

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Montagem, Calibração e Testes de Medição de
Forças de Corte com Dinamômetro de Anéis
Octogonais.**

Gabriel Araripe Guterres

**RIO DE JANEIRO
JUNHO DE 2017**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Montagem, Calibração e Testes de Medição de
Forças de Corte com Dinamômetro de Anéis
Octogonais.**

Gabriel Araripe Guterres

**Trabalho de conclusão de curso apresentado em
cumprimento às normas do Departamento de
Educação Superior do CEFET/RJ, como parte dos
requisitos para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.**

Orientadores: José Paulo Vogel e Paulo Pedro Kenedi

**RIO DE JANEIRO
JUNHO DE 2017**

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer o apoio da minha família que forneceu as bases necessárias para chegar até aqui. Em especial aos meus pais Lúcia Hollanda Araripe Guterres e José Hermínio Guterres Silva e irmã, Luciana Araripe Guterres, pessoas que sempre tive apoio e sempre acreditaram na minha capacidade de realização. Não menos importantes foram meus amigos que, por vezes ajudaram sem nem perceber e igualmente apoiaram e acreditaram. Quero agradecer nominalmente ao Henrique Dondeo Verocai, que teve a paciência de ler o projeto e sugerir melhorias, Marcos Paulo Cardoso, que se empenhou em me ajudar nas buscas bibliográficas e Rafaela Bonotto, minha namorada, que teve paciência para me transmitir a tranquilidade necessária para seguir sempre em frente.

Quero agradecer também aos meus orientadores Pedro Paulo Kenedi e José Paulo Vogel que deram suporte para que eu chegasse até aqui, se mostrando sempre dispostos a ajudar mesmo com pouco tempo disponível e agradecer ao técnico do Laboratório, Brenno Tavares Duarte, que sempre se mostrou disposto a ajudar e contribuiu de forma positiva para a realização do trabalho.

RESUMO

Conhecer as forças atuantes em processos de usinagem através de modelos matemáticos empíricos não é uma forma muito eficiente devido ao grande número de fatores que podem interferir no processo. Com isso, o desenvolvimento de dinamômetros capazes de executar essa tarefa de forma prática se mostrou necessária para estudos e desenvolvimentos de novas técnicas e materiais para fabricação das ferramentas. O presente projeto tem como objetivo reconstruir e calibrar estaticamente um dinamômetro de anéis octogonais para medição de forças em um processo de furação. Para tal foi utilizado um dinamômetro sem instrumentação já existente. O dinamômetro foi desmontado e instrumentado com a proposta de medir força de avanço e torque no processo de furação. Os resultados foram comparados com fórmulas empíricas e tabelas industriais e se mostraram satisfatórios, pois as grandezas medidas variaram como esperado. Apesar da sensibilidade e precisão terem sido melhores para a medição de forças axiais. O dinamômetro apresentou características desejáveis na maioria dos ensaios, iniciando e finalizando a medição próxima do zero, indicando um comportamento elástico ideal para o equipamento.

Palavras-chave: Dinamômetro, Anéis Octogonais, Usinagem.

ABSTRACT

In order to know the forces acting on a machining process through empirical equations isn't the most effective way because of the great number of factors that can interfere on the process. Because of this, the development of dynamometers capable of doing these measurements is important to new studies and development of new techniques and tool materials. The main aim of this project is to rebuild and statically calibrates an octagonal rings dynamometer to measure forces acting on drilling. On this proposal a pre existing dynamometer was used. The dynamometer was disassembled, cleaned and had a new placement proposal for *strain-gages* responsible for measuring torque. The results were compared to empirical equations and industrial tables and were satisfactory because the forces measured had an expected variation. The dynamometer showed desired characteristics in most tests, having a start and end points near of zero indicating a good elastic behavior to the equipment.

Key words: Dynamometer, Octagonal Rings, Machining

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
1.1- Motivação	1
1.2- Metodologia	2
1.3- Organização do Trabalho	2
1.3-1. Características de um Dinamômetro.....	2
1.3-1.1. Sensibilidade	3
1.3-1.2. Precisão	3
1.3-1.3. Rigidez	3
1.3-1.4. Insensibilidade quanto à variação de temperatura e umidade.....	4
2. Extensômetros	4
3. Forças que Atuam na Broca Helicoidal.....	6
3.1- Terminologia das Brocas	6
3.2- Forças Atuantes.....	6
4. Dinamômetro de Anéis Octogonais	8
5. Projeto do Dinamômetro	14
5.1- Cálculo das forças	14
5.1-1. Força de Avanço - Furação em Cheio	14
5.1-2. Momento Torsor	15
5.1-3. Força de Corte	15
5.1-4. Força de Avanço	17
5.1-5. Momento Torsor	17
5.2- Dimensionamento do Anel	19
5.3- Cálculo da Frequência Natural	22
5.4- Estudo de Elementos Finitos.....	23
6. Instrumentação	27
6.1- Localização dos Strain-Gages.....	28
6.2- Fixação dos Strain-Gages	29
6.3- Construção das Pontes de Wheatstone.....	30
6.4- Calibração	33
6.4-1. Calibração da Força Axial	34
6.4-2. Calibração do Torque	36
7. Ensaios	37

7.1- Resultados	38
7.2- Análise dos Resultados	39
7.3- Particularidades dos ensaios	40
7.3-1. Força de Avanço	42
7.3-2. Momento Torsor	43
8. Conclusão	44
9. Propostas para o próximo trabalho	44
10. Anexos	46
11. Referências	54

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Strain-gage do fabricante Kyowa Fonte: Kyowa, 2017.[7].....	5
Figura 2 - Ponte de Wheatstone. Fonte: National Instruments, 2017. [8].....	5
Figura 3 - Terminologia das brocas. Fonte: Mitsubishi Carbide, 2016. [9].....	6
Figura 4 - Componentes das forças de corte em broca helicoidal Fonte: Karabay, 2016. [6]....	7
Figura 5 – Distribuição de My. Fonte: Youssef <i>et al.</i> , 2017. [11].....	9
Figura 6 - Distribuição de Mx Fonte: Youssef <i>et al.</i> , 2017. [11]	9
Figura 7 - Instrumentação de um anel circular. Fonte: Youssef <i>et al.</i> , 2017. [11].....	11
Figura 8 - dimensões anel octogonal. Fonte: Karabay, 2016. [6].....	12
Figura 9 - Relação entre deslocamento e t/r. Fonte: Shaw, 2017. [12]	13
Figura 10 - Relação t/r e θ onde a força axial é nula. Fonte: Shaw, 2017. [12]	13
Figura 11 - Dimensões do Anel Octogonal. Fonte: Elaboração própria, 2017.	20
Figura 12 - Modelo simplificado para análise de vibração vertical. Fonte: Elaboração própria, 2017.	22
Figura 13 - Massa da placa superior e suporte do corpo de prova. Fonte: Elaboração própria, 2017.	23
Figura 14 - Direção e sentido da força axial. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	24
Figura 15 - Resultado da simulação na aplicação de força axial no anel. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	24
Figura 16 - Direção e sentido da força tangencial. Fonte: Elaboração própria, 2017.	25
Figura 17 - Figura 9 - Resultado da simulação na aplicação de força tangencial no anel. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	25
Figura 18 - Configuração circular das células de carga. Fonte: Karabay, 2016. [5].....	26
Figura 19 - Dinamômetro durante a desmontagem – 01. Fonte: Elaboração própria, 2017. ...	27
Figura 20 - Dinamômetro durante a desmontagem – 02. Fonte: Elaboração própria, 2017. ...	27
Figura 21 - Dinamômetro durante a desmontagem – 03. Fonte: Elaboração própria, 2017. ...	28
Figura 22 - Instrumentação do Anel para medição da Força Axial. Fonte: Elaboração própria, 2017.	28
Figura 23 - nstrumentação do Anel para medição do Torque. Fonte: Elaboração própria, 2017.	29
Figura 24 - Extensômetro utilizado. Fonte: Elaboração própria, 2017.	29
Figura 25 - Preparação da resina epóxi. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	30
Figura 26 - Anéis instrumentados. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	30
Figura 27 - Construção das Pontes de Wheatstone. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	31
Figura 28 - Conector da ITT Cannon desmontado. Fonte: Elaboração própria, 2017.	31
Figura 29 - Base do dinamômetro montada. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	31
Figura 30 - Ligação errada da Ponte de Wheatstone. Fonte: Elaboração própria, 2017.	32
Figura 31 - Processo de reconstrução da Ponte de Wheatstone. Fonte: Elaboração própria, 2017.	32
Figura 32 - Mudança no posicionamento dos anéis e inclusão das arruelas. Fonte: Elaboração própria, 2017.....	33

