frequência de rotação, resultando em uma medição com grande comprimento de onda e baixa frequência.

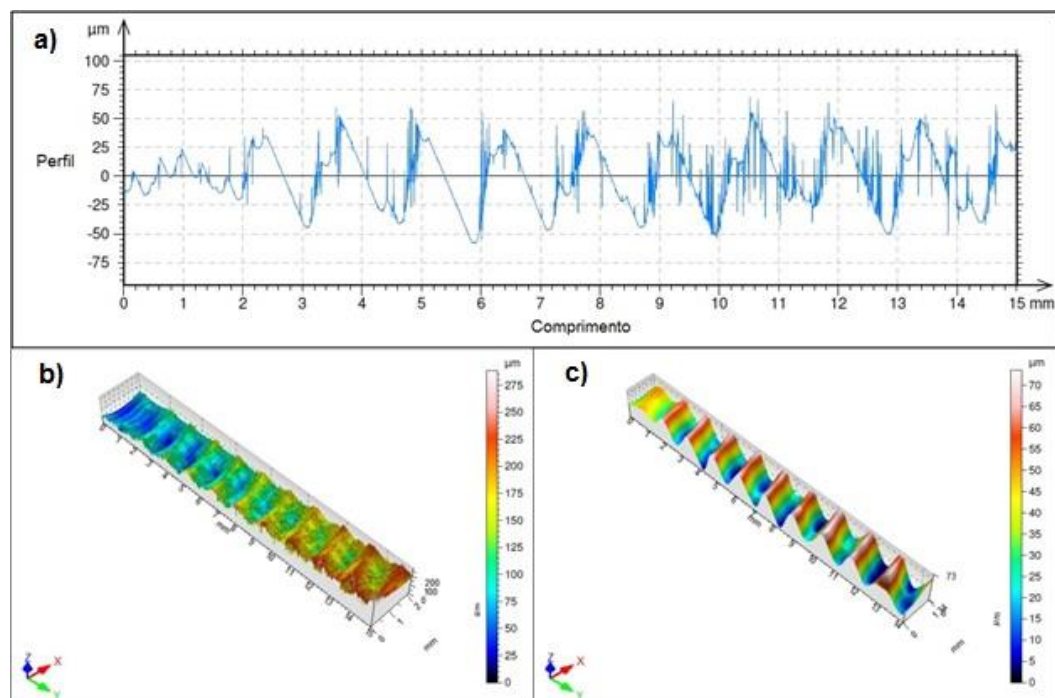


Figura 34 - Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para um corte instável – $a_p= 1 \text{ mm}$ e $n = 5.000 \text{ rpm}$.

A Figura 35 mostra o perfil (a) e (b) e a imagem 3D da ondulação media transversalmente na peça (c) para um corte instável. Pode-se observar que a ondulação ficou com um valor elevado ($7,84 \mu\text{m}$) se comparada com um corte estável e é possível ver claramente um comprimento de onda bem definido ($\lambda = 2,362 \text{ mm}$) correspondendo com o cálculo teórico de $\lambda = 2,423 \text{ mm}$, o que equivale à aproximadamente 27 ondas de vibrações na superfície da peça.

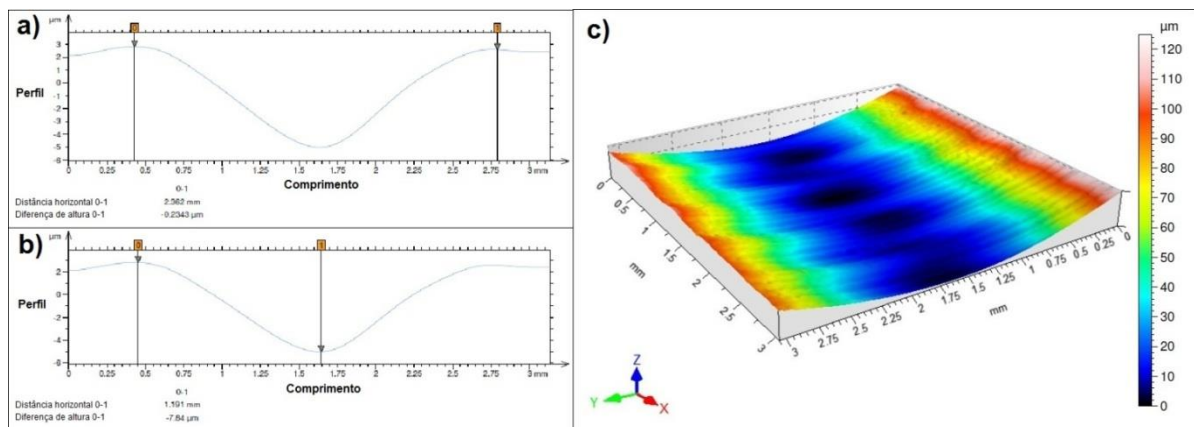


Figura 35 – Perfil e a imagem 3D da ondulação transversal para um corte instável – $a_p = 1 \text{ mm}$ e $n = 2.250 \text{ rpm}$.

A Figura 36 mostra as superfícies geradas no corte (estável) – $n = 1.000 \text{ rpm}$ (a) e no corte (instável) – $n = 5.000 \text{ rpm}$ (b) e profundidade de corte $a_p = 1 \text{ mm}$.

Pode-se notar a presença de marcas de *chatter* no processo de usinagem (b), o que caracteriza a instabilidade do processo.

Como a frequência de vibração é muito maior que a rotação, há muitas ondulações com pequeno comprimento de onda no percurso da ferramenta a cada volta. Durante o torneamento a ferramenta segue estas ondulações e ocorrem variações no ângulo de folga efetivo provocando alterações na força de corte que produzem o efeito de amortecimento. Neste caso o efeito começa a ser significativo para uma relação entre a frequência de vibração (1.022 Hz) e a frequência de rotação (1.000 rpm / 60 Hz) de aproximadamente 30. E aumenta consideravelmente, quando o

ângulo de folga efetivo se torna muito pequeno e para uma relação de frequência de vibração e frequência de rotação igual à 60. À medida que a rotação aumenta e conseqüentemente a velocidade de corte, o número de ondulações no percurso da ferramenta diminui, reduzindo o efeito de amortecimento até este desaparecer.

a) Processo Estável - $n = 1.000$ rpm

b) Processo Instável - $n = 5.000$ rpm

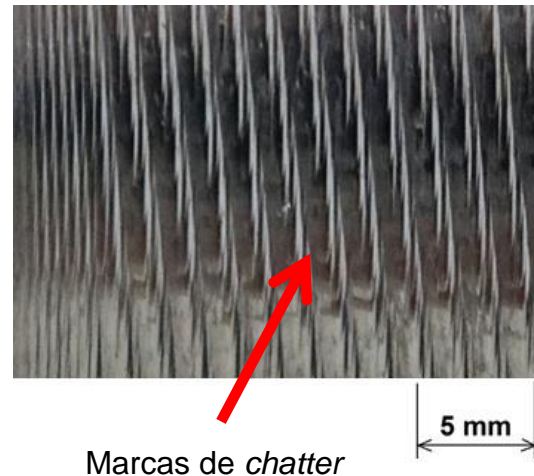
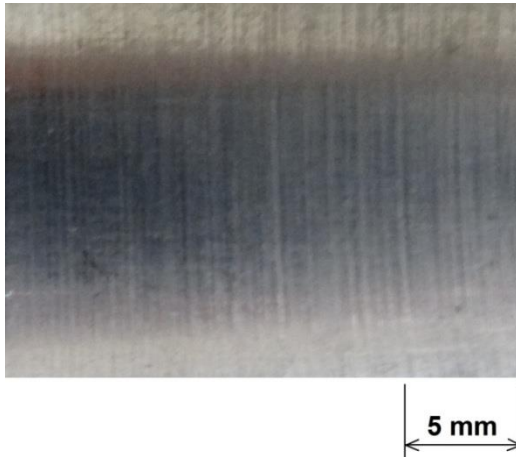


Figura 36 - Fotos da superfície das amostras para $a_p = 1$ mm.

A Figura 37 mostra o sinal de áudio medido durante o corte realizado em uma (a) condição estável para $n = 1.000$ rpm e outra (b) instável para $n = 5.000$ rpm (b) com $a_p = 1$ mm.

a) Processo Estável - $n = 1.000$ rpm

b) Processo Instável - $n = 5.000$ rpm

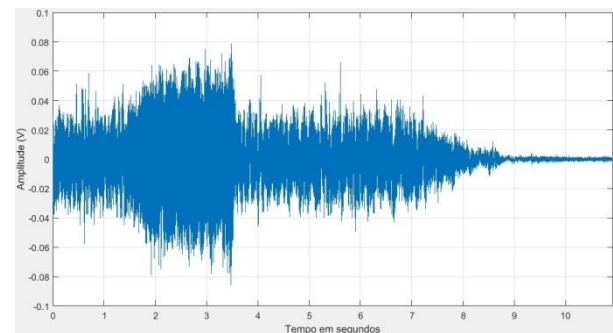
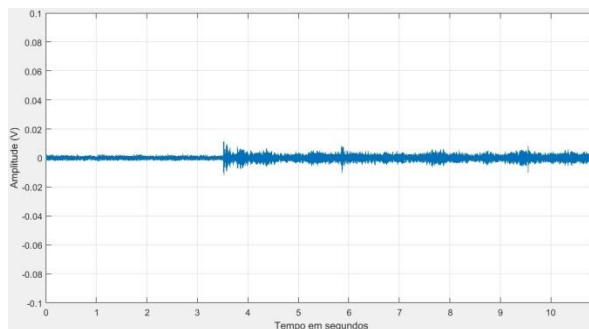
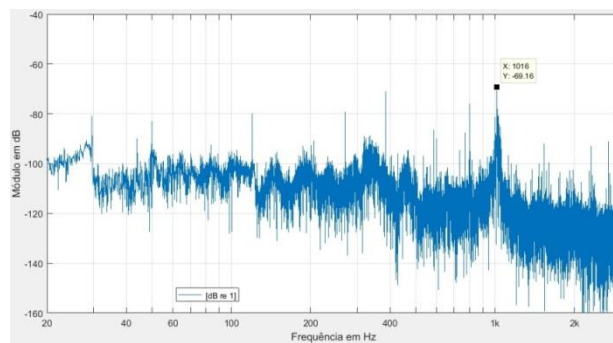


Figura 37 - Sinal de áudio para $a_p = 1$ mm.

O nível do sinal de áudio é consideravelmente maior para a condição instável, representando um ruído capaz de contribuir significativamente para a poluição sonora no chão-de-fábrica.

Os gráficos da Figura 38 mostram os espectros de áudio obtidos para o processo de corte com $a_p = 1$ mm e a relação $L/D = 6$ para as rotações $n = 1.000$ rpm (a) e $n = 5.000$ rpm (b). Para a condição estável, o espectro de áudio apresenta o maior pico na frequência de 1.016 Hz. Já para a condição instável, ocorre um pico com a mesma magnitude em 994,6 Hz, porém nessa condição a diferença entre os picos de vibrações é bem maior.

a) Processo Estável - $n = 1.000$ rpm



b) Processo Instável - $n = 5.000$ rpm

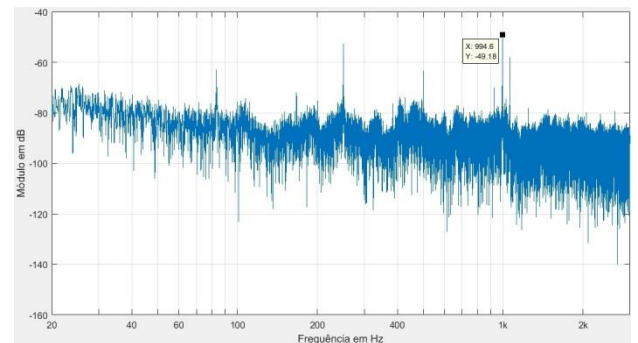


Figura 38 - Espectro do sinal de áudio para $a_p = 1$ mm – $n = 1.000$ rpm e $n = 5.000$ rpm.

A Figura 39 mostra os espectros do sinal de áudio em função da rotação. Os picos na condição estável e instável têm a mesma magnitude porém na condição instável a diferença entre os picos é maior.

Mesmo o corte estável, devido ao processo de amortecimento, apresenta a frequência natural como maior pico no espectro de áudio, porém com amplitudes normalizadas consideravelmente menores que a do corte instável.

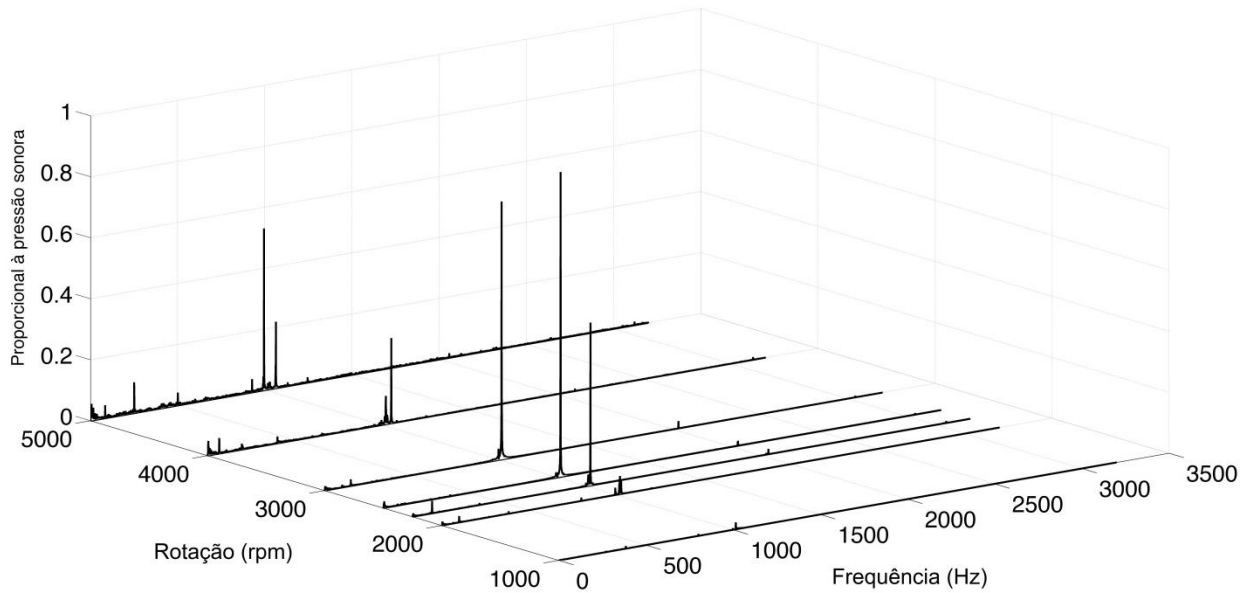


Figura 39 - Espectro do sinal de áudio para $a_p = 1\text{ mm}$.

Os picos maiores que caracterizam cortes instáveis estão próximos da frequência natural do sistema. O maior pico ocorre em 2.500 rpm, condição que também resultou num valor elevado de rugosidade. Condições com picos elevados no espectro resultaram em altos valores de rugosidade.

A Tabela 6 mostra os valores das frequências das vibrações para diferentes rotações para o processo de corte com $a_p = 1\text{ mm}$ e $L/D = 6$. Pode-se observar que todos os valores de frequências ficaram bem próximos entre si e próximos da frequência natural (f_n) dos sistema ferramenta e porta-ferramenta (969,9 Hz).

Rotação (rpm)	Frequência das vibrações (Hz)
1.000	1.016
2.000	1.022
2.250	1.021
2.500	1.018
3.000	1.015
4.000	1.053
5.000	994,6

Tabela 6 - Espectro das frequências para diferentes rotações e $a_p = 1\text{ mm}$.