Figura 33 - Célula de carga da Alfa Instrumentos. Fonte: Elaboração própria, 2017.	34
Figura 34 - Spider 8 da HBM. Fonte: https://www.hbm.com/pt/2313/spider-8-easy-and-reliable-pc-based-data-acquisition/ , 31/05/2017.	34
Figura 35 - Preparação para calibrar o dinamômetro. Fonte: Elaboração própria, 2017.	35
Figura 36 - Medição das anilhas através da célula de carga. Fonte: Elaboração própria, 2017.	35
Figura 37 - Calibração do dinamômetro. Fonte: Elaboração própria, 2017.	35
Figura 38 - Ferramenta fabricada para calibração do torque. Fonte: Elaboração própria, 2017.	36
Figura 39 - Ferramenta de calibração do torque montada no dinamômetro. Fonte: Elaboração própria, 2017.	36
Figura 40 - Demonstração da calibração do torque. Fonte: Elaboração própria, 2017.	37
Figura 41 - Proteção em acrílico. Fonte: Elaboração própria, 2017.	37
Figura 42 - Dinamômetro fixado na fresadora para início dos testes. Fonte: Elaboração própria, 2017.	38
Figura 43 - Broca 10 mm afiada X Broca 10 mm sem afiação. Fonte: Elaboração própria, 2017.	42
Figura 44 - Corpo de prova com ensaio descontinuado. Fonte: Elaboração própria, 2017.	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Participação das grandezas em processo de furação.	8
Tabela 2 - Distribuição dos momentos. Fonte: Youssef <i>et al.</i> , 2017. [11].....	10
Tabela 3 - parâmetros de corte usualmente adotados.....	16
Tabela 4 – Parâmetros de Usinagem, Força de corte e Força de avanço.	16
Tabela 5 - Contas refeitas do Momento torsor.	18
Tabela 6 - Esforços de Usinagem.	18
Tabela 07 - Valores da construção do Anel Octogonal.....	20
Tabela 8 - relação t/r ideal.....	21
Tabela 9 - Média geral dos resultados obtidos na primeira etapa..	40
Tabela 10 - Resultados de modelos teóricos para furação em cheio.	40
Tabela 11 - Média geral dos resultados obtidos na segunda etapa. Fonte: Elaboração própria, 2017.	43
Tabela 12 - Resultados de modelos teóricos para furação com pré-furação.	43
Tabela 13 - Constantes para cálculo da força de avanço em processo de furação em cheio....	46
Tabela 14 - Constantes para cálculo de momento torsor em processo de furação em cheio....	46
Tabela 15 - Constantes para cálculo de momento torsor em processo de furação com pré-furação.	47
Tabela 16 - Constantes para cálculo de de avanço em processo de furação com pré furação.	47
Tabela 17 - Valores do teste 1.	48
Tabela 18 - Média dos valores do teste 2.	49
Tabela 19 - Média dos valores do teste 3.	49
Tabela 20 - Média dos valores do teste 4.	50
Tabela 21 – Valores teste 5.....	51
Tabela 13 - Média dos valores do teste 6.	51
Tabela 14 - Média dos valores do teste 7.	52
Tabela 15 - Média dos valores do teste 8.	53

1. Introdução

Processos de usinagem, de acordo com a norma alemã DIN 8580 de 1985 [1], se caracterizam por processos de fabricação em que há remoção de material sob a forma de cavaco.

A usinagem é um dos processos de fabricação mais importante que existe por que geralmente peças fabricadas por fundição, forjamento ou outros processos de fabricação necessitam de ajustes em suas dimensões de forma mais precisa, conferindo à peça confiabilidade, em termos de tolerâncias geométricas. Processos de usinagem utilizam uma ferramenta e uma máquina-ferramenta para remover o material em excesso da peça. A escolha da ferramenta, parâmetros de corte e máquina-ferramenta é fundamental para obter um produto bem acabado e com o menor custo possível.

Para atuar na redução do custo, muitos estudos foram direcionados para o entendimento do processo de usinagem, tendo uma quantidade considerável focados na medição dos esforços atuantes na ferramenta durante a remoção de material. As forças atuantes tem impacto direto na geração de calor e conseqüentemente no desgaste da ferramenta, qualidade da superfície usinada, precisão da peça, no cálculo da estrutura e dos mecanismos da máquina operatriz. Permitem calcular a potencia de usinagem e determinar o rendimento da máquina para diferentes cargas e velocidades de trabalho.

Calcular os esforços de forma teórica se mostra um verdadeiro desafio devido à complexidade das configurações das ferramentas, parâmetros de usinagem e fatores e esforços desconhecidos. Por esses motivos as tentativas de se obter de forma teórica as forças que agem na usinagem não se mostraram precisas e a aquisição de tais medidas por processos experimentais passou a ser o caminho ideal. [2] e [3]

1.1- Motivação

Dinamômetros envolvem diversas áreas da Engenharia Mecânica por isso são equipamentos capazes oferecer aos alunos contato com diversas disciplinas cursadas ao longo da graduação. O objetivo desse trabalho é recolocar em uso o dinamômetro que foi construído em trabalho anterior, tornando possível mais uma frente de estudo e pesquisa para o CEFET/RJ. Para tal, ele será focado na montagem, calibração e teste em processo de furação. Ao final do projeto o dinamômetro deve apresentar medições coerentes e servir de base para o desenvolvimento de novos projetos.

1.2- Metodologia

O desenvolvimento desse projeto teve início através de um estudo sobre a importância da medição de forças em processos de usinagem e em trabalhos voltados para o desenvolvimento de dinamômetros. Após o estudo inicial, foi realizado um estudo aprofundado para entendimento dos esforços atuantes nas células de carga. Foram realizadas também análises através de elementos finitos e pesquisa bibliográfica de outros projetos que utilizaram anéis octogonais como células de carga.

A partir desse entendimento, o dinamômetro que já havia sido utilizado em projetos anteriores, foi montado, calibrado e testado.

1.3- Organização do Trabalho

Este trabalho está dividido em 8 capítulos, incluindo o capítulo introdutório. No capítulo 1 são apresentadas as características importantes para um bom dinamômetro. O capítulo 2 faz uma introdução aos *strain-gages*, abordando sua construção, funcionamento e formas de ligação. No capítulo 3 se encontram as terminologias de uma broca assim como as principais forças que atuam nela durante uma usinagem. Para se aprofundar mais no tema do trabalho, o capítulo 4 aborda de forma mais específica o funcionamento e características de um dinamômetro de anéis octogonais. No capítulo 5 é apresentado o projeto que deu origem ao dinamômetro e no capítulo 6 o processo de instrumentação das células de carga. Finalmente no capítulo 7 os ensaios e seus resultados são apresentados e no capítulo 8 é apresentada a conclusão com sugestões para trabalhos futuros.

1.3-1. Características de um Dinamômetro

Um dinamômetro deve medir pelo menos duas componentes da força para determinar uma força cortante resultante bidimensional. Em casos tridimensionais três componentes de força passam a ser necessários. Em processos de furação temos apenas o torque e a força de avanço atuando.

Normalmente as forças são medidas num sistema de coordenadas retangulares (x , y , z) e é desejável que não haja o efeito de sensibilidade cruzada, ou seja, uma força que atua na direção x não deve interferir na leitura do eixo y ou z .

Segundo Ferraresi [4], todo dinamômetro deve ter quatro importantes características: sensibilidade, rigidez, precisão e insensibilidade quanto à variação de temperatura e umidade.

1.3-1.1. Sensibilidade

É definida como sendo a relação entre a variação da indicação e a variação da grandeza que está sendo medida e deve ser constante em toda escala do aparelho indicador.

$$S = dL/dP \quad (1)$$

Não devemos confundir aumento de sensibilidade com aumento de precisão. Ao aumentarmos a amplificação do instrumento de medida estamos aumentando sua sensibilidade, porém aumentamos também os erros existentes no dinamômetro.

De acordo com Karabay [5], o dinamômetro deve ter uma sensibilidade suficiente para leituras de 1% da força média para a qual foi projetado.

1.3-1.2. Precisão

Um aparelho é preciso quando a sua medição se aproxima o máximo possível do valor real da grandeza que está sendo medida. Os fatores que podem afetar a precisão da ferramenta são:

- Erro de leitura – Consiste no erro devido à construção do sistema indicador escala-ponteiro.
- Erro de fidelidade – É obtido através do afastamento máximo entre duas indicações da mesma grandeza medida.
- Erro de mobilidade – Esse erro é dado pela menor variação da grandeza a medir necessária para produzir uma variação do órgão indicador.
- Erro de histerese – Ocorre quando há diferença de medição ao variar a grandeza a ser medida de forma crescente ou decrescente.
- Erro sobre o zero – Ocorre quando a ajustagem do zero não é bem feita, ou seja, há falha na hora de trazer o ponteiro para o zero quando não há carga no dinamômetro.

1.3-1.3. Rigidez

A rigidez se torna um importante fator pois o deslocamento da ferramenta de medição não deve interferir nas forças de usinagem. O dinamômetro é tido como suficientemente rígido quando o deslocamento máximo da ferramenta é inferior a 15 μm .

Além disso, as máquinas operatrizes possuem vibrações e para que nenhuma vibração do dinamômetro possa influenciar na sua medição, a sua frequência natural deve ser muito maior quando comparada a vibração da máquina operatriz.

Para simplificar uma análise, os dinamômetros podem ser reduzidos a um sistema massa mola que é regido pela Equação 2:

$$f_n = 1/2\pi \left(\sqrt{k/m} \right) \text{ c.p.s} \quad (2)$$

Onde k é a constante da mola e m a massa do sistema que a mola atua.

De acordo com Karabay [6] o valor da frequência natural do dinamômetro deve ser 4 ou 5 vezes maior que a máxima frequência de excitação. Para isso o dinamômetro deve ser rígido e leve.

1.3-1.4. Insensibilidade quanto à variação de temperatura e umidade

Uma vez calibrado deve ter sua calibração checada apenas ocasionalmente, não sofrendo influência da variação de temperatura da ferramenta, umidade ambiente, vibração da máquina operatriz, vibração da peça usinada, acabamento da superfície da peça usinada, vibração da ferramenta devido a condições desfavoráveis de usinagem e desgaste da ferramenta.