4.2.2 Análise do efeito da profundidade de corte

A Figura 40 mostra o perfil original da superfície (a) e a imagem 3D da superfície real (b) e da ondulação (c) medidas para a amostra com furo cônico e usinagem executada com aumento gradual da profundidade de corte (no sentido de avanço do diâmetro maior para o diâmetro menor) com $n = 1.500$ rpm. Nota-se um valor maior de rugosidade nas duas regiões final e inicial que mostraram sinais de maiores amplitudes. As ondulações da peça seguem as variações do sinal do deslocamento. As maiores amplitudes de vibrações provocam maior retirada de material, produzindo vales na superfície. A superposição dos movimentos de avanço com os deslocamentos da ferramenta produz marcas ao longo da peça. A distância entre elas, assim como suas inclinações, é mais acentuada para os maiores deslocamentos.

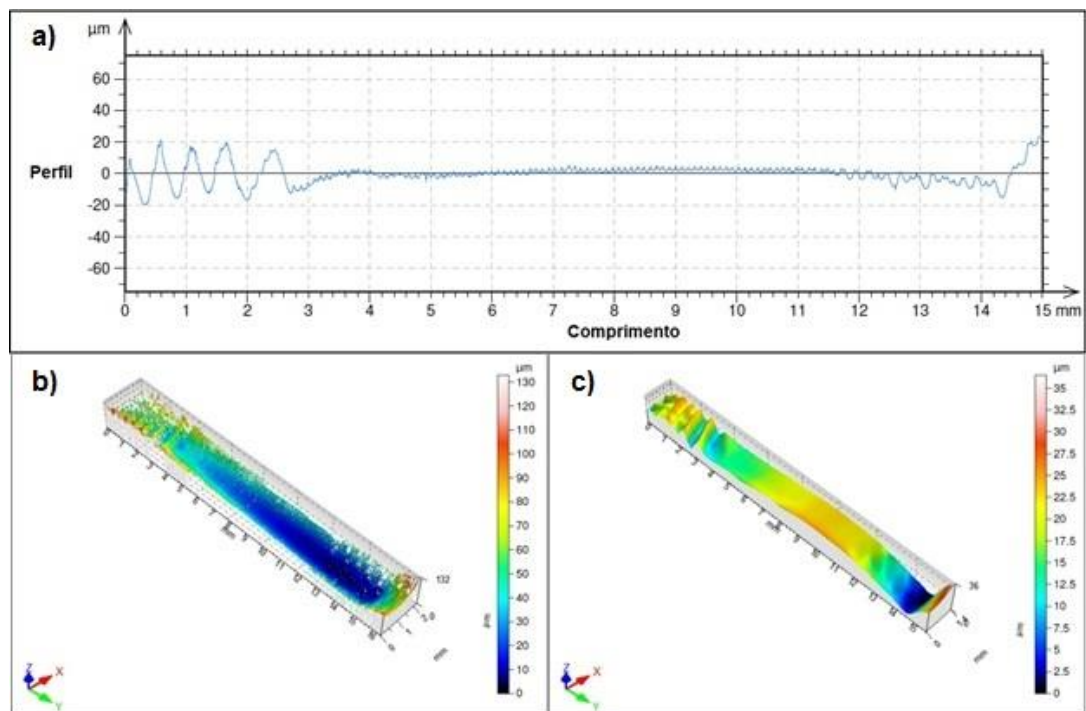


Figura 40 – Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para a amostra com furo cônico e usinagem com aumento gradual da profundidade de corte.

A Figura 41 mostra a condição do processo da amostra com furo cônico. Neste caso a profundidade de corte aumenta gradualmente à medida que a ferramenta realiza a usinagem. Os maiores valores de ondulação na peça correspondem às maiores amplitudes de vibrações que provocam maior retirada de material, produzindo vales na superfície da peça. Considerando-se o sentido do avanço calculou-se as profundidades de corte limite onde teve-se mudança na condição de estabilidade do processo. Entre $a_p = 0,25$ mm e $a_p = 0,69$ mm o processo manteve-se instável e entre $a_p = 0,69$ mm e $a_p = 1,88$ mm o processo ficou estável e acima de $a_p = 1,88$ mm o processo de usinagem tornou-se instável.

Nota-se que entre $a_p = 0,25$ mm e $a_p = 0,69$ mm ocorreram vibrações provavelmente devido ao impacto inicial da ferramenta provocar vibrações livres com maiores amplitudes. Além disso, a profundidade de corte é menor que o raio de ponta da ferramenta. Neste caso a espessura do cavaco varia ao longo do comprimento de contato da aresta de corte e tende a provocar vibrações.

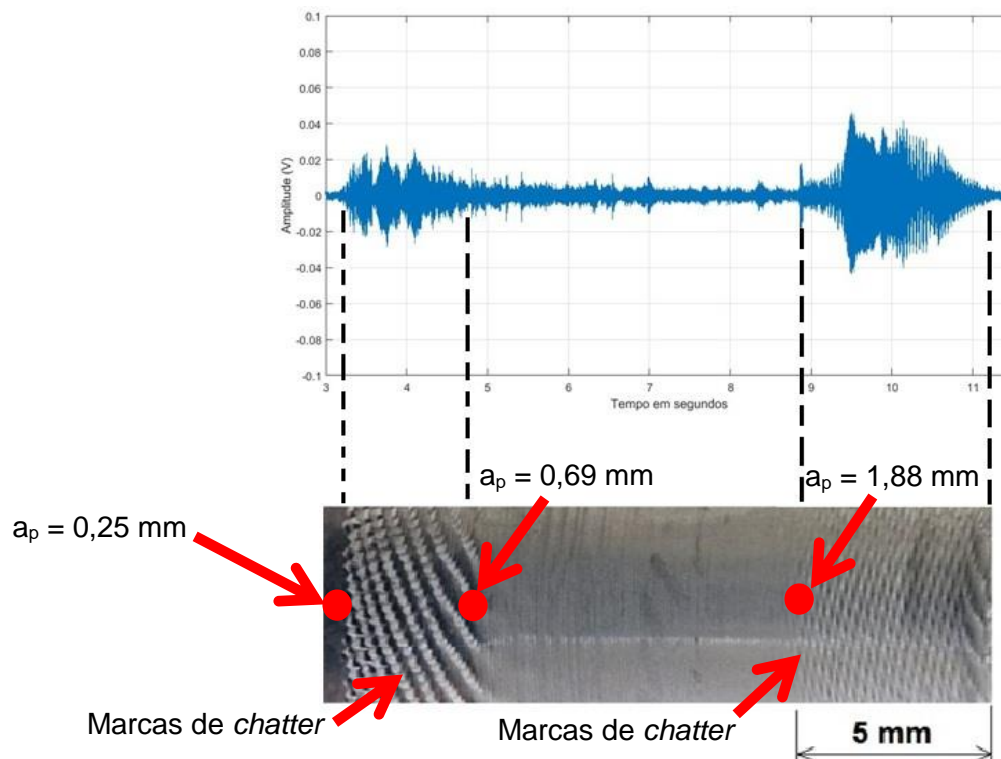


Figura 41 - Sinal de áudio da amostra com furo cônico e usinagem com aumento gradual da profundidade de corte.

A Figura 42 mostra o espectrograma do sinal de áudio para amostra com furo cônico. Nota-se frequências próximas da natural do sistema nas duas regiões em que se obteve sinais com maiores amplitudes. Na região final de usinagem onde notou-se vibrações regenerativas percebe-se uma incidência maior de harmônicos da frequência natural e com maior intensidade.

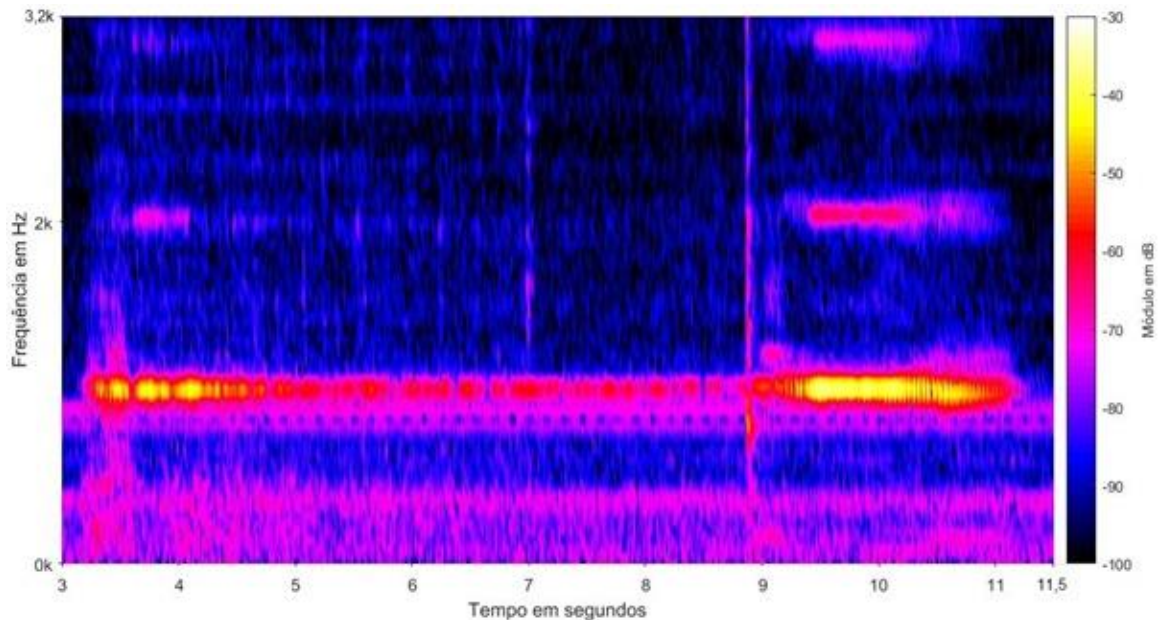


Figura 42 – Espectrograma do sinal de áudio para amostra com furo cônico e usinagem com aumento gradual da profundidade de corte.

A Figura 43 mostra o perfil original da superfície (a) e a imagem 3D da superfície real (b) e da ondulação (c) medidas para a amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte (no sentido de avanço do diâmetro maior para o diâmetro menor) com $n = 1.500$ rpm. Nota-se um valor maior de rugosidade somente na região inicial de usinagem que mostrou sinais de maiores amplitudes.

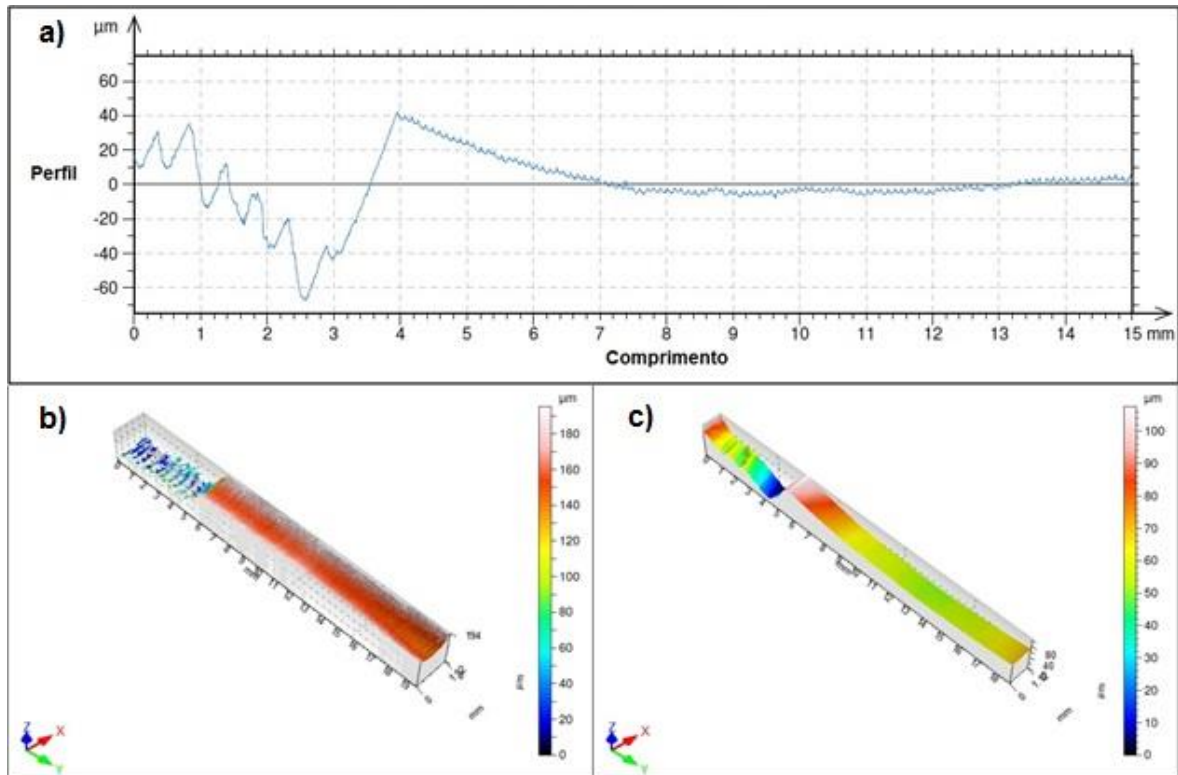


Figura 43 – Perfil original e a imagem 3D da superfície real e da ondulação para amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte.

A Figura 44 mostra a condição do processo da amostra com furo cônico. Neste caso a profundidade de corte diminui gradualmente à medida que a ferramenta realiza a usinagem. Os maiores valores de ondulação na peça correspondem às maiores amplitudes de vibrações que provocam maior retirada de material, produzindo vales na superfície da peça. A profundidade de corte limite calculada a partir da qual o processo tornou-se estável foi $a_p = 1,81$ mm. No final da usinagem nota-se um valor de amplitude elevado porém não observa-se marcas de vibrações na peça.

Este valor é próximo do encontrado para a condição na qual a profundidade de corte aumentava progressivamente.

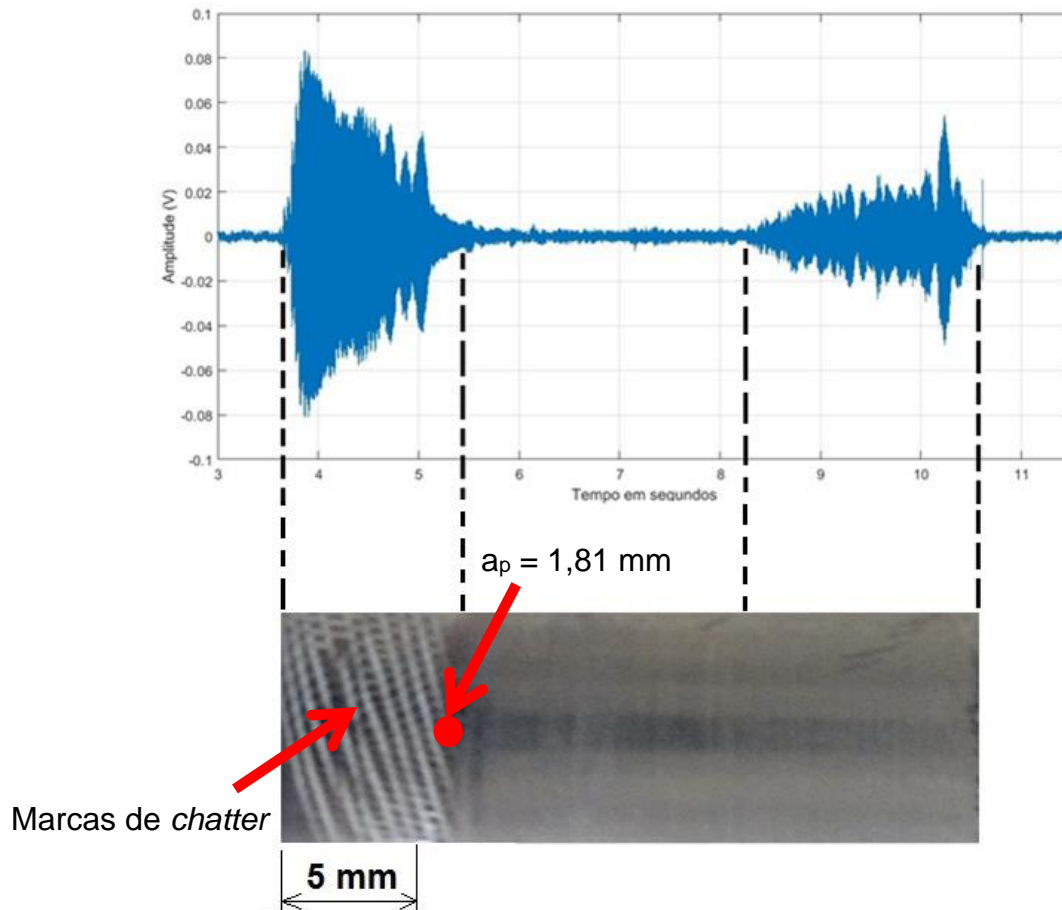


Figura 44 - Sinal de áudio da amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte.