2. Extensômetros

Também conhecidos como *strain-gages* são formados por filamentos metálicos que, fixados na superfície a ser analisada sofrem alteração da sua forma e, conseqüentemente, da sua resistência elétrica. Por isso são capazes de medir a deformação causada nas células de carga do dinamômetro. Como os dinamômetros tem que apresentar alta rigidez, sua deformação costuma ser bem pequena e por isso são utilizados *strain-gages*, que, de acordo com Karabay [5], são capazes de medir deformações na ordem de $2,5 \times 10^{-4}$ a $2,5 \times 10^{-2}$ mm. Entretanto seu uso não é tão trivial e deve seguir um processo cuidadoso de fixação na peça a fim de conseguir boa resposta.

Duas informações importantes são fornecidas pelo fabricante sendo elas sua resistência R e uma relação entre variação da sua resistência e a variação da sua deformação que é chamada de *gage factor* GF. Quanto maior for o GF melhor será o sinal elétrico de saída.

$$GF = \left(\frac{\Delta R_g}{R_g} / \frac{\Delta L}{L} \right) \quad (3)$$

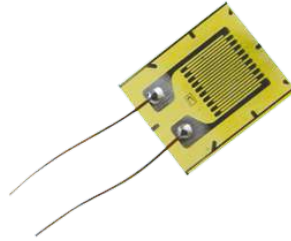


Figura 1 - Strain-gage do fabricante Kyowa

Fonte: Kyowa, 2017.[7]

A variação medida na resistência elétrica dos extensômetros é muito pequena e uma medição direta se torna praticamente inviável. Por isso para medir a mudança na resistência dos *strain-gages* é comumente feita a conexão em ponte de *Wheatstone*. Podemos ver, na Figura 2, que esse circuito é formado por quatro resistores, estes são alimentados por uma tensão externa V_{ex} que produz um sinal de saída V_o nulo quando a ponte está em equilíbrio. Isso ocorre quando as resistências respeitam a relação:

$$R_1/R_2 = R_3/R_4 \quad (4)$$

A ponte pode ser montada com apenas um *strain-gage* no lugar de um dos resistores, que tem a configuração conhecida como “Um Quarto de Ponte”, ou com até quatro *strain-gages* ativos formando uma “Ponte Completa”. Configurações formadas em Ponte Completa possuem a máxima sensibilidade possível.

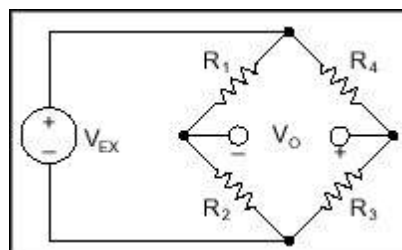


Figura 2 - Ponte de Wheatstone.

Fonte: National Instruments, 2017. [8]

3. Forças que Atuam na Broca Helicoidal

Nesse capítulo será introduzido conteúdo referente à nomenclatura usada nas brocas do tipo helicoidal assim como as forças que atuam nessa ferramenta.

3.1- Terminologia das Brocas

Na Fig.3 são apresentadas as nomenclaturas das partes que compõem uma broca helicoidal.

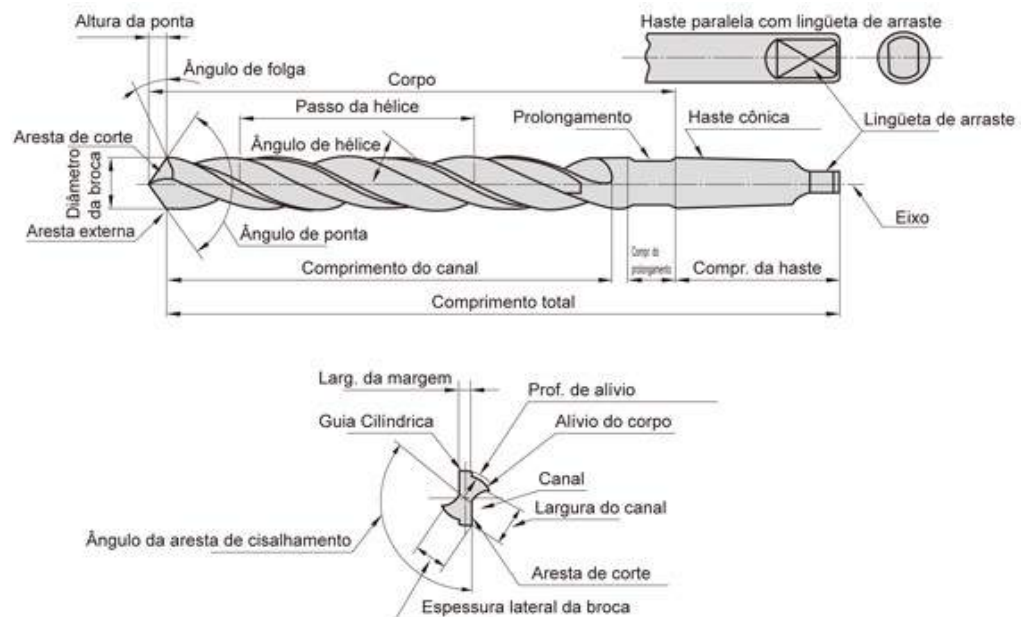


Figura 3 - Terminologia das brocas.

Fonte: Mitsubishi Carbide, 2016. [9]

3.2- Forças Atuantes

Todos os elementos da broca estão sujeitos a alguma força num processo de furação. As principais resistências à penetração da broca helicoidal na peça são devido ao corte do material nas duas arestas principais de corte, ao corte e esmagamento do material na aresta transversal de corte e ao atrito das guias com a parede do furo e entre a superfície de saída da broca e o cavaco. Basicamente, a broca é submetida à torção e esforços de compressão devido ao avanço da broca. Vale ressaltar aqui que quando as arestas principais de corte da broca não estão igualmente afiadas há um desbalanceamento das forças atuantes que podem causar a flexão da ferramenta [14]. Na Fig. 4 podemos ver as principais resultantes T_H , T_L e T_Z . As forças T_Z se balanceiam mutuamente quando a ferramenta está igualmente afiada. A força T_L , agindo na vertical com sentido para cima age dificultando a penetração da broca na peça

usinada. A força T_C age na mesma direção e sentido. Temos também as forças de atrito T_F que também atuam dificultando a penetração da broca na peça. Para que a broca consiga avançar no material é necessário que a força de avanço T_V aplicada pela máquina operatriz seja maior que o somatório de todas as forças que provocam resistência. Dessa forma,

$$T_V > \Sigma(2T_L + T_C + T_F) \quad (5)$$

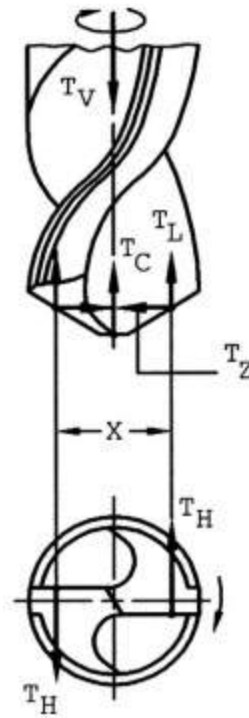


Figura 4 - Componentes das forças de corte em broca helicoidal

Fonte: Karabay, 2016. [6]

O momento total das forças de resistência ao corte é formado pelo somatório de M_L e dos momentos formados por forças que atuam na aresta principal de corte M_C , aresta transversal de corte M_M e as forças de atrito do cavaco com a broca e na superfície usinada M_a . Assim sendo,

$$M_T = M_C + M_M + M_a \quad (6)$$

A participação de cada uma dessas grandezas varia de acordo com a tabela 1.

Tabela 1 - Participação das grandezas em processo de furação.

	Arestas Principais	Aresta Transversal	Atritos
Momento torsor	77-90%	3-10%	3-13%
Força de avanço	39-59%	40-58%	2-5%

Fonte: Ferraresi, 2016. [10]

4. Dinamômetro de Anéis Octogonais

Dinamômetros são capazes de medir forças através da deformação que elas causam em um sistema elástico. No caso do dinamômetro de anéis octogonais as células de carga, que são os elementos que sofrem a deformação, são formadas por anéis octogonais.

Como visto no capítulo anterior, o processo de furação possui basicamente duas forças atuando no sistema. A força axial e a força tangencial, sendo a segunda responsável pelo torque. É importante identificarmos no anel os pontos onde a força axial provoca momento máximo e nulo e os pontos onde a força tangencial provoca momento máximo e nulo. Os pontos onde o momento provocado é nulo são chamados de nó. É importante localizarmos esses pontos para definirmos onde os *strain-gages* serão fixados.

De acordo com Youssef *et al.* [11], em um anel circular de paredes finas, a equação do momento M_y provocado pela força axial e a equação do momento M_x , provocado pela força tangencial são:

$$M_y = \frac{F_y \cdot r}{2} \sin\theta + \frac{2 \cdot r \cdot F_y}{2 \cdot \pi} \quad (7)$$

$$M_x = -\frac{F_x \cdot r}{2} (1 - \cos\theta) + \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot 2} \cdot r \cdot \sin\theta \quad (8)$$

A partir das Equações 7 e 8 é possível obter a distribuição do Momento devido a F_x e F_y .

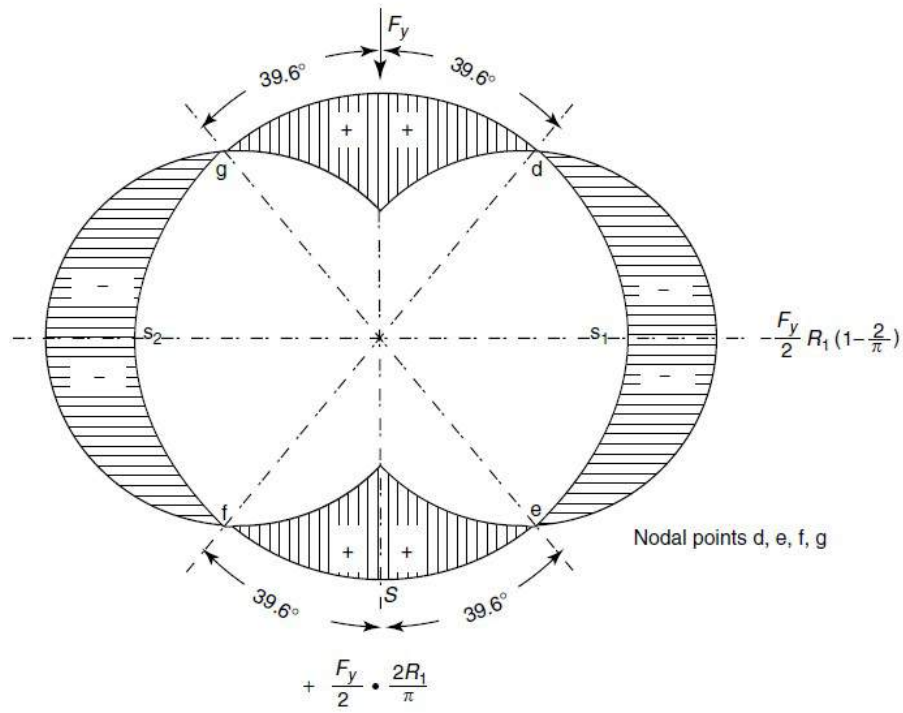


Figura 5 – Distribuição de M_y .
 Fonte: Youssef *et al.*, 2017. [11]

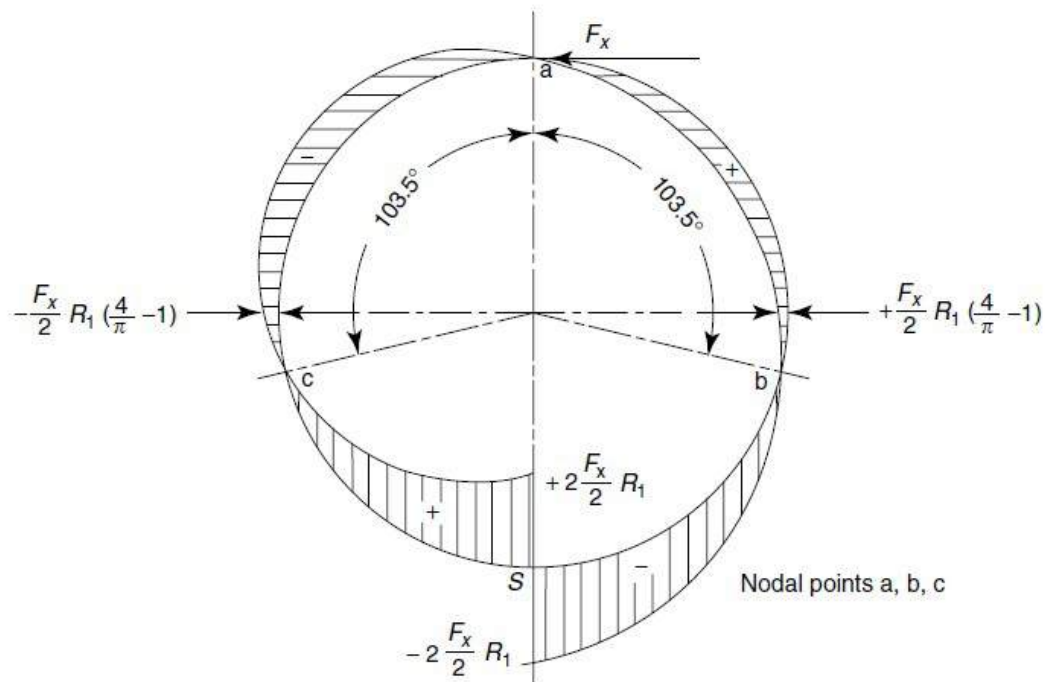


Figura 6 - Distribuição de M_x
 Fonte: Youssef *et al.*, 2017. [11]

A partir das figuras 5 e 6 podemos identificar os nós de um anel circular de paredes finas. A tabela abaixo resume as informações da distribuição dos momentos.

θ	0	$\pi/2$	39.6°	140.4°	π			
M_y	$\frac{2R_1}{\pi} \cdot \frac{F_y}{2}$	$-\frac{F_y}{2} R_1 \left(1 - \frac{2}{\pi}\right)$	0	0	$\frac{2R_1}{\pi} \cdot \frac{F_y}{2}$			
$M_x = -\frac{F_x}{2} R_1(1 - \cos\theta) + \frac{4}{\pi} \frac{F_x}{2} R_1 \sin\theta \quad \text{for } \theta = 0 - \pi$								
$M_x = -\frac{F_x}{2} R_1(1 - \cos\theta) - \frac{4}{\pi} \frac{F_x}{2} R_1 \sin\theta \quad \text{for } \theta = \pi - 2\pi$								
θ	0	$\pi/2$	103.5°	π	π	256.5	$3\pi/2$	2π
M_x	0	$\frac{F_x}{2} R_1 \left(\frac{4}{\pi} - 1\right)$	0	$-2\frac{F_x}{2} R_1$	$2\frac{F_x}{2} R_1$	0	$-\frac{F_x}{2} R_1 \left(\frac{4}{\pi} - 1\right)$	0

Tabela 2 - Distribuição dos momentos.

Fonte: Youssef *et al.*, 2017. [11]

Ao analisar a figura 5, fica evidente que quando aplicamos uma força axial, num ângulo $\theta=39,6^\circ$ a partir do eixo vertical, o momento provocado por essa força é nulo. Com isso, esse seria um bom local para instrumentarmos a fim de medir a força tangencial. Já na figura 6 vemos que quando $\theta=103,5^\circ$ e $\theta=0,0^\circ$ a partir do eixo vertical, o momento provocado pela força tangencial é nulo. Isso torna os locais propícios para serem instrumentados com a finalidade de medir a força axial. Como quando $\theta=0,0^\circ$ temos um dos pontos de fixação do anel, esse ponto passa a ser desconsiderado. A partir da análise acima, a instrumentação de um anel circular deveria ser feita da seguinte forma:

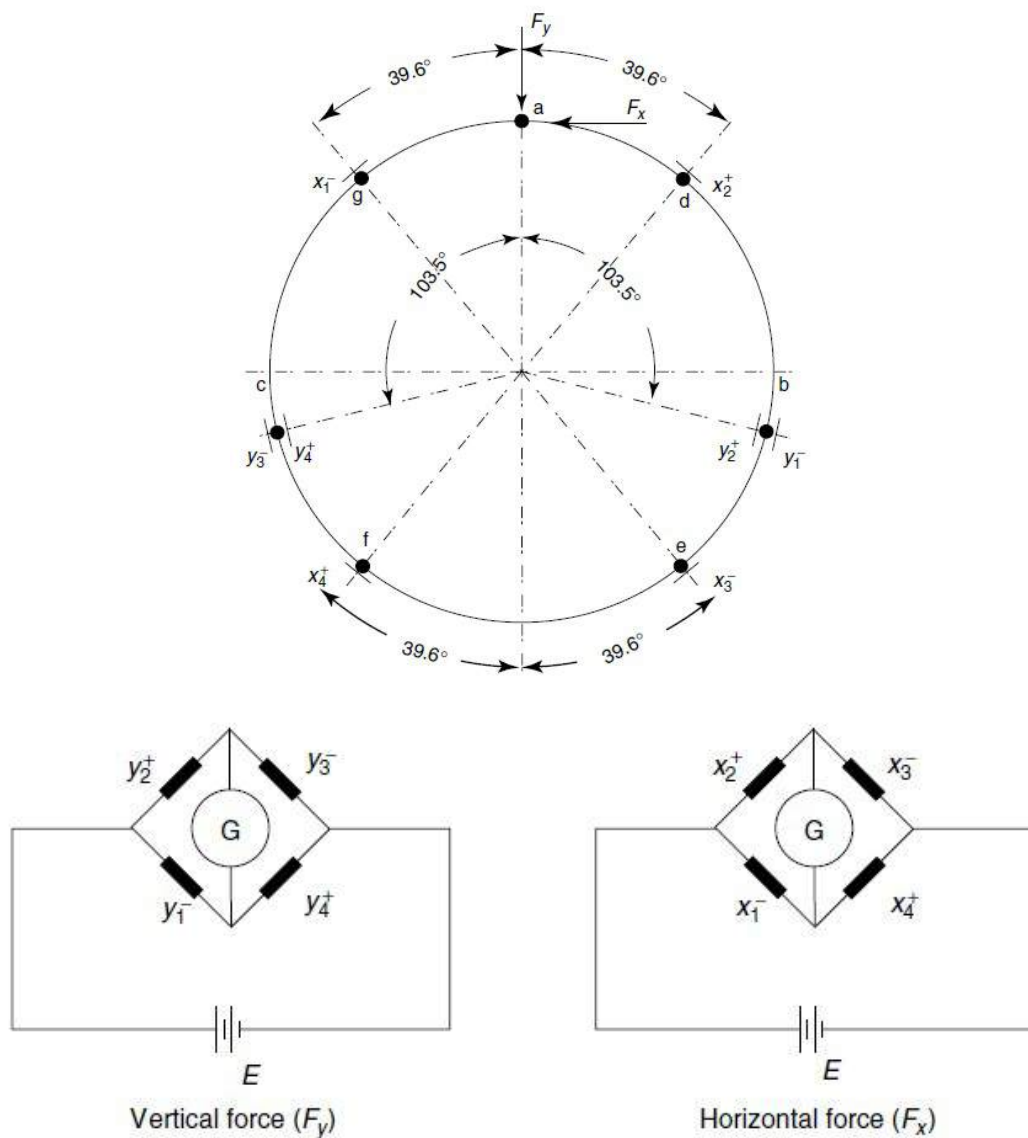


Figura 7 - Instrumentação de um anel circular.