Na saída da ferramenta, a medição do microfone mostrou que o processo não foi completamente estável, porém as amplitudes das vibrações não foram suficientemente altas para deixarem marcas na superfície da peça. O fato da profundidade de corte diminuir gradualmente e não haver o impacto inicial da usinagem contribuiu para que esta condição fosse mais favorável que a anterior.

A Figura 45 mostra o espectrograma do sinal de áudio para amostra com furo cônico. Nota-se frequências próximas da natural do sistema nas duas regiões em que se obteve sinais com maiores amplitudes. Na região inicial de usinagem onde notou-se vibrações regenerativas percebe-se uma incidência maior de harmônicos da frequência natural e com maior intensidade.

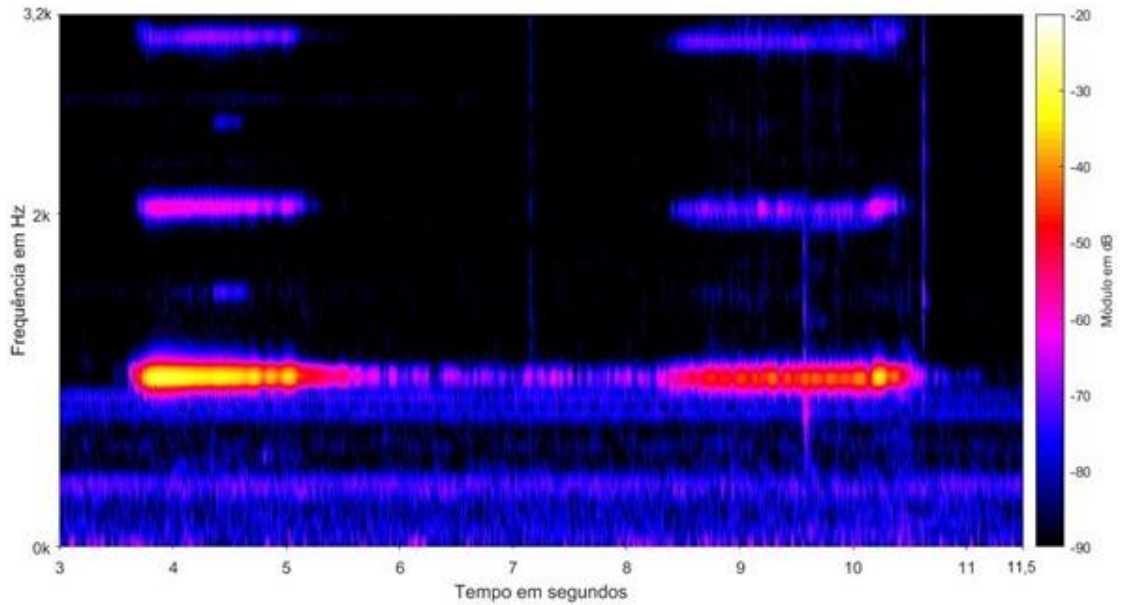
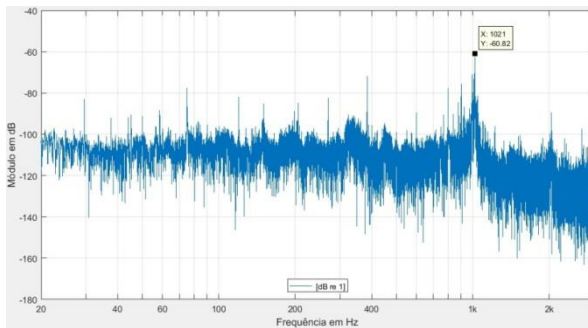


Figure 45 - Espectrograma do sinal de áudio para amostra com furo cônico e usinagem com diminuição gradual da profundidade de corte.

Os gráficos da Figura 46 mostram os espectros de áudio obtidos para o processo de corte com $n = 1.500$ rpm e a relação $L/D = 6$. Para a condição de usinagem do diâmetro maior para o diâmetro menor (a), o espectro de áudio apresenta o maior pico na frequência de 1.021 Hz. Já para a condição de usinagem do diâmetro menor para o maior (b), ocorre um pico com a mesma magnitude em 1.020 Hz. Nas duas condições a diferença entre os picos de vibrações não é significativa.

a) Usinagem do diâmetro maior
para o menor



b) Usinagem do diâmetro menor
para o maior

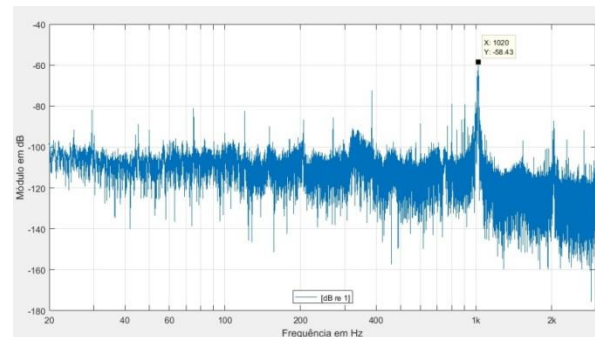


Figura 46 – Espectro do sinal de áudio para as amostras com furo cônico.

Como mostrado na Figura 46 para as rotações que resultaram em cortes instáveis, a frequência de vibrações é próxima da frequência natural do sistema e a magnitude é consideravelmente maior em comparação com cortes estáveis. Os espectros das amostras com furo cônico ficaram bem parecidos por isso é importante a análise do espectrograma porque, na verdade a medida dos espectros foi geral.

4.2.3 Carta de Estabilidade para $L/D = 6$

A profundidade limite de corte foi determinada para cada rotação, permitindo a construção da carta de estabilidade da Figura 47. Existe uma região de instabilidade em $a_p = 0,25$ mm. A instabilidade do processo ocorre porque a profundidade de corte é menor que o raio de ponta da ferramenta que é de 0,4 mm.

Para pequenas profundidades de corte a espessura do cavaco varia ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta em função do raio de ponta da ferramenta. Até mesmo vibrações de pequena amplitude como as decorrentes do impacto no início do corte podem provocar a perda do contato da ferramenta com a peça resultando em um processo instável.

Abaixo de $n = 2.000$ rpm há uma região de estabilidade porque a frequência de vibração é muito maior que a rotação, existindo muitas ondulações com pequeno comprimento de onda no percurso da ferramenta a cada volta.

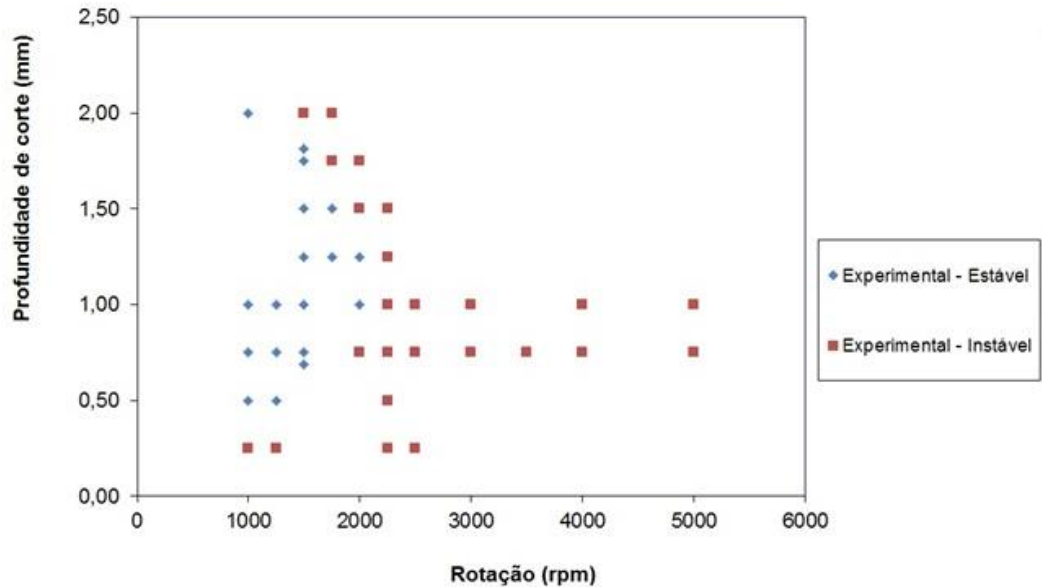


Figura 47 - Carta de estabilidade para L/D = 6.

Durante o torneamento a ferramenta segue estas ondulações e ocorrem variações no ângulo de folga efetivo provocando alterações na força de corte que produzem o efeito de amortecimento. Neste caso o efeito começa a ser significativo para uma relação entre a frequência de vibração (1.022 Hz) e a frequência de rotação (2.000 rpm / 60 Hz) de aproximadamente 30. E aumenta consideravelmente em 1.000 rpm quando essa relação é de aproximadamente 60 e o ângulo de folga efetivo se torna muito pequeno. No entanto, à medida que a rotação aumenta e conseqüentemente a velocidade de corte, o número de ondulações no percurso da ferramenta diminui, reduzindo o efeito de amortecimento até este desaparecer.

4.3 Análise da estabilidade do processo para $L/D = 7$

O gráfico da Figura 48 mostra os valores dos parâmetros de rugosidade medidos na superfície da amostra em função da rotação para esta montagem.

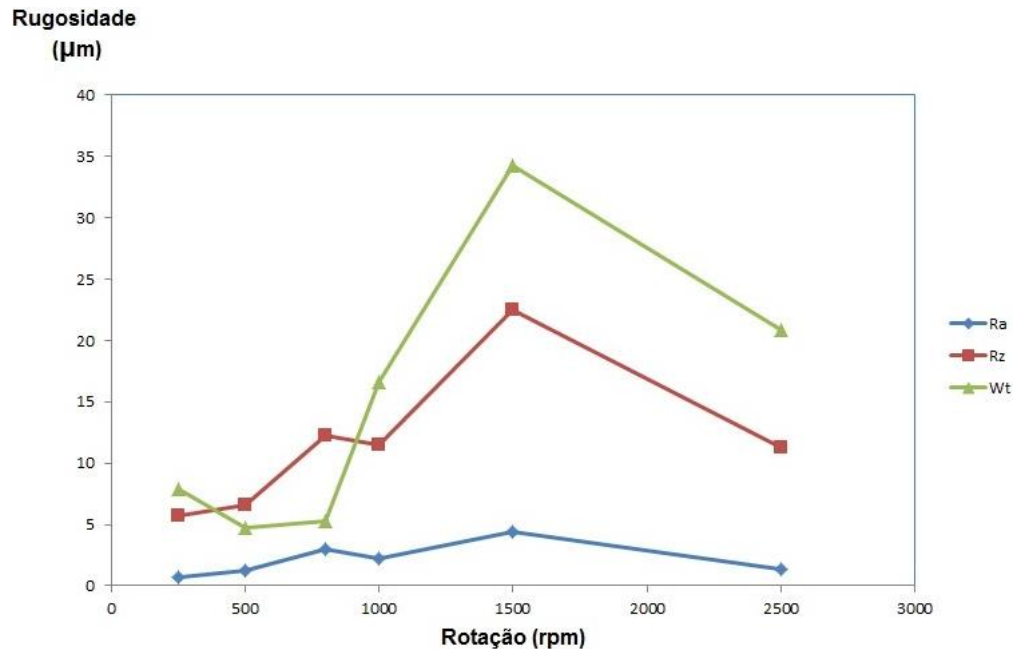


Figura 48 – Rugosidade em função da rotação para $a_p = 0,25$ mm.

As curvas referentes aos parâmetros seguem a mesma tendência, somente nas rotações de 500 rpm e 800 rpm que os valores de ondulação caem abruptamente devido ao amortecimento do processo em baixas rotações. Existem picos caracterizando valores consideravelmente elevados acima de $n = 1.000$ rpm. Esses picos são resultantes do surgimento de vibrações durante o processo que deixaram marcas na peça. Nesses casos, a profundidade de corte empregada no ensaio foi superior àquela limite para um processo estável.

A Figura 49 mostra os espectros do sinal de áudio para o processo de corte nas diferentes rotações. Os picos maiores que caracterizam cortes instáveis estão próximos da frequência natural do sistema. O menor pico ocorre em 250 rpm, condição que corresponde ao único corte estável e que também resultou no menor valor de rugosidade.

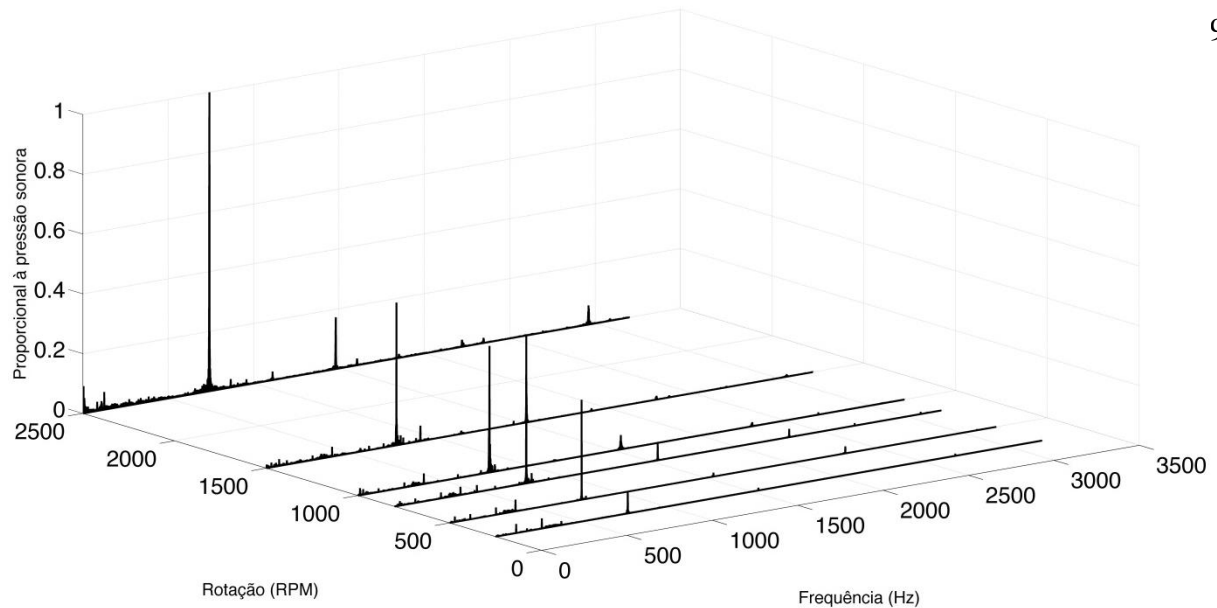


Figura 49 - Espectro do sinal de áudio para $a_p = 0,25$ mm.

A Tabela 7 mostra as frequências de vibrações para as diferentes rotações. Todos os picos de frequência ficaram próximos à frequência natural (f_n) do sistema (742,7 Hz).