Fonte: Youssef *et al.*, 2017. [11]

Temos que os pontos y_1 , x_1 , y_3 e x_3 apresentam esforços trativos enquanto x_2 , y_2 , x_4 e y_4 compressivos.

De acordo com Youssef *et al.* [11], como é difícil localizar $\theta=39,6^\circ$ e $\theta=103,5^\circ$ em um anel circular, este é comumente substituído por um anel octogonal com um furo circular. Esse tipo de anel costuma ser mais rígido que um anel circular com a mesma espessura de parede, porém é mais fácil de fixar. O principal problema dos anéis octogonais está na substituição do ângulo de $\theta=39,6^\circ$ por $\theta=45,0^\circ$ e $\theta=103,5^\circ$ por $\theta=90,0^\circ$ o que provocará sensibilidade cruzada.

O Anel octogonal tem o formato como mostrado na Figura 8.

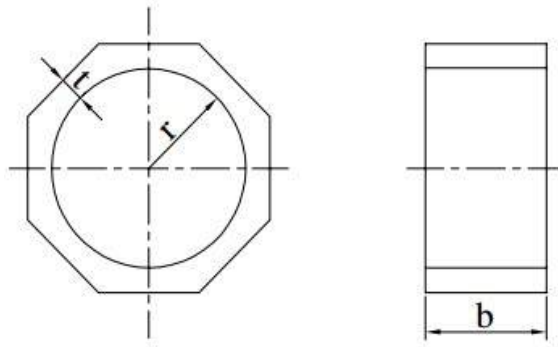


Figura 8 - dimensões anel octogonal.

Fonte: Karabay, 2016. [6]

De acordo com Shaw [12], a deformação por unidade de flexão para um anel circular e paredes finas fica definida como:

$$\frac{\varepsilon_t}{\delta_t/r} = \frac{1,09t}{1,8r} \cong 0,61 \frac{t}{r} \quad (9)$$

Onde δ_t é o deslocamento e ε_t a deformação. Fica evidente que para aperfeiçoar a sensibilidade e rigidez precisamos conseguir a maior relação ε_t/δ_t possível. Isso significa ter o menor valor de r possível. Porém, para valores de r muito pequenos, a fixação dos *strain-gages* na parte interna do anel passa a ser desafiadora. Com isso, para os valores definidos de r e b , t deve ser grande o suficiente para ser consistente com a sensibilidade desejada. Segundo Shaw [12], apud Ito *et al.*, através de estudos de elementos finitos no anel octogonal para definir seu comportamento elástico, concluiu-se que estes são muito mais rígidos que o anel circular quando a relação t/r é igual a 0,05 ou menor e, para que haja uma diferença de deslocamento entre o anel circular e o octogonal menor que 10% t/r deve ser igual a 0,25 ou maior.

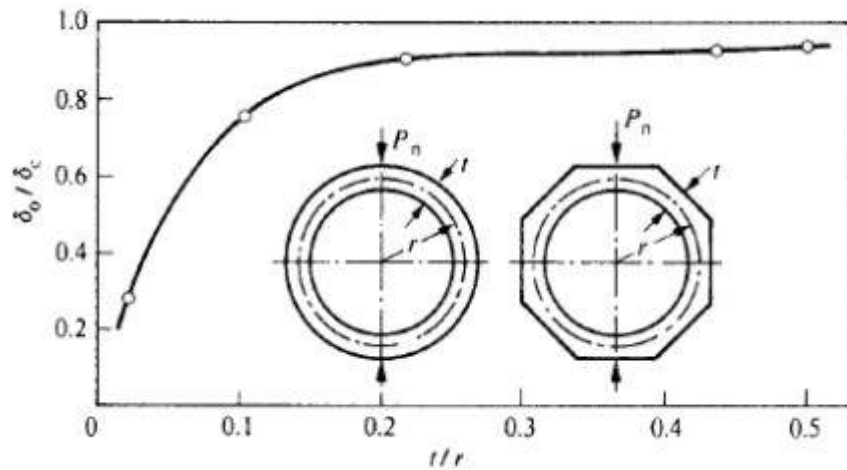


Figura 9 - Relação entre deslocamento e t/r .

Fonte: Shaw, 2017. [12]

Ainda segundo Shaw [12], apud Ito *et al.*, foi feito um estudo para anéis octogonais, analisando a relação entre t/r e o ângulo θ , para localizar onde o efeito da força axial é nulo. O resultado é apresentado na Figura 10.

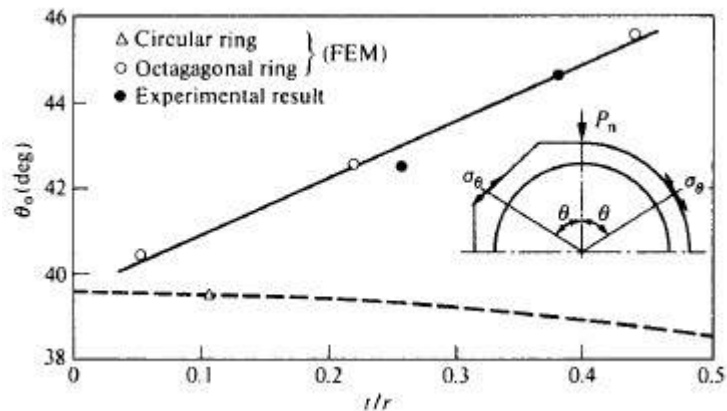


Figura 10 - Relação t/r e θ onde a força axial é nula.

Fonte: Shaw, 2017. [12]

Podemos ver no gráfico que o ângulo θ não varia muito e fica próximo de 45° . Isso mostra que aproximar o ângulo calculado em anéis circulares para 45° é aceitável.

5. Projeto do Dinamômetro

O projeto feito por Oliveira *et al.*[13] teve início medindo as forças de avanço, corte e momento torsor máximos. Dessa forma foi possível estabelecer qual o maior esforço o dinamômetro será submetido.

Para medir as forças de corte provocadas pela broca em um processo de furação em cheio sem pré-furação, foi utilizado o modelo de H. Daar retirado de [10] para o cálculo da força de avanço e, para o Momento Torsor, a fórmula simplificada proposta por Kronenbeg retirado de [10], Equações 10 e 11 respectivamente, disponíveis em Ferraresi [10]. Para definição das constantes do material, foi considerada a usinagem dos aços 1020, 1055 e 1085 que são aços de baixo, médio e alto teor de carbono, respectivamente. Além disso, o dinamômetro deve ser capaz de resistir ao uso das maiores brocas do Laboratório de Usinagem do CEFET/RJ, LABUS, por isso foi definido o diâmetro da broca em 16 mm.

5.1- Cálculo das forças

Nesse capítulo será apresentado os modelos matemáticos empíricos utilizados por Oliveira *et al.* [13] para calcular os esforços máximo que atuam na broca. Ao final do capítulo os valores obtidos nos cálculos que originaram as dimensões do dinamômetro foram comparados com valores obtidos em fórmulas consideradas mais completas e precisas.

5.1-1. Força de Avanço - Furação em Cheio

$$P_a = C_4 \cdot D^x \cdot a^y \text{ (Kgf)} \quad (10)$$

Onde,

P_a = força de avanço

D = Diâmetro da broca (mm)

a = avanço (mm/volta)

C_4 = constante empíricas do material da peça.

x e y = expoentes experimentais

5.1-2. Momento Torsor

$$M_t = C_2 \cdot D^{1,8} \cdot a^{0,8} \text{ (Kgf.mm)} \quad (11)$$

Onde:

M_t = Momento torsor

D = Diâmetro da broca (mm)

a = avanço (mm/volta)

C_2 = constantes empíricas do material da peça.

5.1-3. Força de Corte

$$P_c = \frac{M_t}{D/2} \quad (12)$$

Onde:

M_t = Momento torsor

D = Diâmetro da broca (mm)

Segundo Oliveira *et al.* [13] para uma broca de 16 mm de diâmetro os parâmetros de corte para furação usualmente adotados no mercado são apresentados na Tabela 3:

Tabela 3 - parâmetros de corte usualmente adotados.

Classe de aço	Parâmetros	Diâmetro da Broca
		16 mm
ABNT 1020	Velocidade de corte (m/min)	25-35
	Avanço (mm/rot)	0,25
ABNT 1055 e 1085	Velocidade de corte (m/min)	16-20
	Avanço (mm/rot)	0,18

Fonte: Oliveira *et al.*, 2016. [13]

Os resultados obtidos são simplificados na Tabela 04.

Tabela 4 – Parâmetros de Usinagem, Força de corte e Força de avanço.