Rotação (rpm)	Frequência das vibrações (Hz)
250	773,8
500	772,1
800	770
1.000	769,7
1.500	761,5
2.500	740,8

Tabela 7 - Espectro das frequências para diferentes rotações e $a_p = 0,25$ mm.

4.4 Análise das forças de usinagem

Com a realização dos ensaios foram obtidos gráficos das amplitudes das forças em função do tempo. A Figura 50 mostra o resultado da medição de forças para uma profundidade de corte $a_p = 1,5$ mm e $f = 0,057$ mm/volta.

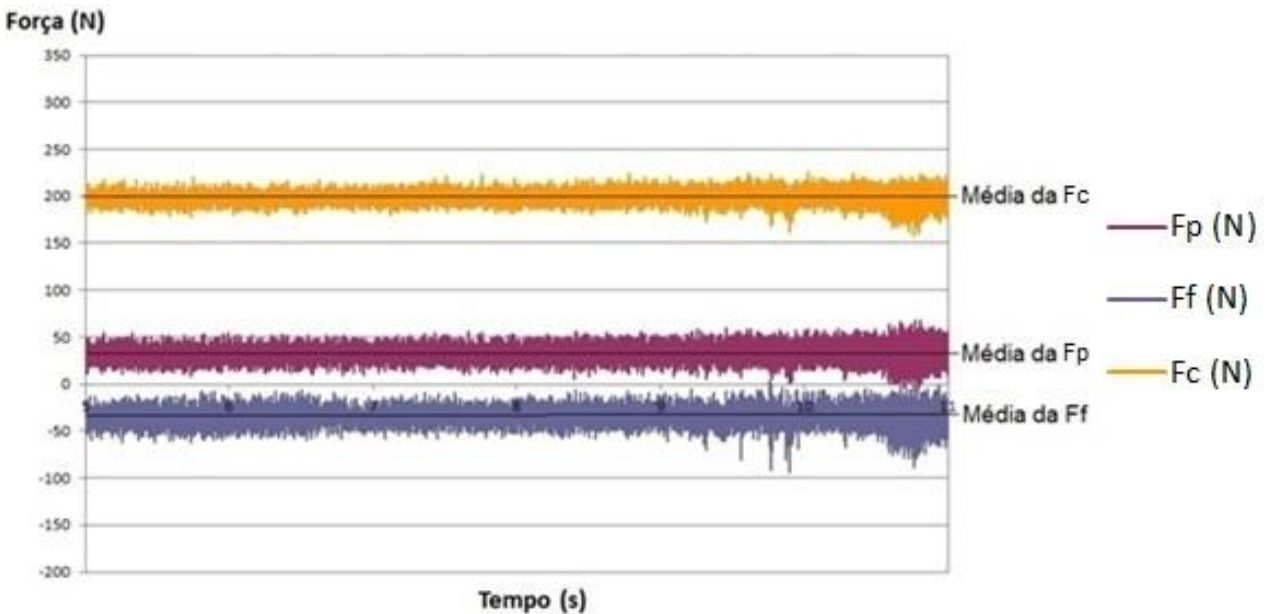


Figura 50 - Medição das forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,057$ mm/volta – $a_p = 1,5$ mm.

Os resultados obtidos durante os ensaios feitos com a plataforma de medição de forças podem ser observados na Tabela 8. Para medição das forças de usinagem foi utilizado um comprimento em balanço da ferramenta de 37 mm para evitar a ocorrência de vibrações durante as medições das forças de usinagem. Os valores apresentados correspondem às medições das forças.

Profundidade de corte – a_p (mm)	Avanço – f (mm/volta)	Força de Corte – F_c (N)	Força de Avanço – F_f (N)
1,5	0,042	158,57	30,05
	0,057	198,85	34,06
	0,073	217,67	42,18
	0,094	230,25	55,38
	0,104	259,13	54,9
	0,119	273,65	75,1
	0,135	230,48	85,27

Tabela 8 - Forças de usinagem medidas nos experimentos.

Através da força de corte (F_c) foi possível calcular a pressão específica de corte (K_{tc}), o valor encontrado para pressão específica de corte $K_{tc}=624,44 \text{ N/mm}^2$, foi utilizado para a realização das simulações no Matlab (Apêndice – Gráfico A.7).

A Figura 51 ilustra a tendência de diminuição dos valores da força passiva (F_p) conforme aumenta-se o valor da profundidade de corte a_p , este fenômeno fica bem claro para valores de a_p acima do raio de ponta da ferramenta (r_ϵ). Os resultados das medições das forças constam no Apêndice B.

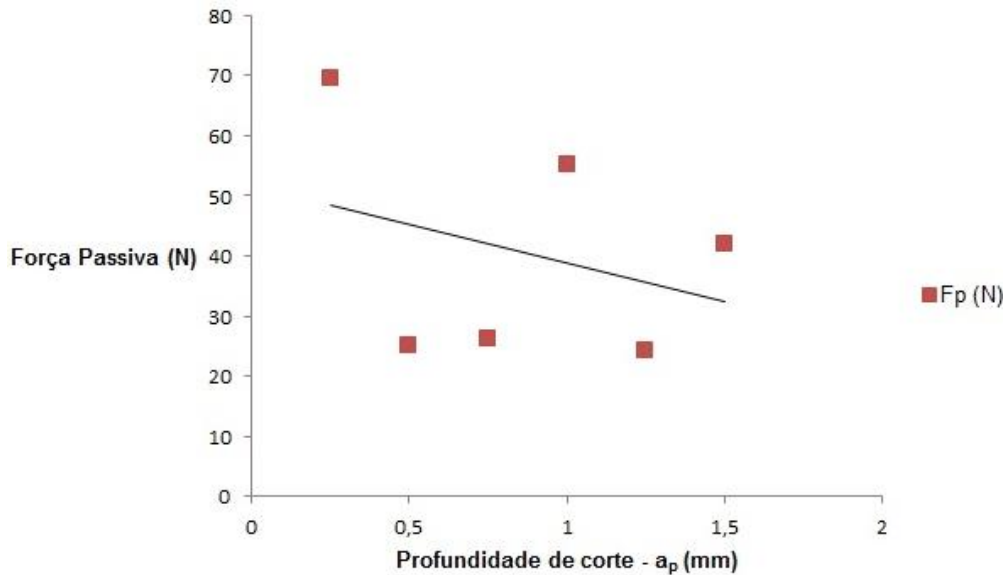


Figura 51 – Gráfico de tendência dos valores da Força Passiva (F_p) – $n = 1.600 \text{ rpm}$ e $f = 0,104 \text{ mm/volta}$.

A Tabela 9 apresenta os valores encontrados para a determinação da espessura média do cavaco (h_c). Adotou-se um valor de $0,00271 \text{ g/mm}^3$ para a densidade específica da liga de alumínio 6351-T6. Como o cavaco do alumínio assume na maioria das condições de usinagem um formato helicoidal procurou-se pegar um comprimento o mais reto possível e dividiu-se esse comprimento do cavaco em três partes para facilitar na realização das medições.

Avanço – f (mm/volta)	Comprimento total do cavaco (mm)	Massa total do cavaco (g)	Espessura média do cavaco – h_c (mm)
0,042	12,262	0,00469	0,0872
0,057	9,812	0,00421	0,1076
0,073	17,012	0,00933	0,1310
0,094	19,959	0,01189	0,1449
0,104	24,060	0,01577	0,1605
0,119	27,312	0,01827	0,1675
0,135	58,110	0,03862	0,1704

Tabela 9 – Determinação da espessura média do cavaco (h_c).

Pode-se ver na Tabela 10 os valores encontrados para a determinação do comprimento de contato cavaco-ferramenta (l_c). Adotou-se um valor de 26° para o ângulo de saída do inserto.

Avanço – f (mm/volta)	Ângulo de cisalhamento - ϕ_c ($^\circ$)	Ângulo de atrito - β_a ($^\circ$)	Comprimento de contato cavaco-ferramenta - l_c (mm)
0,042	28,8	84,7	0,1777
0,057	31,8	55,9	0,1585
0,073	33,5	54,4	0,2549
0,094	39,2	57,5	0,3204
0,104	39,1	50,7	0,1644
0,119	42,8	55,2	0,3607
0,135	47,5	69,3	0,2136

Tabela 10 – Determinação do comprimento de contato cavaco-ferramenta (l_c).

Pode-se observar na Tabela 8 que o comprimento de contato cavaco-ferramenta (l_c) para os experimentos ($f = 0,104$ mm/volta, $a_p = 1,5$ mm e $n = 1.600$ rpm) foi de aproximadamente $l_c = 0,1644$ mm e o l_c médio ficou em $0,2357$ mm .

4.5 Determinação do coeficiente de amortecimento do processo

Para determinação do coeficiente de amortecimento do processo foram tomados os três pontos de fronteira da carta de estabilidade. Realizou-se simulações

no Matlab comparando com os dados experimentais até se chegar no valor do coeficiente de amortecimento aproximado que melhor se ajustou aos dados experimentais (TYLER, 2012).

4.6 Simulações do processo

Baseando-se em um modelo do processo foram realizadas simulações levando em conta os parâmetros da Tabela 11.

Os parâmetros de corte adotados foram os mesmos utilizados nos ensaios

práticos, tendo como avanço o valor fixado em 0,104 mm/rot. e o comprimento em balanço da ferramenta de 96 mm e 112 mm. A profundidade de corte e a rotação variaram com a finalidade de montagem da carta de estabilidade.

Parâmetro	L/D = 6	L/D = 7
Massa modal – m (Kg)	0,0617	0,0662
Constante de rigidez – K (kN/m)	2.290,74	1.442,57
Comprimento em balanço da ferramenta (mm)	96	112
Coeficiente de amortecimento (c) - sistema (N.s/m)	4,108	4,941
Frequência natural do sistema (Hz)	969,9	742,7
Módulo de Elasticidade – E (GPa)	200	
Pressão Específica de Corte (K_{tc}) – (N/mm ²)	624,44	
Ângulo de Atrito - β_a (°)	50,7	
Ângulo de Saída – α_r (°)	26	
Diâmetro da peça (mm)	32	
Momento de Inércia do porta-ferramenta (mm ⁴)	3.216,99	
Diâmetro do porta-ferramenta (mm)	16	
Coeficiente de amortecimento (C) - usinagem (N/m)	26.848	

Tabela 11 – Dados utilizados nas simulações do processo.

O valor da massa modal (m) foi calculado pela equação (2) e o valor da constante de rigidez (K) foi encontrado pela equação (18). Os valores da Tabela 9 de massa modal (m), constante de rigidez (K) e coeficiente de amortecimento (c) foram utilizados no modelo da Equação (17) nas simulações realizadas no *software* Matlab.

A Figura 52 mostra o resultado da simulação para $L/D = 6$ para uma condição de usinagem estável. Pode-se perceber que no início do processo há uma variação nos valores de força e deslocamento do processo, porém logo depois o processo estabiliza-se caracterizando uma condição estável.

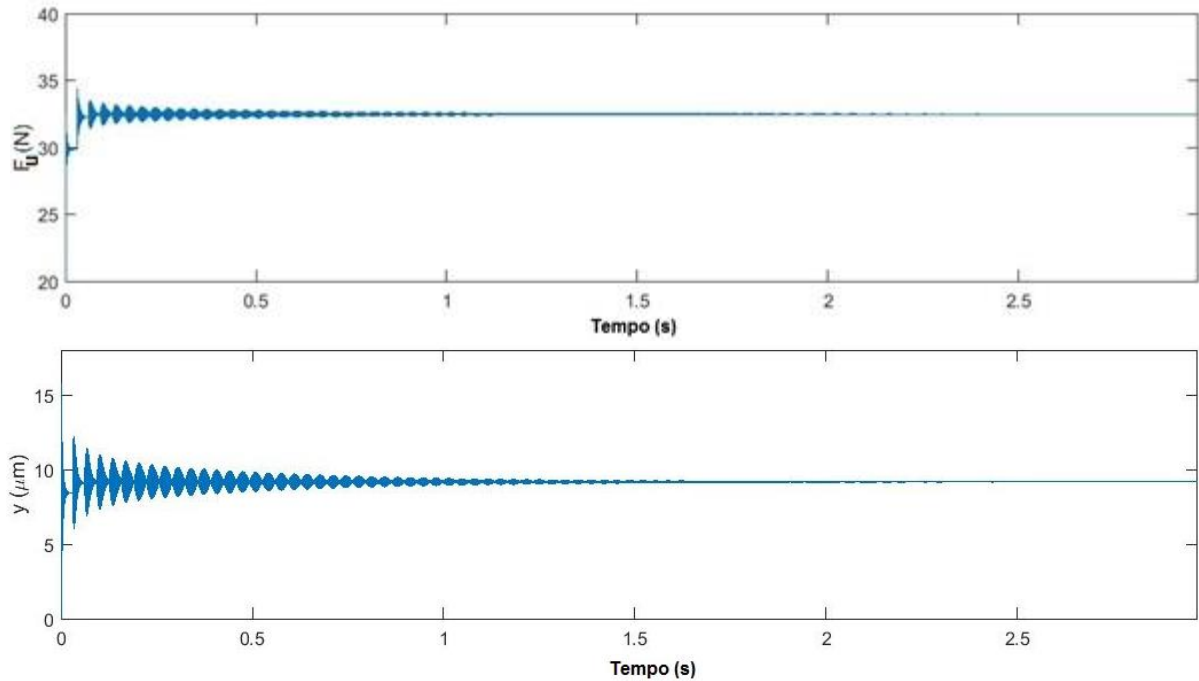


Figura 52 – Resultado simulação com $L/D = 6$ para $a_p = 0,5$ mm e $n = 2.000$ rpm – condição estável.

A Figura 53 mostra o resultado da simulação para uma condição de usinagem instável. Pode-se perceber que no início do processo não há oscilação porém logo depois no processo há uma variação abrupta dos níveis de força e deslocamento caracterizando uma condição instável. Nota-se que para deslocamentos elevados, há pontos onde a força é nula. Isto corresponde à uma não linearidade do processo devido à perda de contato entre a ferramenta e a peça. Se não houvesse essa não-linearidade a força aumentaria infinitamente.

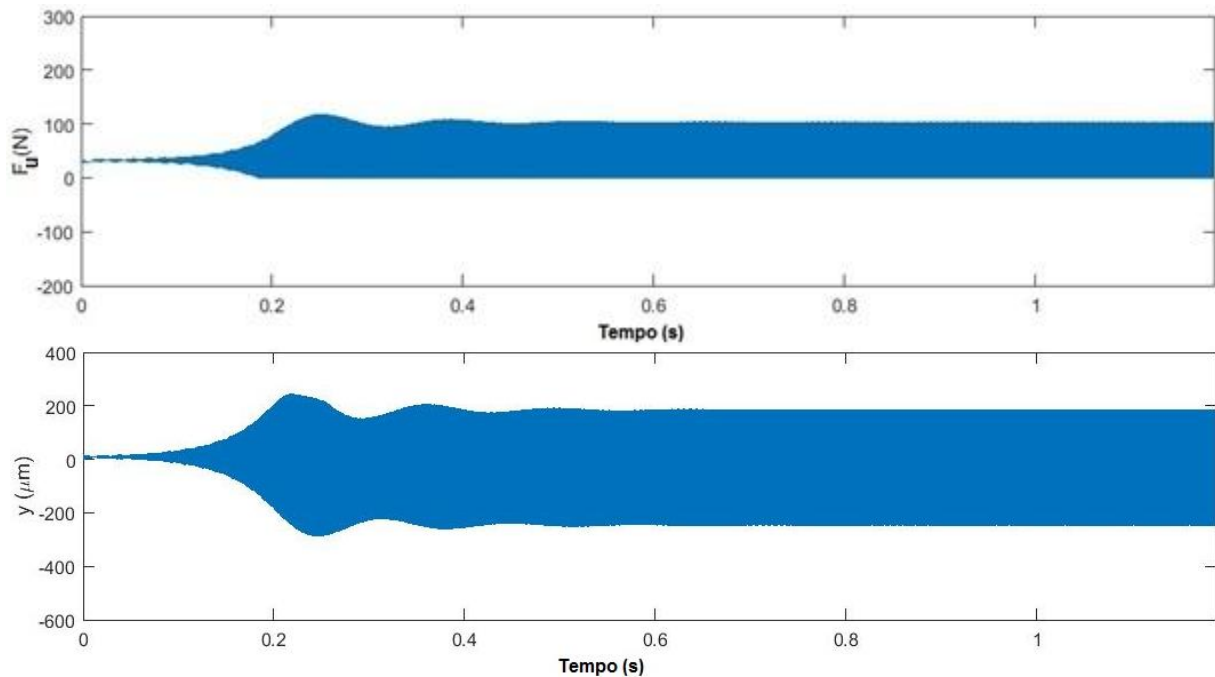


Figura 53 - Resultado simulação com $L/D = 6$ para $a_p = 0,5$ mm e $n = 5.000$ rpm – condição instável.