Parâmetro \ Aço		1020	1055	1085
Diâmetro da Broca (d)		16 mm	16 mm	16 mm
Avanço (a)		0,25 mm/rot	0,18 mm/rot	0,18 mm/rot
Coeficiente do Material	\bar{C}_2	64,3	43,2	57,8
	\bar{C}_4	32,5	22	161
Expoentes	x'	1,32	1,32	1,02
	y'	0,65	0,54	0,79
M_t		3118,7 kgf.mm	1611,1 kgf.mm	2155,6 kgf.mm
P_c		3,82 kN	1,97 kN	2,64 kN
P_a		5,03 kN	3,32 kN	6,89 kN

Fonte: Oliveira *et al.*, 2017. [13]

Por entender que há modelos matemáticos mais precisos para o cálculo do momento tursor, as contas foram refeitas a fim de verificar se alguma correção seria necessária. Com isso, para medir o momento tursor em um processo de furação em cheio sem pré-furação, foi utilizada a Equação 13 do modelo não simplificado de Kronenberg e para o cálculo da força de corte foram consideradas constantes diferentes. As fórmulas e tabelas utilizadas estão disponíveis em Coppini *et al.*[14].

5.1-4. Força de Avanço

$$F_a = C_2 \cdot D^{x_2} \cdot f^{y_2} \text{ (Kgf)} \quad (13)$$

Onde:

F_a = Força de Avanço.

D = Diâmetro da broca (mm).

f = avanço (mm/volta).

C_2 , x_2 e y_2 = constantes empíricas do material da peça.

5.1-5. Momento Torsor

$$M_t = C_1 \cdot D^{x_1} \cdot f^{y_1} \text{ (Kgf.mm)} \quad (14)$$

Onde:

M_t = Momento torsor.

D = Diâmetro da broca (mm).

f = avanço (mm/volta).

C_1 , x_1 e y_1 = constantes empíricas do material da peça.

Os resultados são apresentados na Tabela 05.

Tabela 5 - Contas refeitas do Momento torsor.

Aço	1020	1055	1085
D (mm)	16,00	16,00	16,00
f (mm/rot)	0,25	0,18	0,18
C₁	15,10	21,90	30,20
X₁	2,22	2,01	2,05
y₁	0,76	0,77	0,86
C₂	32,50	22,00	161,00
x₂	1,30	1,32	1,02
y₂	0,65	0,54	0,79
Mt (Kgf.mm)	2480,61	1539,16	2032,30
Fc (KN)	3,10	1,92	2,54
Fa (KN)	4,85	3,39	7,03

Fonte: Elaboração própria, 2016.

Apesar da conta mais precisa, podemos observar que os valores obtidos não terão influência no projeto uma vez que os valores estão próximos dos calculados no projeto inicial e, no projeto foi considerada uma força de avanço igual a 8,00 KN que é maior que a força de avanço máxima obtida.

Os resultados são resumidos na Tabela 6.

Tabela 6 - Esforços de Usinagem.

Parâmetro/Aço	1020	1055	1085
Mt	24,81 N.m	15,39 N.m	20,32 N.m
Fc	3,10 kN	1,92 kN	2,54 kN
Fa	5,13 kN	3,39 kN	7,03 kN

Fonte: Elaboração própria, 2016.

Como são usados quatro anéis, a força de avanço máxima que cada um deve suportar é de 2000 N.

5.2- Dimensionamento do Anel

Pra definir as dimensões do anel, Oliveira *et al.* seguiram a metodologia proposta por Rossi [15]. Com isso, foram relacionadas as tensões da ponte de *Wheatstone* com o alongamento dos *strain-gages* (ϵ) através da Equação 15.

$$\frac{V_0}{V_S} = \frac{GF}{4} (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) \quad (15)$$

Como $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3 = \epsilon_4 = \epsilon$ então temos:

$$\frac{V_0}{V_S} = \frac{GF}{4} \cdot 4\epsilon \quad (16)$$

Sendo V_0 o sinal de saída e V_S a tensão de alimentação da ponte.

Admitindo $V_0/V_S = 2mV/V$ e $GF = 2$:

$$2 \cdot 10^{-3} = \frac{2}{4} \cdot 4\epsilon$$

Que resulta em:

$$\epsilon = 10^{-3}.$$

Baseado no trabalho de Karabay [6], a deformação causada pela força de avanço pode ser escrita como:

$$\epsilon_{90^\circ} = \frac{1,09 \cdot F_a \cdot r}{E \cdot b \cdot t^2} \quad (17)$$

Substituindo em ϵ e $F_a/4$ em (16) obtemos:

$$10^{-3} = 1,09 \frac{0,25 F_a \cdot r}{E \cdot b \cdot t^2} \quad (18)$$

Foi utilizado o aço ABNT 1045 para a construção do dinamômetro. Com o módulo de elasticidade desse aço de 210 GPa, Oliveira *et al.* [13] arbitraram valores para b , r e t . O critério usado para a escolha das dimensões foi baseado na facilidade de fabricação. Com isso os valores obtidos estão descritos na tabela 7.

Tabela 07 - Valores da construção do Anel Octogonal

Raio (r)	34,5 mm
Largura (b)	19 mm
E espessura da Parede (t)	5 mm

Fonte: Elaboração própria, 2016.

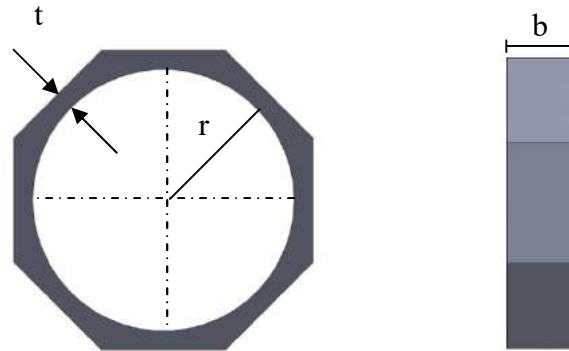


Figura 11 - Dimensões do Anel Octogonal.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Nesse caso, vemos que $t/r = 0,13$. De acordo com o estudo de elementos finitos de Yaldiz *et al.* [3], apud Ito *et al.*, o valor não está dentro da faixa ideal. Isso pode provocar uma perda na sensibilidade.

Com base nas dimensões atuais do anel, foi feita uma variação de 0,5 mm em t e r para descobrir qual seria a dimensão ideal. O resultado é apresentado na tabela 5.

Tabela 8 - relação t/r ideal

t	r	t/r	
10	29,5	0,338983	
9,5	30	0,316667	
9	30,5	0,295082	
8,5	31	0,274194	
8	31,5	0,253968	Ideal
7,5	32	0,234375	
7	32,5	0,215385	
6,5	33	0,19697	
6	33,5	0,179104	
5,5	34	0,161765	
5	34,5	0,144928	Atual

Fonte: Elaboração própria, 2016.

Como pode ser observado, não é possível ajustar o tamanho dos anéis uma vez que precisaria ser feito um acréscimo de material.

De acordo com a análise de momentos retirados de Youssef *et al.* [11], teremos equações para a deformação diferentes. Como M_x é zero para $\theta=103,5$, substituindo na Equação 07 temos:

$$M_{103,5} = 0,805 \cdot F_y \cdot r \quad (18)$$

Dessa forma temos:

$$10^{-3} = \frac{4,83 \cdot F_y \cdot r}{E \cdot b \cdot t^2} \quad (19)$$

O que nos permitira calcular novos valores para as dimensões do anel.

5.3- Cálculo da Frequência Natural

Como explicado no capítulo 2, é importante saber a frequência natural do dinamômetro para evitar que a vibração da máquina operatriz tenha valor próximo à frequência natural do dinamômetro.

Para o cálculo da vibração vertical, podemos considerar o dinamômetro como uma massa apoiada sobre quatro molas de constante k .

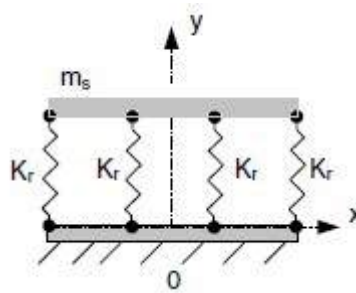


Figura 12 - Modelo simplificado para análise de vibração vertical.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

O deslocamento do anel é expresso pela Equação 21 e será máximo quando o momento M também for máximo. Analisando a Figura 5 *podemos* ver que isso ocorre quando $\theta=90^\circ$. Com isso temos:

$$M_{\text{máx}} = 0,8183 \cdot F_y \cdot r \quad (20)$$

O deslocamento, por sua vez, pode ser expresso como:

$$\delta = \frac{12 \cdot R_e \cdot M}{E \cdot b \cdot t^2} \quad (21)$$

Sendo R_e metade da altura do anel.

Substituindo (20) em (21) temos o deslocamento máximo do anel é:

$$\delta = 0,2683 \text{ mm}$$

Assim temos que a rigidez de cada anel é igual a:

$$k = 7454,23 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Como o sistema é composto de 4 anéis,

$$k_e = 29816,92 \cdot 10^3 N/m$$

As massas suportadas pelas 4 molas do sistema simplificado são a placa superior e o suporte dos corpos de prova.