Após realizada a implementação das equações e aplicado o método proposto, os pontos da carta de estabilidade foram obtidos e plotados, como mostra a Figura 54.

Com os resultados dos ensaios e da simulação sobrepostos, observa-se discrepâncias nos resultados, principalmente para valores de (a_p) próximos ao raio de ponta da ferramenta (r_e). Para essa condições os resultados da simulação mostraram cortes instáveis e nos experimentos se mostraram como cortes estáveis, isso deve-se ao fato de que para profundidades de corte próximas ou abaixo do raio de ponta da ferramenta o modelo considerou o corte instável.

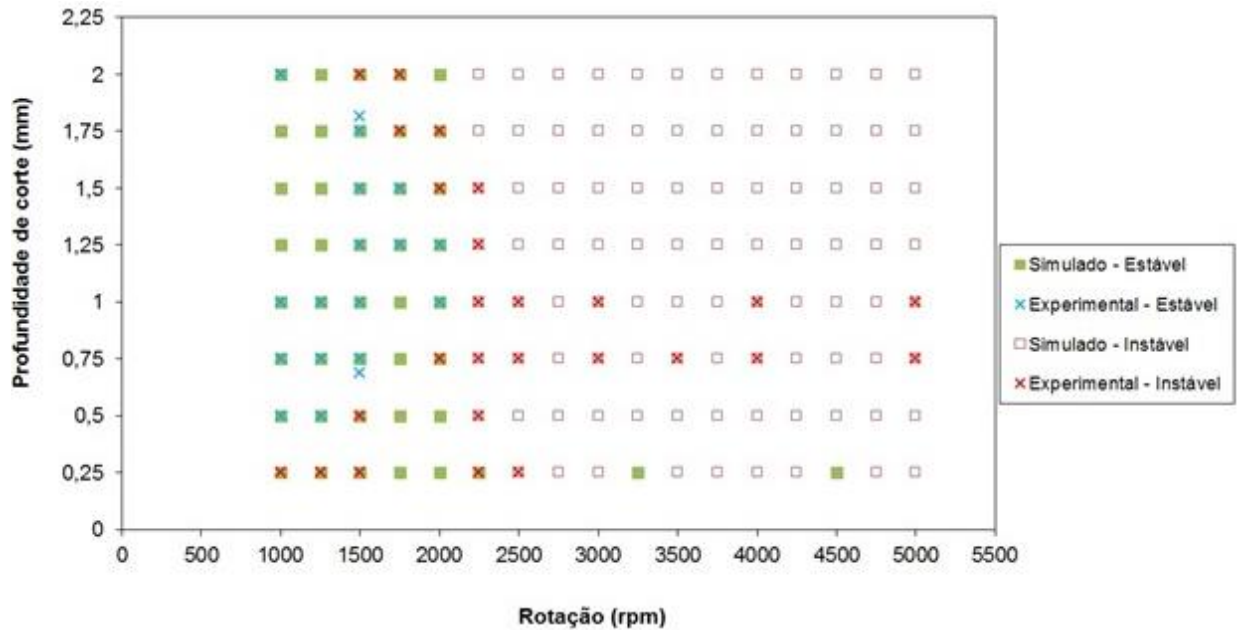


Figura 54 - Carta de estabilidade para $L/D = 6$ obtida a partir do Matlab e comparação entre resultados simulados e ensaiados.

Em rotações abaixo de $n = 2.000$ rpm encontra-se uma grande região de estabilidade, isto acontece graças ao efeito de amortecimento presente em baixas velocidades de corte. No algoritmo implementado, este fator foi considerado, por isso os resultados são próximos daqueles obtidos experimentalmente.

À medida que a rotação se eleva, o processo de amortecimento deixa de existir e os efeitos dos lóbulos de estabilidade começam a ser visíveis. Em velocidades de rotação mais altas, os lóbulos do diagrama passam a ser evidentes e as regiões de estabilidade diminuem.

Com os resultados dos ensaios e da simulação sobrepostos mostrados na Figura 55 é possível comparar os pontos levantados experimentalmente e notar que ocorreram algumas discrepâncias dos resultados. Somente para $a_p = 0,25$ mm – $n = 2.500$ rpm e para $a_p = 0,25$ mm – $n = 250$ rpm os resultados da simulação foram iguais aos resultados experimentais. Pode-se dizer que para $a_p = 0,25$ mm não houve resultados coincidentes com o modelo, porém os resultados da simulação mostram que também existe para a condição $L/D = 7$ uma região limite de estabilidade em torno de $n = 1.500$ rpm. Neste caso o efeito de amortecimento também começa a ser

significativo para uma relação entre a frequência de vibração (761,5 Hz) e a frequência de rotação (1.500 rpm / 60 Hz) de aproximadamente 30. Este é um resultado coerente se comparado com os resultados da condição de ferramenta $L/D = 6$. Nota-se mais pontos de instabilidade abaixo de $a_p = 0,5$ mm, isto se deve ao fato desse valor ser abaixo do raio de ponta da ferramenta que é de 0,4 mm. A instabilidade em pequenas profundidades de corte decorrentes do raio de ponta da ferramenta não é considerada nos modelos disponíveis na literatura.

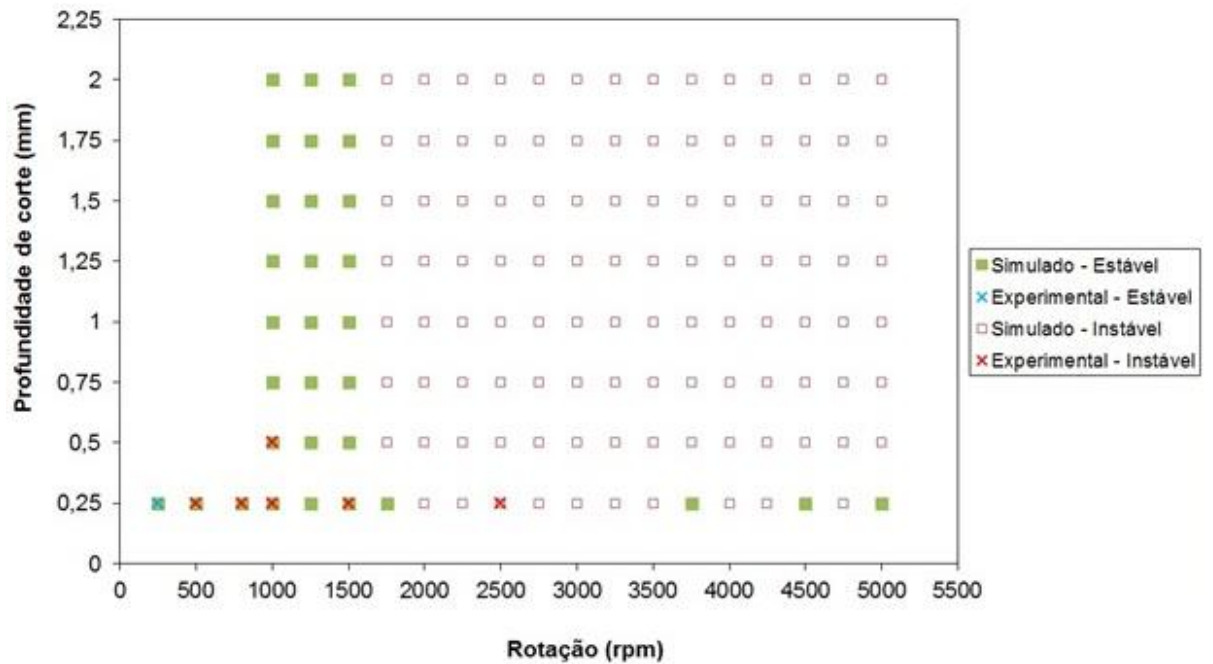


Figura 55 - Carta de estabilidade para $L/D = 7$ obtida a partir do Matlab e comparação entre resultados simulados e ensaiados.

5. CONCLUSÕES

Os resultados mostraram que as vibrações exercem grande influência sobre a qualidade superficial da peça. A textura da superfície resultou dos movimentos combinados de rotação, avanço e vibrações entre a ferramenta e a peça. Cortes estáveis resultam em superfícies com marcas de avanço bem definidas e baixa rugosidade. Enquanto que cortes instáveis apresentam perfis com sulcos profundos e ondulações. Quando ocorrem vibrações mesmo de elevadas frequências, as ondulações do perfil medido possuem baixa frequência, porque as marcas são deixadas na peça somente a cada rotação.

Profundidades de corte muito pequenas podem provocar instabilidades no torneamento interno. Neste caso a área do cavaco é influenciada pelo raio de ponta da ferramenta e apresenta um aspecto curvado com regiões de pequena seção. Até mesmo vibrações de pequena amplitude, como as decorrentes do impacto no início do corte podem provocar a perda do contato da ferramenta com a peça resultando em um processo instável. Além disso, em pequenas profundidades de corte menores que o raio de ponta da ferramenta, tem-se o aumento gradual da componente da força passiva (radial), o que contribui para a instabilidade dinâmica do processo nessa condição de usinagem. Profundidades de corte elevadas aumentam os esforços de corte e de acordo com a teoria geral aumentam o processo de auto-excitação das vibrações.

Baixas rotações, conseqüentemente baixas velocidades de corte propiciam maiores profundidades de corte limite devido ao efeito de amortecimento. Os resultados mostraram que este fenômeno começa a ser significativo quando a relação entre a frequência de vibração e a frequência de rotação é de aproximadamente 30 e aumenta consideravelmente para uma relação de 60. No entanto, quando a velocidade de corte aumenta, o número de ondulações no percurso da ferramenta diminui, reduzindo o efeito de amortecimento até este desaparecer.

Os espectros de áudio mostraram que cortes instáveis apresentaram picos com elevadas magnitudes próximos à frequência natural do sistema. Os cortes estáveis, devido ao processo de amortecimento, também apresentaram o maior pico na

frequência natural, porém com magnitudes consideravelmente menores que a dos cortes instáveis.

Houve discrepâncias entre os valores resultantes das simulações e os experimentais. O modelo empregado nas simulações não considera as instabilidades decorrentes do emprego de profundidades de corte muito pequenas.

De acordo com os modelos existentes na literatura, para um valor suficientemente pequeno de profundidade de corte o processo é sempre estável.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar a análise das características dinâmicas da ferramenta de torneamento interno por elementos finitos;
- Realizar simulações do mandrilamento com ferramenta de multi-insertos com modelos que considerem o raio de ponta da ferramenta e o amortecimento do processo;
- Desenvolver um dispositivo neutralizador de vibrações com material viscoelástico para o torneamento interno que fique alojado internamente ao porta-ferramentas;
- Realizar a simulação computacional do perfil da superfície usinada;
- Desenvolver um modelo do processo que considere as instabilidades devido à profundidade de corte muito pequenas.
- Realizar a medição das forças de usinagem diretamente no Centro de Torneamento CNC;
- Determinação da FRF do sistema através de *shaker* eletromagnético.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR ISO 513/2012 – Classification and application of hard cutting materials for metal removal with defined-cutting edges – Designation of the main groups of application – 4thedition.

ALLEMANG, R. *et al.* (Ed.) **Topics in modal analysis**: Proceedings of the 31st IMAC, A Conference on structural dynamics. New York: Springer-Verlag, 2014. Cap.54, págs.553-554. (Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, 7).

ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. Analytical prediction of stability lobes in milling. **CIRP Annals - Manufacturing Technology**; 1995.

ALTINTAS, Y. **Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design**, 2000 , Cambridge University Press, USA, 2000.

ALTINTAS, Y. Analytical prediction of three dimensional chatter stability in milling, **JSME International Journal, Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing**. 44 (3) (2001) 717–723.

ALTINTAS, Y.; WECK, M. Chatter stability of metal cutting and grinding, **CIRP Annals - Manufacturing Technology**. 53 (2) (2004) 619–642.

ARAÚJO, E. R. S. **Estudo de estabilidade do fresamento do ferro fundido cinzento considerando o efeito de amortecimento no processo**, Dissertação de Mestrado, UDESC, Joinville, setembro de 2014. 87p.

ASM Handbook, Volume 2, Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials, ASM International (American Society for Metals), Materials Park, Ohio, USA, 1990 (6th printing: 2000).

ATABEY, F.; LAZOGLU, I.; ALTINTAS, Y. Mechanics of boring processes – Part I, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** (submitted, 2001).

ATABEY, F. **Modeling of mechanics and dynamics of boring**. The University of British Columbia, Master's Thesis ; 200p. , February (2001).

BAVASTRI, C. A.; POLLI, M. L.; VOLTOLINI, D. R.; PRESEZNIAK, F. A. **A methodology to mitigate chatter through optimal viscoelastic absorber**, Proceedings Institution of Mechanical Engineers Part B: Journal of Engineering Manufacture 2015, Vol. 229(8) 1348–1356.

BORTOLANZA, J. F. **Previsão de vibração do tipo *chatter* no fresamento de placas finas**, Dissertação de Mestrado, UDESC, Joinville, setembro de 2016. 163p.

BRECHER, C.; MANOHARAN, D.; LADRA, U., KÖPKEN, H, Chatter suppression with an active workpiece holder, **Production Engineering** 4 (2) (2010) 239–245.

BUDD, G. **Resources and production of aluminium**. European Aluminium Association, Birmingham (1999).

CALLISTER, W.D. JR. **Materials science and engineering: An introduction**, 7th ed. Wiley, USA, (2007), 720 p., Chapter 11.

CARVALHO, J. M. M. **Modelo de prevenção de vibrações regenerativas em maquinagem**, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa - Portugal, maio de 2014. 108p.

CASTANHERA, I. C. **Uma contribuição ao estudo de vibração no fresamento em alta velocidade de corte do aço D6**, Dissertação de Mestrado, , Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, julho de 2015. 131p.

CHIOU, C.; HONG, M.; EHMANN, K. F. **The feasibility of eigenstructure assignment for machining chatter control**, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43 (15) (2003/12) 1603 - 1620.

CLARK, K. B.; FUJIMOTO, T. **Product development performance: strategy, organization, and management in the world auto industry**. Boston: Harvard Business School Press, 1991.

DELIO, T.; TLUSTY, J.; SMITH, S. Use of audio signals for chatter detection and control, *Journal of Engineering for Industry* 114 (2) (1992) 146–157.

EWINS, D. J. **Modal Testing Theory and Practice**. Letchworth: 2. ed. Research Studies Press, 268 p. 2000.

FAASSEN, R. P. H.; VAN DE WOUW, N.; OOSTERLING, J. A. J.; NIJMEIJER, H., Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 43 (14) (2003/11) 1437–1446.

FAASSEN, R.P.H., **Chatter prediction and control for high-speed milling: modelling and experiments**, Technische Universiteit Eindhoven; Thesis (2007).

FERRARESI, D. (1977). **Fundamentos da usinagem dos metais**. São Paulo: Edgard Blücher, 796p.

GANGULI, A.; DERAEMAEKER, A.; PREUMONT, A. Regenerative chatter reduction by active damping control, *Journal of Sound and Vibration* 300 (3-5) (2007) 847–862.

GÓMEZ-PARRA A.; ÁLVAREZ-ALCÓN, M.; SALGUERO J.; BATISTA M.; MARCOS M. Analysis of the evolution of the built-up edge and built-up layer formation mechanisms in the dry turning of aeronautical aluminium alloys, **Wear** 302 (2013) 1209–1218.

HALVORSEN, W. G.; BROWN, L. D. Impulse technique for structural frequency response testing, **Journal of Sound and Vibration**, November, 1977.

HAMADE, R.F., ISMAIL, F. **A case for aggressive drilling of aluminum.** Journal of Materials Processing Technology 166(1) (2005) 86–97

HUYANAN, S.; SIMS, N. D. Active vibration absorbers for chatter mitigation during milling, in: Institution of Mechanical Engineers - **9th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery**, vol.1, 2008, pp.125 - 140.

INMAN, D. J., **Engineering Vibration**, Englewood Cliffs: Prentice Hall, 560 p. 1996.

ISMAIL, F.; ZIAEI, R. Chatter suppression in five-axis machining of flexible parts, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 42 (1) (2002/1) 115 - 122.

KIM, N. H.; WON, D.; ZIEGERT, J. C. Numerical analysis and parameter study of a mechanical damper for use in long slender endmills, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 46 (5) (2006/4) 500–507.

LIAO, Y. S.; YOUNG, Y. C. A new online spindle speed regulation strategy for chatter control, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 36 (5) (1996/5) 651–660.

MANUFACTURING LABORATORIES. Harmonizer. Disponível em: < <http://www.mfg-labs.com/Harmonizer> > Acesso em: 05 de abril de 2015.

MARUI, E.; EMA, S.; HASHIMOTO, M.; WAKASAWA, Y. Plate insertion as a means to improve the damping capacity of a cutting tool system, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 38 (10-11) (1998/10) 1209–1220.

MEI, D.; KONG, T.; SHIH, A.J.; CHEN, Z. Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression, **Journal of Mater. Process. Technol.** 209 (4) (2009) 1861–1870.

MEI, D.; YAO, Z.; KONG, T.; CHEN, Z. Parameter optimization of time-varying stiffness method for chatter suppression based on magnetorheological fluid-controlled boring bar, **International Journal of Advanced Manufacturing Technology** 46 (9-12) (2010) 1071–1083.

MENDES, P.; OLIVEIRA, S. **Análise dinâmica de estruturas: utilização integrada de modelos de identificação modal e modelos de elementos finitos.** Lisboa: Laboratório Nacional de Engenharia Civil, 2008.

MERRIT, H. E. Theory of self-excited machine-tool chatter-contribution to machine tool chatter research — 1, **ASME Journal of Engineering for Industry** (1965) 447–454.

MIGUÉLEZ, M. H.; RUBIO, L.; LOYA, J. A.; FERNÁNDEZ-SÁEZ, J. Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers, **International Journal of Mechanical Science** 52 (2010) 1376–1384.

MINIS, I.; YANUSHEVSKY, R.; TEMBO, A.; HOCKEN, R., Analysis of linear and nonlinear chatter in milling, **CIRP Annals Manufacturing Technology.** 39 (1) (1990) 459–462.

MONTGOMERY, D. **Milling of Flexible Structures**, Master's Thesis, University of British Columbia, 1990.

MOVAHHEDY, M. R.; GERAMI, J. M. Prediction of spindle dynamics in milling by sub-structure coupling, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 46 (3-4) (2006/3) 243–251.

ÖZSAHIN, O.; ÖZGÜVEN, H. N.; BUDAK, E. Analysis and compensation of mass loading effect of accelerometers on tool point FRF measurements for chatter stability predictions, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 50(6) (2010) 585–589.

PARK, S. S.; ALTINTAS, Y.; MOVAHHEDY, M. Receptance coupling for end mills, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 43 (9) (2003) 889–896.

PEIXOTO, M. **Análise de estabilidade dinâmica do fresamento de topo de placas considerando o amortecimento do processo**, Dissertação de Mestrado, UDESC, Joinville, agosto de 2013. 140p.

POLLI, M. L. **Análise da estabilidade dinâmica do processo de fresamento a altas velocidades de corte**, Tese de Doutorado, UFSC, Florianópolis, fevereiro de 2005. 214p.

QUINTANA, G.; CIURANA, J. Chatter in machining processes: A review, **International Journal of Machine Tools & Manufacture** 51 (2011) 363-376.

QUINTANA, G.; CAMPA, F. J.; CIURANA, J.; LÓPEZ DE LACALLE, L. N. Productivity improvement through chatter-free milling in workshops, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part B: Journal of Engineering Manufacture**, 2011.

SALEH, K. **Modelling and analysis of chatter mitigation strategies in milling**, **Doctoral thesis**, Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, Sheffield - UK, 2013/06, 196p.

SALGADO, Jorge. M. S. O. **Análise modal experimental aplicada a um componente estrutural automóvel**, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia, Universidade do Minho, outubro de 2012. 154p.

SANTOS, M. C. JR.; MACHADO, A. R.; SALES, W. F.; BARROZO, M. A. S.; EZUGWU, E. O., Machining of aluminum alloys: A review, **International Journal of Advanced Manufacturing Technology** (2016) 86:3067–3080.

SCHMITZ, T. L. Chatter recognition by a statistical evaluation of the synchronously sampled audio signal, **Journal of Sound and Vibration** 262 (3) (2003/ 5/1) 721–730.

SCHMITZ, T. L.; MEDICUS, K.; DUTTERER, B. Exploring once-per-revolution audio signal variance as a chatter indicator, **Machining Science and Technology** 6 (2) (2002) 215–233.

SEMERCIGIL, S. E.; CHEN, L. A. Preliminary computations for chatter control in end milling, **Journal of Sound and Vibration** 249 (3) (2002/1/17) 622–633.

SIDDHPURA, M.; PAUROBALLY, R. A review of chatter vibration research in turning, **International Journal of Machine Tools & Manufacture** 61 (2012) 27-47.

SIMS, N. D.; BAYLY, P. V.; YOUNG, K. A. Piezoelectric sensors and actuators for milling tool stability lobes, **Journal of Sound and Vibration** 281 (3-5) (2005/3/22) 743–762.

SUYAMA, D. I. **Uma contribuição ao estudo do torneamento interno em aços endurecidos**, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, julho de 2014. 136p.

TLUSTY, J.; POLACEK, M. The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining, **International Research in Production Engineering** (1963) 465–474.

TLUSTY, J. , **Upper saddle river**, Prentice-Hall, NJ, 2000.

TLUSTY, J. , **High-Speed Machining**, Annals of the CIRP, 42:733-738, 1993.

TLUSTY, J. Dynamics of High-Speed Milling. **Journal of Engineering for Industry**. Transactions of the ASME, v. 108, p. 59-67, 1986.

TOBIAS, S. A. Machine Tools Vibrations (**Vibraciones em Máquinas-Herramientas**), URMO, Spain, 1961.

TOBIAS, S. A. **Machine Tool Vibration**, Blackie, 1965.

TOBIAS, S. A.; FISHWICK, W. **Theory of Regenerative Machine Tool Chatter**. Engineering, London, v.205, 1958.

TRENT, E. M.; WRIGHT P. K. **Metal cutting**, 4th ed. Butterworth – Heinemann, USA, (2000), 439 p., Chapter 9.

TYLER, C. T. **Process damping analytical stability analysis and validation**, Master's Thesis, The University of North Carolina, Charlotte, 2012, 62p.

TYLER, C. T; SCHMITZ, T. L. Analytical process damping stability prediction, **Journal of Manufacturing Processes** 15 (2013) 69–76.

WANG, M.; ZAN, T.; YANG, Y.; FEI, R. Design and implementation of nonlinear TMD for chatter suppression: An application in turning processes, **International Journal of Machine Tools and Manufacture** 50 (5) (2010) 474–479.

WEINGAERTNER, W. L.; SCHROETER, R. B. **Tecnologia de Usinagem do Alumínio e suas ligas: Tornear, Fresar, Furar e Serrar**. (1ª edição - 1990) Alcan Alumínio do Brasil, São Paulo, 80p.

WEINGAERTNER, W. L.; SCHROETER, R. B; POLLI, M. L.; GOMES, J. de Oliveira Evaluation of high-speed end-milling dynamic stability through audio signal measurements, **Journal of Materials Processing Technology** 179 (1 - 3) (2006) 133 - 138.

WERNER, A. **Prozeßauslegung und Prozeßsicherheit beim Einsatz von schlanken Schafffräsern**. Aachen, 1992. 147 p. Tese (Doutorado em Engenharia) – RWTH Aachen, 1992.

WIERCIGROCH, M.; BUDAK, E. Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting, **Philosophical Transactions of the Royal Society London**. 359 (2001) 663–693264.

ZHANG, G. M. **Dynamic modeling and dynamic analysis of the boring machining system**, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1986.

<http://www.drivealuminum.org/vehicle-uses/passenger-vehicles> (Acessado em 15 de março de 2017).

<http://www.scopus.com> (Acessado em 10 de outubro de 2017).

<http://www.world-aluminium.org> (Acessado em 15 de novembro de 2017).

APÊNDICE A - Lista dos equipamentos utilizados

1. Placa de Aquisição

Marca: Roland Quadcapture

2. Microfone

Tipo: Especial de Medição

Marca: Rosenberger MCE212 – Empresa 01Db - G.R.A.S com Pré-amplificador

Tipo 26C

Resposta em frequência - +/- 0,2 dB

Sensibilidade – 2Hz à 100kHz

3. Martelo Piezelétrico

Tipo: Instrumentado de Impacto

Marca: PCB Piezotronics tipo ICP 086C03

4. Acelerômetro

Marca/Modelo: PCB Piezotronics 352C68 SN77121

Sensibilidade (+/- 10%): 10,2 mV/(m/s²)

Faixa de medição (+/- 10%): +/- 492 m/s² pk

Faixa de frequências: 0.3 à 12.000 Hz

5. Programas para aquisição de dados

Software: Labview 2011

Fabricante: National Instruments

6. Programas para tratamento dos dados

Software: ITA-Toolbox

Fabricante: Instituto de Acústica Técnica da Universidade RWTH – Aachen

7. Programa para simulações

Software: Matlab 2017

Fabricante: The Mathworks Inc.

8. Condicionador de Sinal

Marca/Modelo: PCB Piezotronics 350C02

Quantidade: 2

Sensibilidade (+/- 30%): 0,01 mV/(m/s²)

Faixa de medição: +/- 490.000 m/s² pk

Faixa de frequências (+/- 1 dB): 4 à 10.000 Hz

9. Placa de Aquisição

Fabricante: National Instruments

Modelo: NI USB-6259

16 inputs , 16-bit

1,25 MS/s

Multifunção I/O com I/O digital correlacionada para USB

10. Amplificador de Sinais

Fabricante: Kystler

Tipo: 5070A

4 Canais

6-Componentes

Faixa de medição

Filtro HP – Longo DC

Filtro LP – 1,0 kHz

Drift range – < 0,05 pC/s

Output range FS – 10V

Faixa de medição – 200 à 200.000 pC

Range – 200 pC

11. Dinamômetro

Fabricante: Kystler

Tipo: 9265B

Quartz 3-Componentes

12. Balança Analítica Unibloc

Fabricante: Shimadzu

Modelo : AUW2200

Capacidade: 220 g

Tamanho do prato (mm): 80 (diâmetro)

Leitura: 0,1 mg

Peso de calibração interno motorizado

Modos de Calibração: PSC,Clock-CAL, pelo painel com peso interno

Função Windows Direct

13. Paquímetro Universal

Fabricante: Mitutoyo

Resolução: 0,02 mm

14. Perfilômetro

Tipo: Perfilômetro Ótico 3D

Fabricante: Taylor Hobson

Modelo: Talysurf CCI - Lite.

Cut-off: 0,8 mm

15. Máquina de Medição de Dureza

Fabricante: EMCO-TEST

Modelo: M4C 025 G3M

Tensão: 115 - 230V Frequência: 50 - 60 Hz

Mês/Ano de Fabricação: 03/2007

Nº de Fabricação: 751.03.07 País: Áustria

APÊNDICE B - Gráficos de medição das forças de usinagem

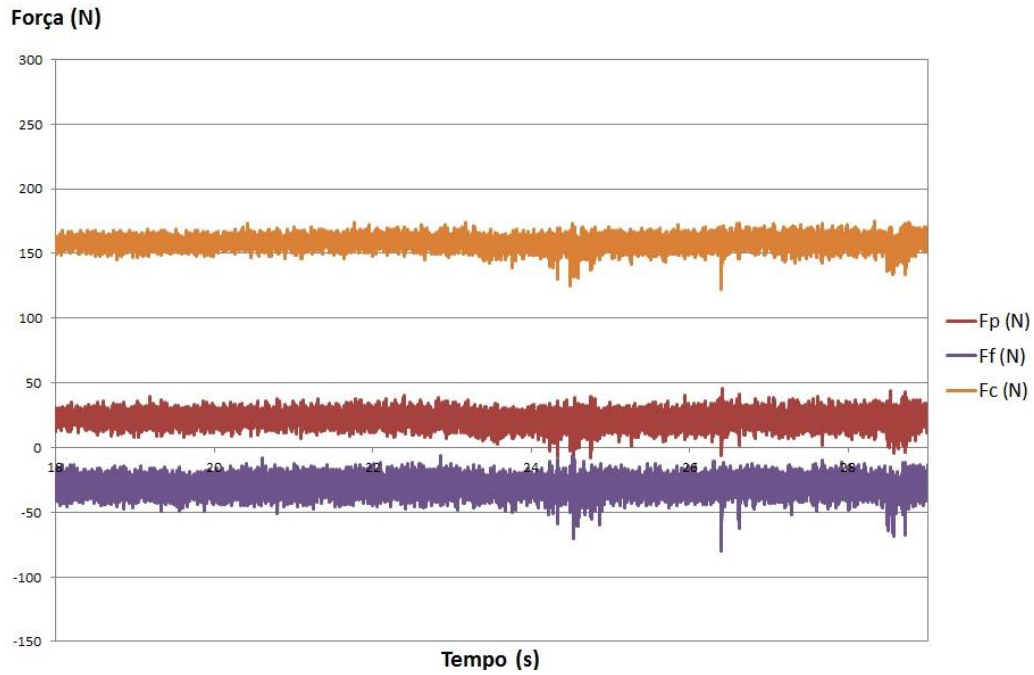


Figura B.1 - Medição das forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,042 \text{ mm/volta}$ – $a_p = 1,5 \text{ mm}$.