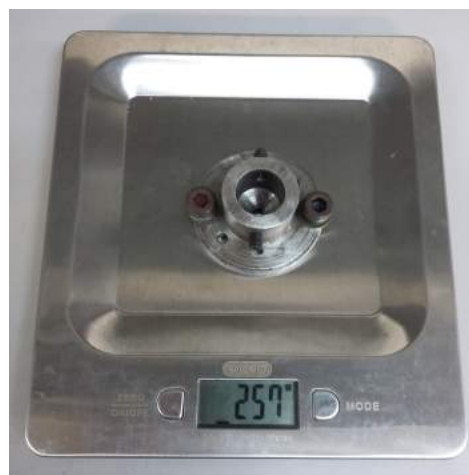


Figura 13 - Massa da placa superior e suporte do corpo de prova.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Substituindo os valores na Equação 2 temos que a frequência natural para forças verticais é:

$$f_n = 284,11 \text{ c.p.s}$$

5.4- Estudo de Elementos Finitos

Foi modelado no programa *SolidWorks* um anel com as dimensões do anel fabricado e analisado os efeitos da aplicação da força axial e da força tangencial. Os resultados obtidos são apresentados nas figuras 14 e 15.

- Carregamento Axial

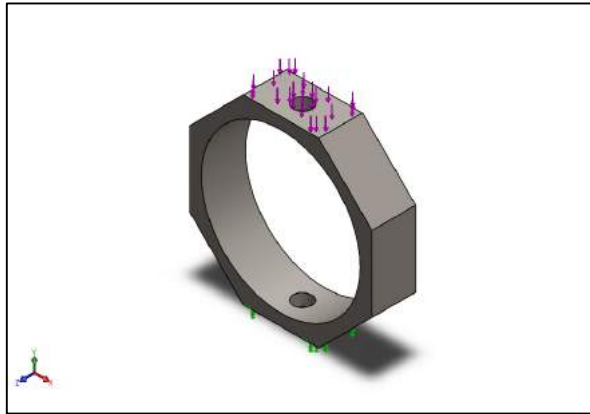


Figura 14 - Direção e sentido da força axial.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

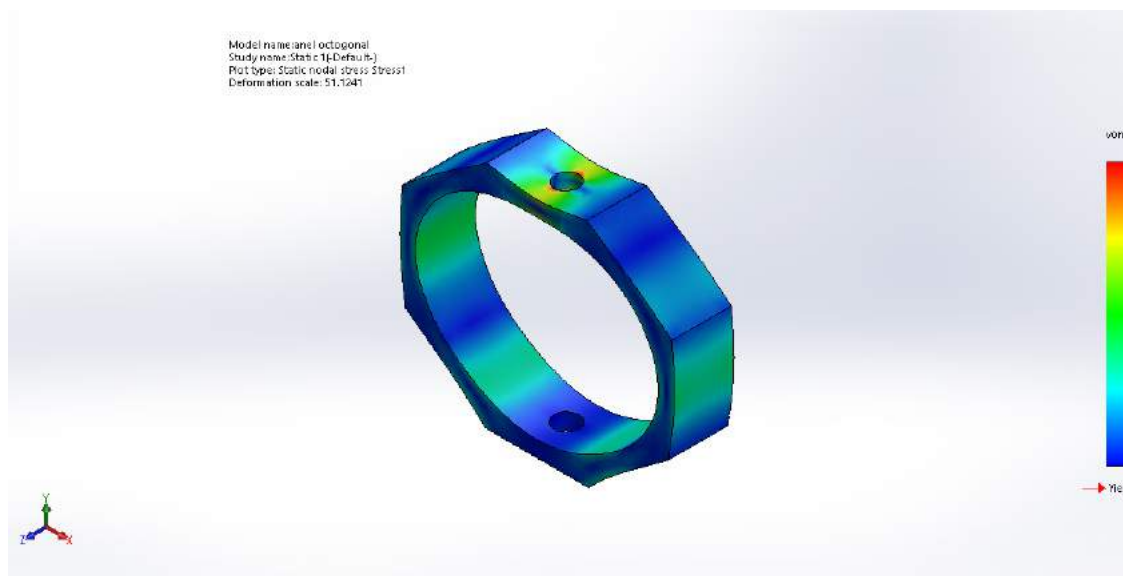


Figura 15 - Resultado da simulação na aplicação de força axial no anel.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

- Carregamento Tangencial

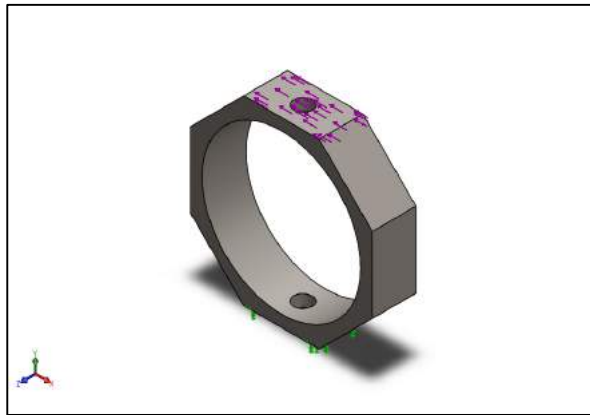


Figura 16 - Direção e sentido da força tangencial.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

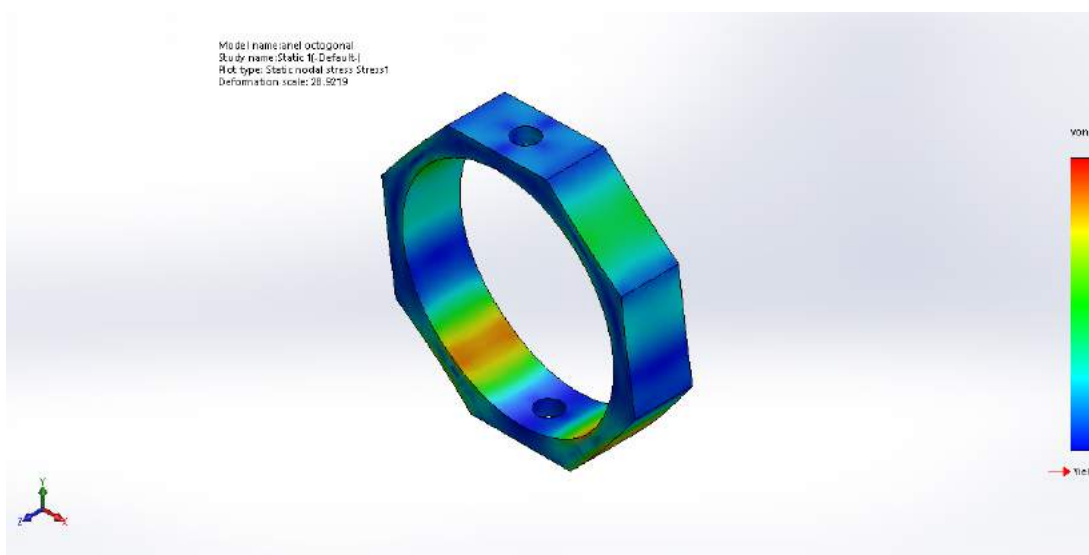


Figura 17 - Figura 9 - Resultado da simulação na aplicação de força tangencial no anel.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Com base nas dimensões do anel octogonal e com as forças máximas por ele suportadas, foi gerado o Gráfico 01 que mostra a análise dos momentos calculados em função do ângulo θ .

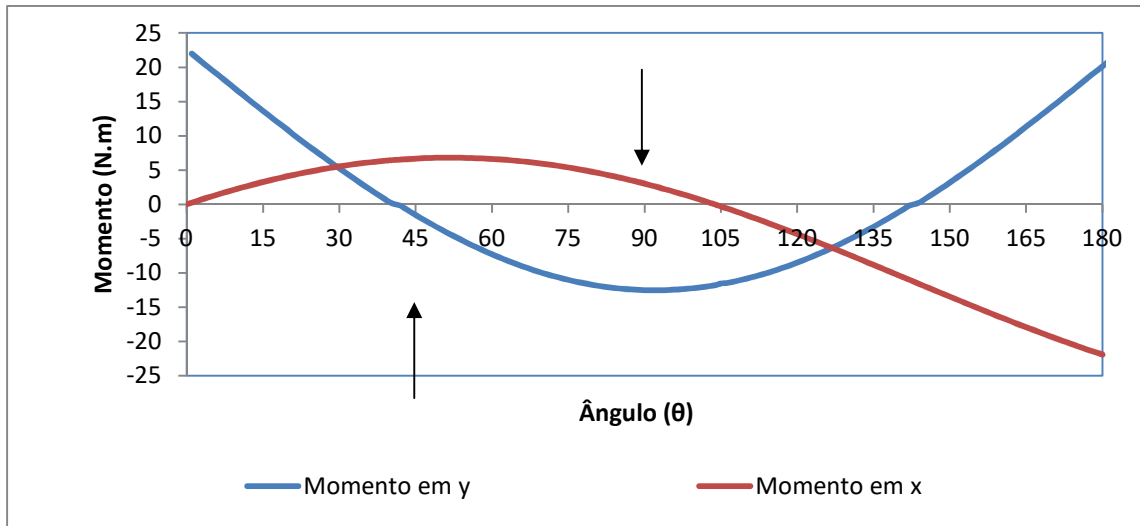


Gráfico 1 - Mx e My em função do ângulo

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Ao analisar as simulações e o Gráfico 1 observamos que existe uma sensibilidade cruzada quando $\theta=90,0^\circ$ e $\theta=45,0^\circ$. Essa Sensibilidade cruzada vai causar uma interferência maior em $\theta=90,0^\circ$. Além disso, foi possível verificar que o posicionamento dos *strain-gages* na metade inferior do anel octogonal para a medição do torque é uma melhor opção pois a tensão apresentada nessa região é superior a tensão apresentada na metade superior.

5.5- Arranjo células de carga

O arranjo das células de carga foi baseado no trabalho de Karabay [5] onde ele propõe uma configuração circular. Essa configuração foi escolhida por facilitar a simetria do dinamômetro que influencia diretamente nos dados que ele fornece.