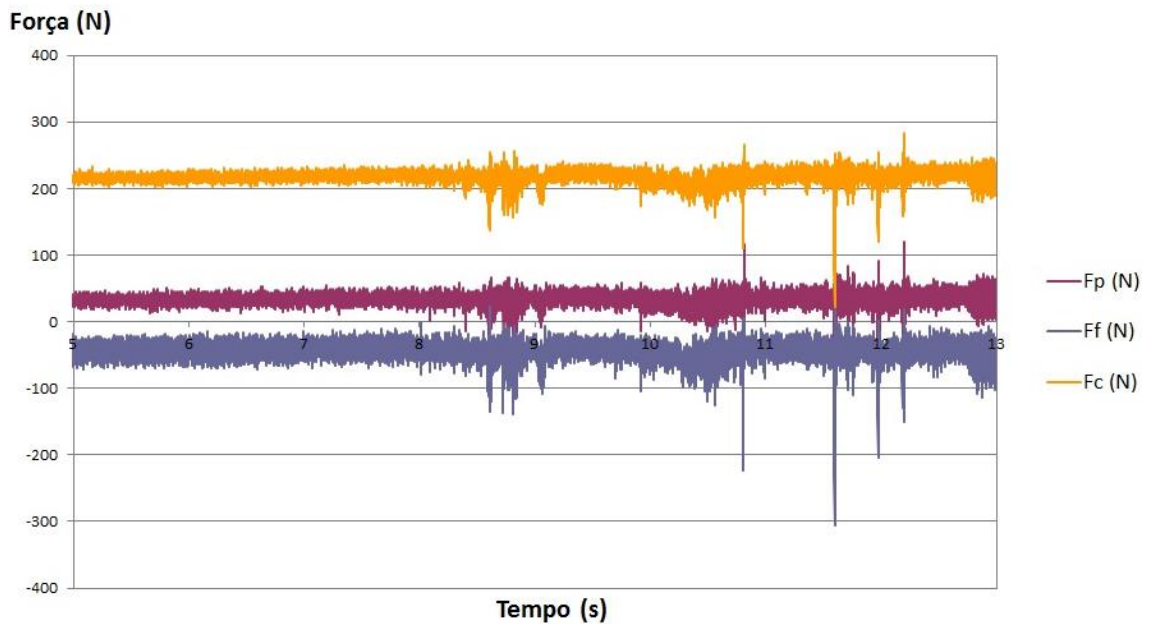


Figura B.2 - Medição das forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,073 \text{ mm/volta}$ – $a_p = 1,5 \text{ mm}$.

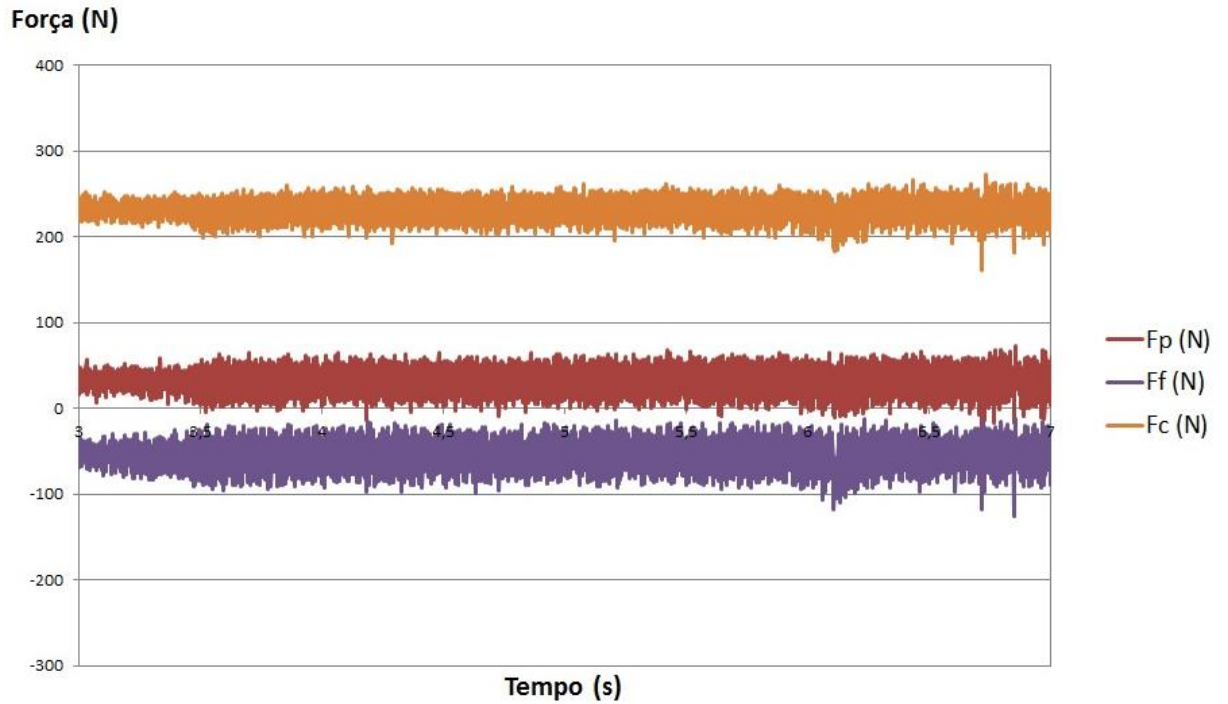


Figura B.3 - Medição das forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,094 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,5 \text{ mm}$.

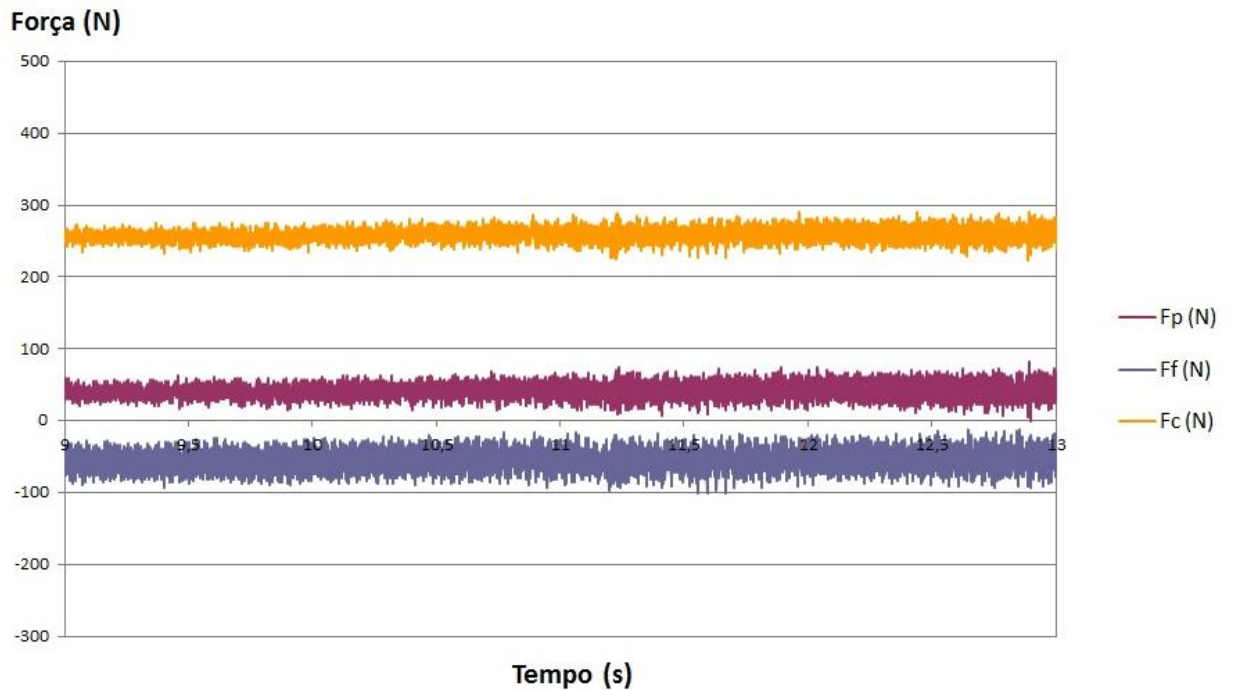


Figura B.4 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,5 \text{ mm}$.

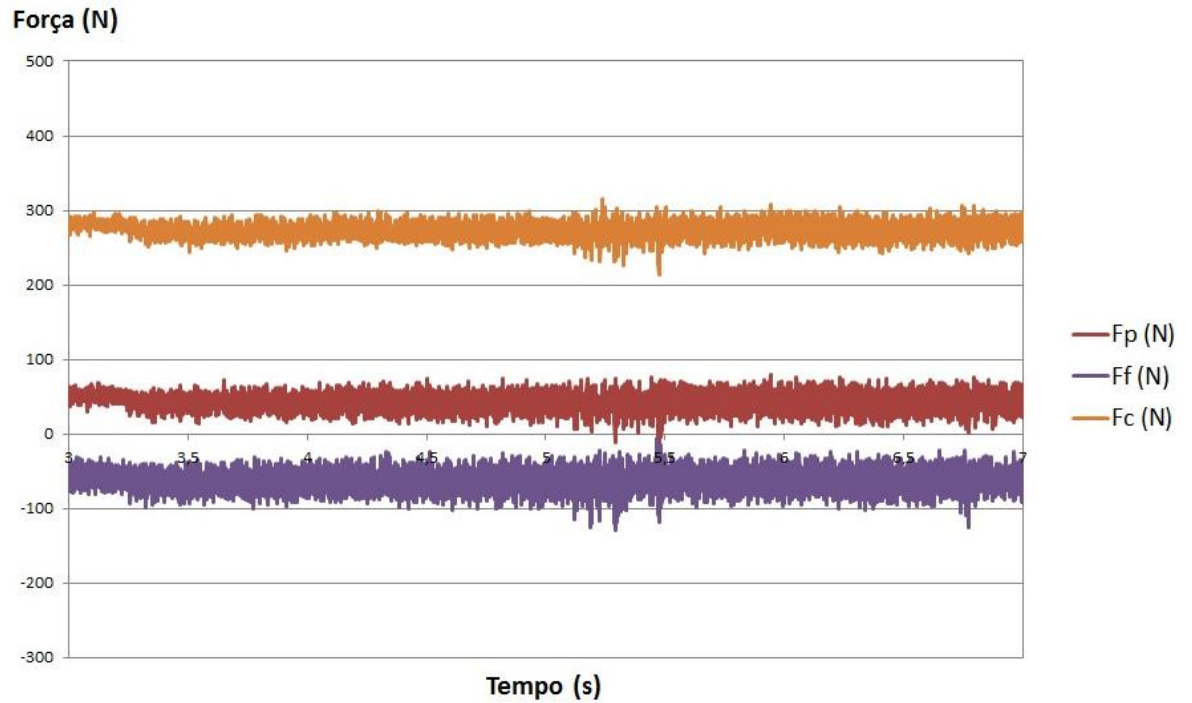


Figura B.5 - Medição de forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,119$ mm/volta - $a_p = 1,5$ mm.

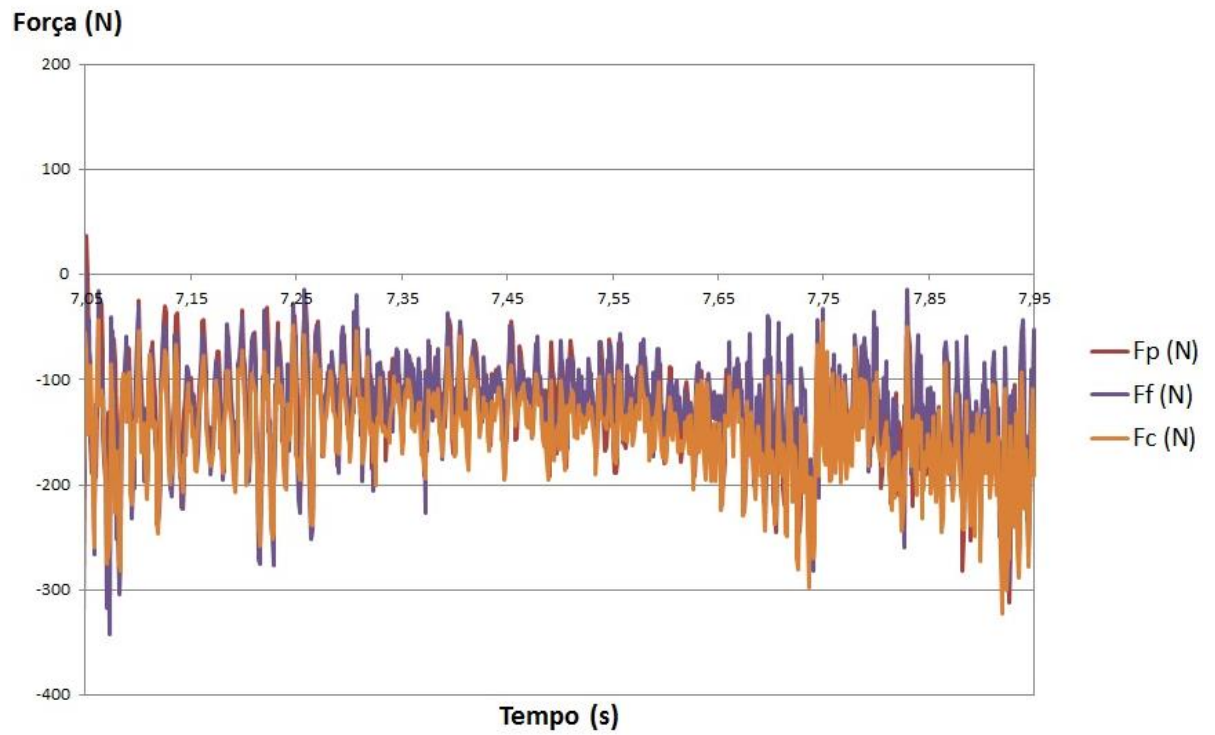


Figura B.6 - Medição de forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,135$ mm/volta - $a_p = 1,5$ mm.

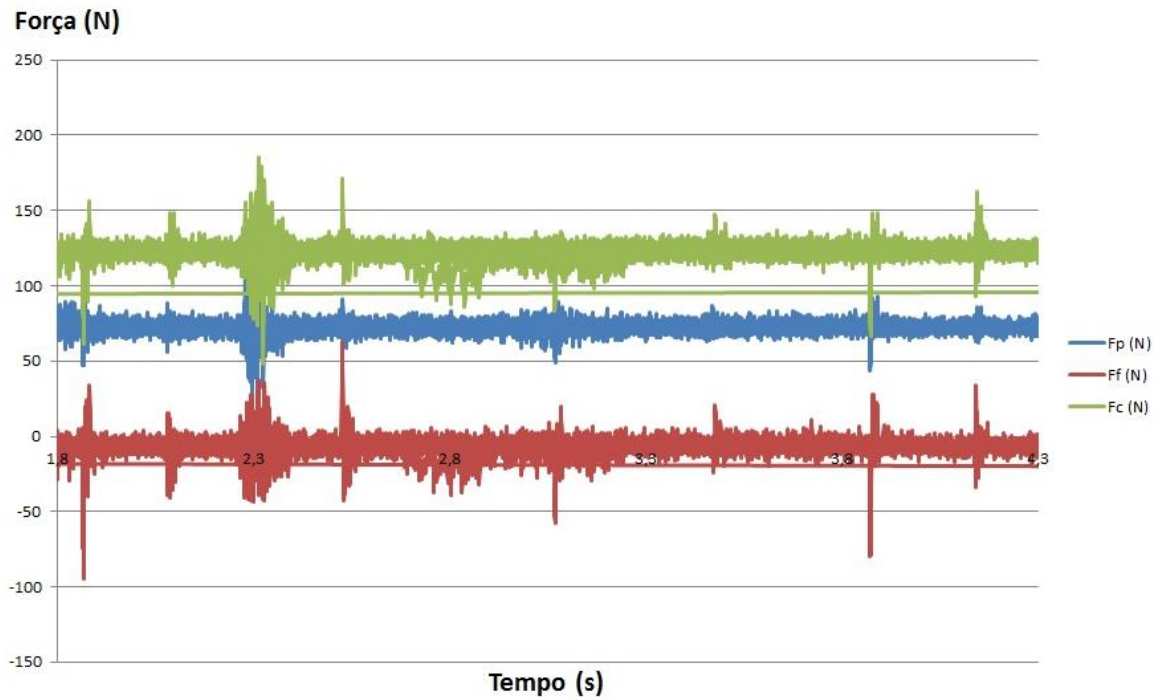


Figura B.7 - Medição de forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,104$ mm/volta - $a_p = 0,25$ mm.

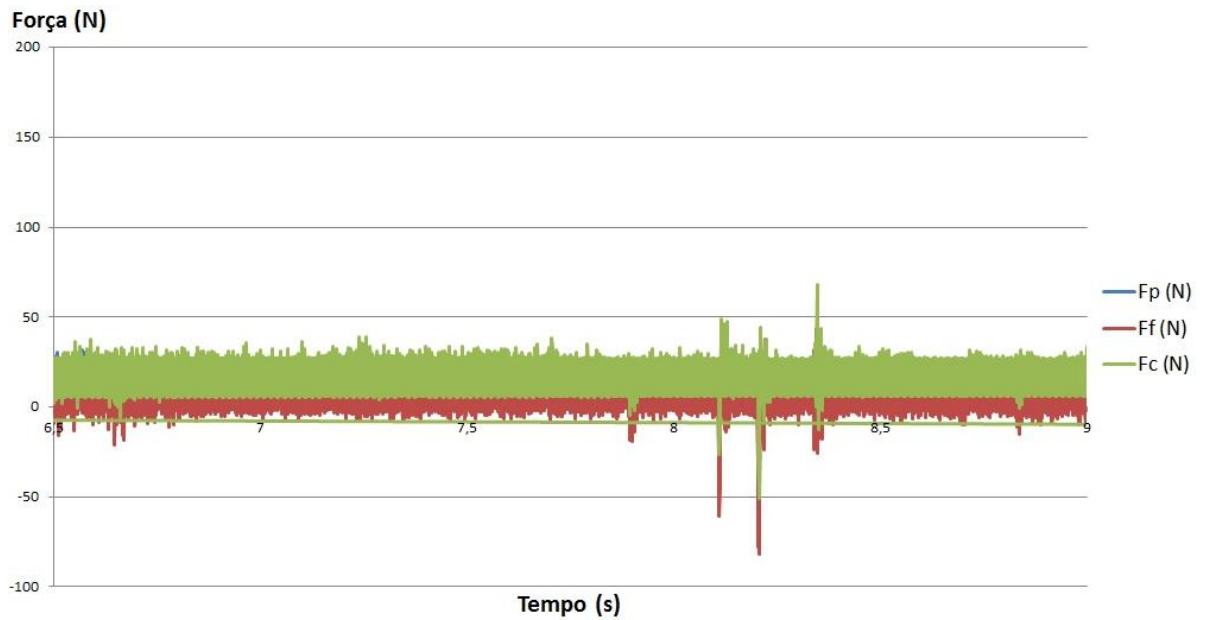


Figura B.8 - Medição de forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,104$ mm/volta - $a_p = 0,5$ mm.

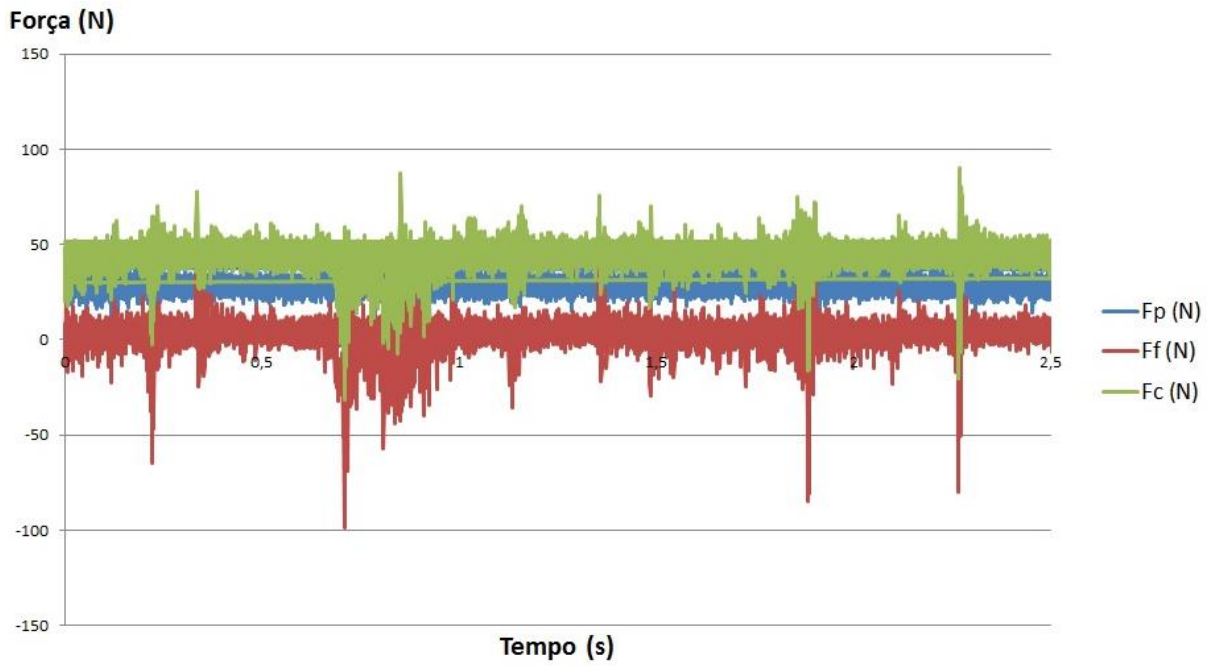


Figura B.9 - Medição de forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,104$ mm/volta - $a_p = 0,75$ mm.

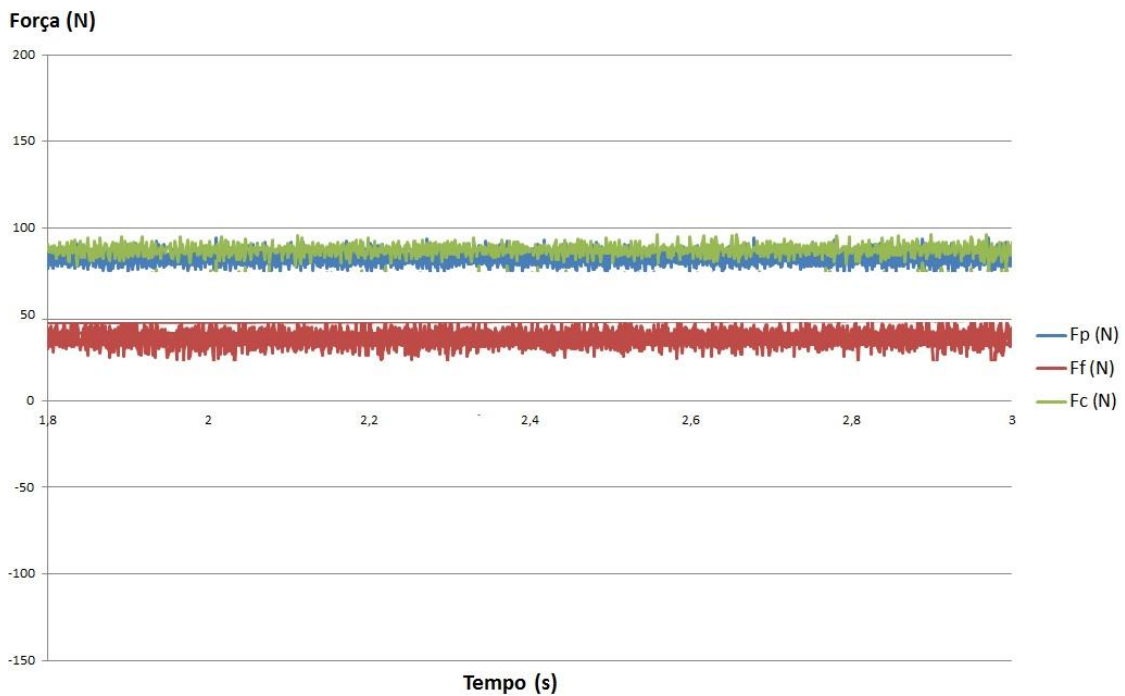


Figura B.10 - Medição de forças – $n = 1.600$ rpm – $f = 0,104$ mm/volta - $a_p = 1,00$ mm.

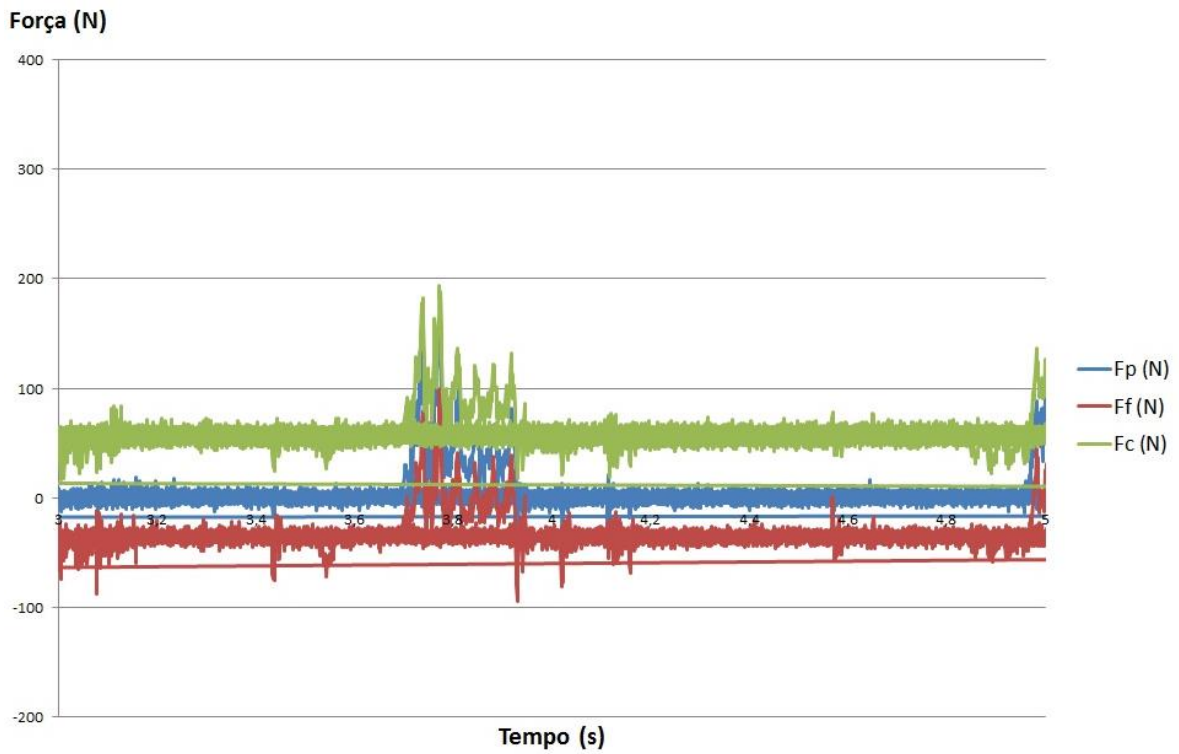


Figura B.11 - Medição de forças – $n = 1.600 \text{ rpm}$ – $f = 0,104 \text{ mm/volta}$ - $a_p = 1,25 \text{ mm}$.

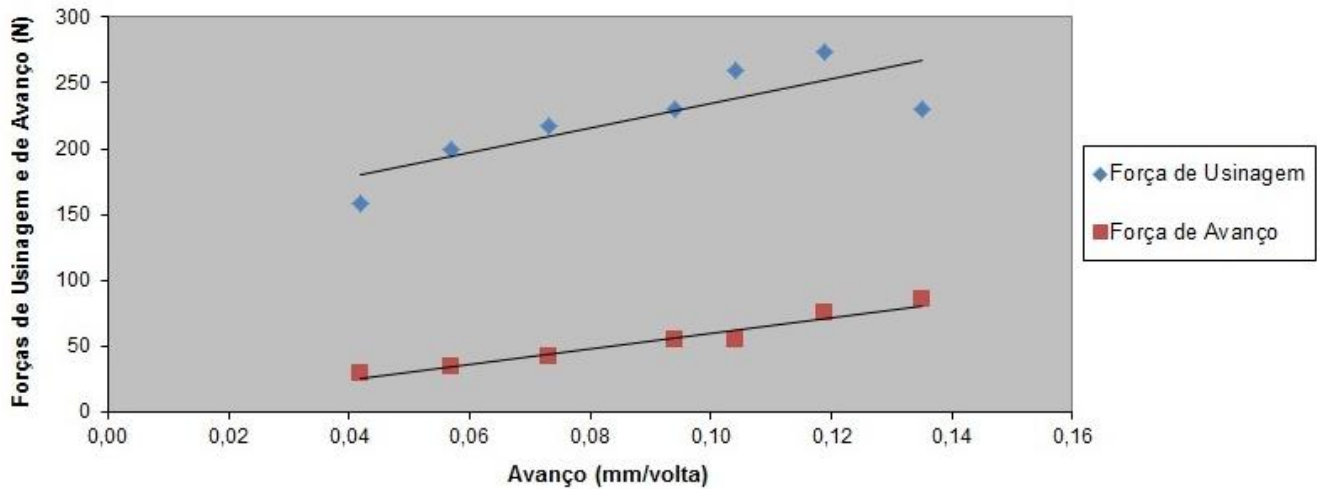


Figura B.12 - Medição das Forças de Usinagem (F_c) e de Avanço (F_f) em relação ao avanço (f) – $v_c = 105,56 \text{ m/min}$, $a_p = 1,5 \text{ mm}$ e $\gamma_0 = +26^\circ$.

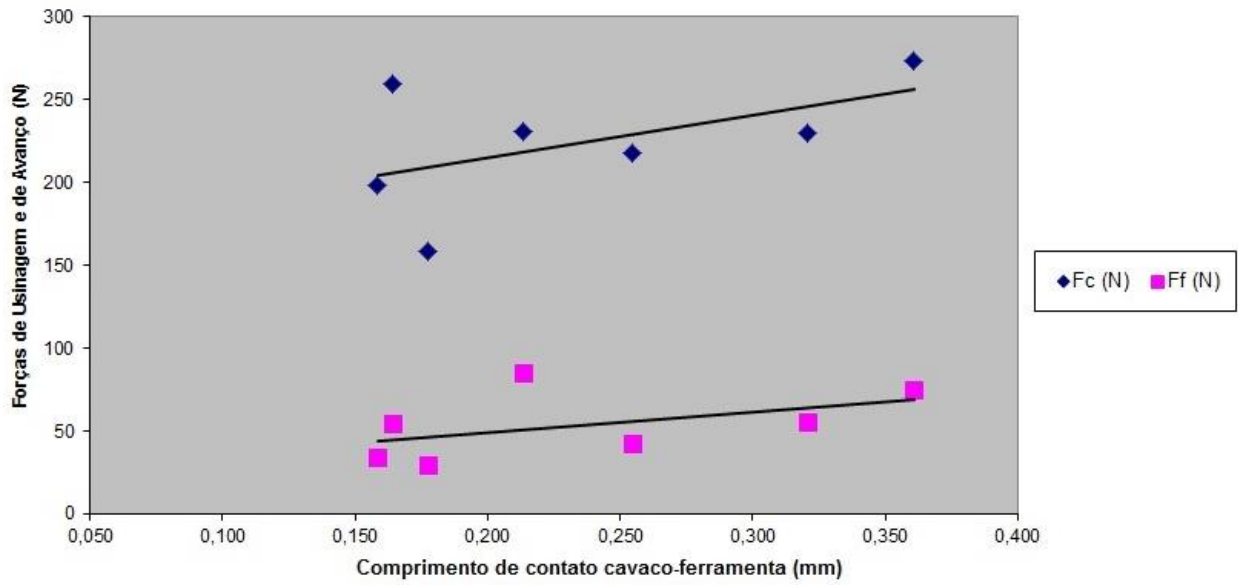


Figura B.13 - Medição das Forças de Usinagem (F_c) e de Avanço (F_f) em relação ao comprimento de contato cavaco-ferramenta (l_c) – $v_c = 105,56$ m/min, $a_p = 1,5$ mm e $\gamma_0 = +26^\circ$.