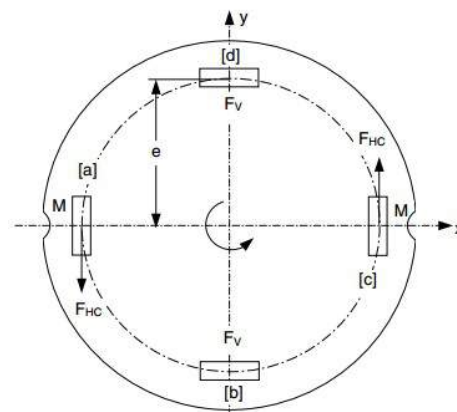


Figura 18 - Configuração circular das células de carga.

Fonte: Karabay, 2016. [5]

6. Instrumentação

O dinamômetro ficou muito tempo sem uso e armazenado no Laboratório de Usinagem do CEFET/RJ, LABUS. Devido a esse longo período de inatividade o equipamento apresentava alguns pontos com oxidação e acúmulo de poeira. Portanto, antes da instrumentação ter início foi feita uma desmontagem completa, limpeza e remoção de todos os *strain-gages*.



Figura 19 - Dinamômetro durante a desmontagem – 01.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 20 - Dinamômetro durante a desmontagem – 02.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 21 - Dinamômetro durante a desmontagem – 03.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

6.1- Localização dos *Strain-Gages*

São utilizados oito *strain-gages* divididos em dois anéis. Dessa forma teremos uma ponte de *Wheatstone* completa em cada anel. Um anel será responsável pela medição do esforço axial enquanto o outro pelo esforço tangencial. As localizações dos *strain-gages* foram escolhidas com base nos estudos do capítulo 4 e confirmadas nas análises feitas no capítulo 5. Com isso ficou definido que a montagem seguiria o padrão das figuras 22 e 23.

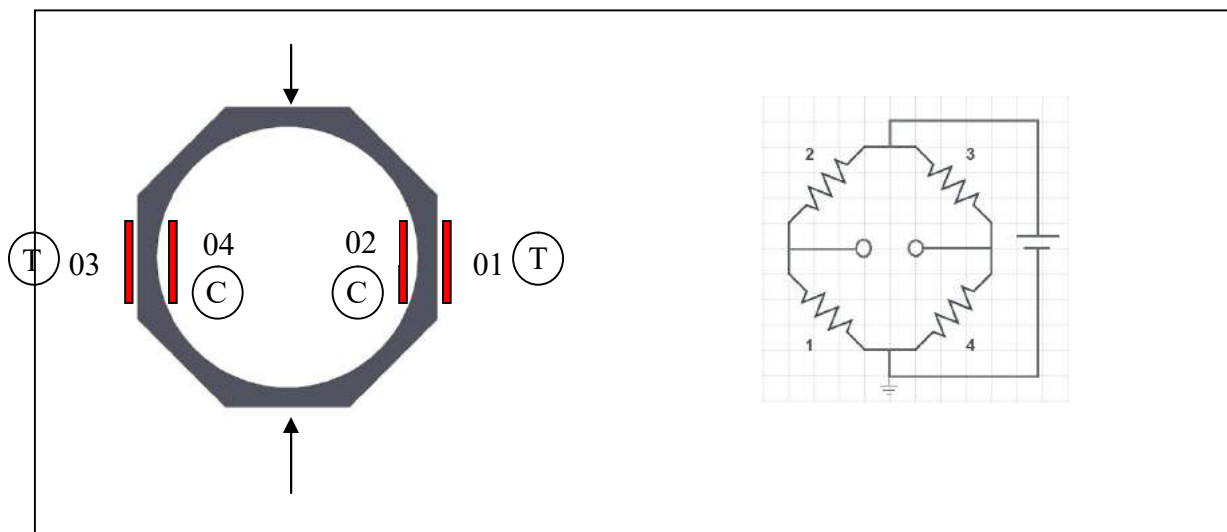


Figura 22 - Instrumentação do Anel para medição da Força Axial.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

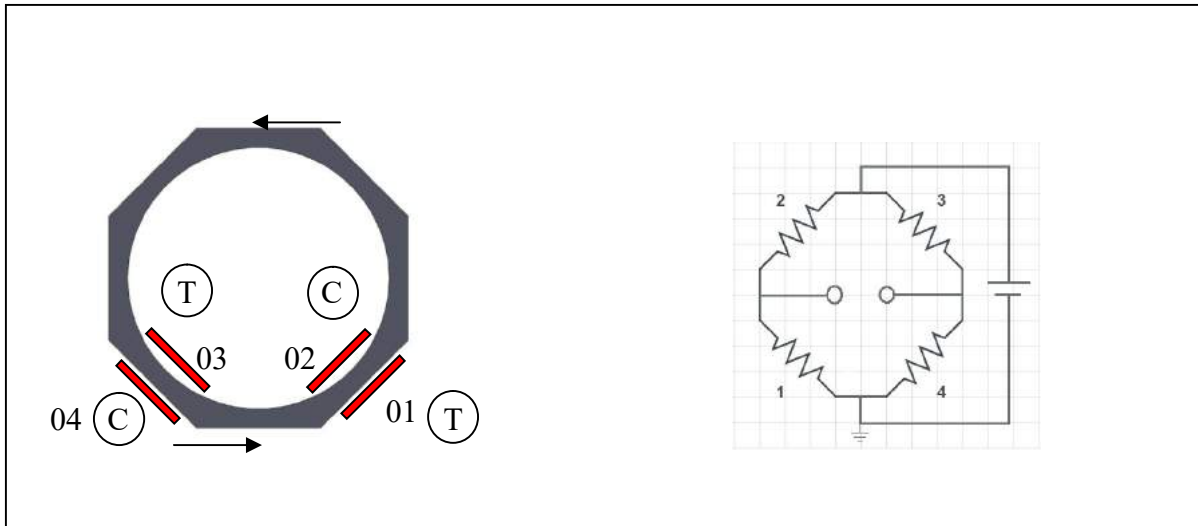


Figura 23 - Instrumentação do Anel para medição do Torque.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Nas figuras 22 e 23 é mostrada a localização de cada *strain-gage* no anel octogonal e sua respectiva posição na ponte de *Wheatstone*. Além disso, é identificado com um T onde os esforços são trativos e com um C onde são compressivos.

6.2- Fixação dos Strain-Gages

Antes da fixação dos extensômetros, a superfície que irá recebê-lo deve ser lixada, para remover qualquer óxido e posteriormente limpa com acetona para remoção de gordura. Dessa forma garantimos uma melhor fixação. O extensômetro não deve ser tocado com as mãos para evitar contaminação com gordura e possíveis danos a sua estrutura. São colados com cola instantânea e depois de fixados é passada uma camada de resina epóxi a fim de proteger mecanicamente e contra oxidações.



Figura 24 - Extensômetro utilizado.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 25 - Preparação da resina epóxi.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 26 - Anéis instrumentados.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

6.3- Construção das Pontes de *Wheatstone*

Para a construção das pontes, a fim de facilitar o entendimento e a visualização, foi utilizado um pedaço de madeira com quatro pregos fixados. Dessa forma, os terminais da ponte foram soldados nos pregos junto com o terminal do cabo com o conector da ITT Cannon.

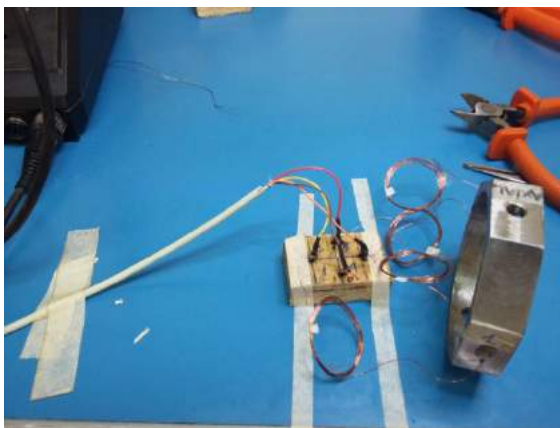


Figura 27 - Construção das Pontes de Wheatstone.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 28 - Conector da ITT Cannon desmontado.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

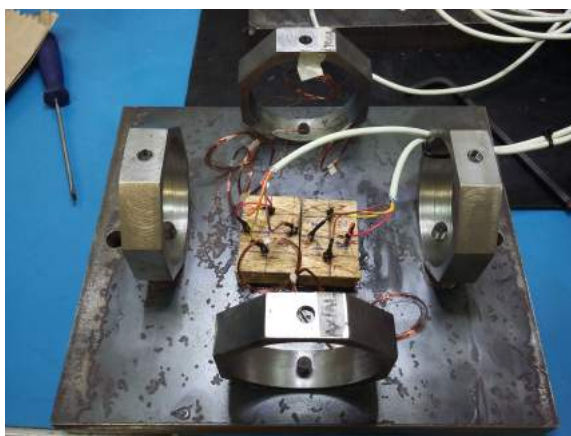


Figura 29 - Base do dinamômetro montada.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Após os testes preliminares foi verificado que a ponte do anel responsável pela medição do torque foi feita de forma errada e foi necessário corrigir. O problema foi descoberto, pois a

medição do torque estava apresentando sinal positivo independente do sentido que era aplicado o torque. Após análise foi percebido que a ligação da ponte estava seguindo a configuração da Figura 30. Dessa foram ligados dois *strain-gages* que estariam sofrendo tração e outros dois sofrendo compressão quando o correto é sempre ligar um trativo com um compressivo.

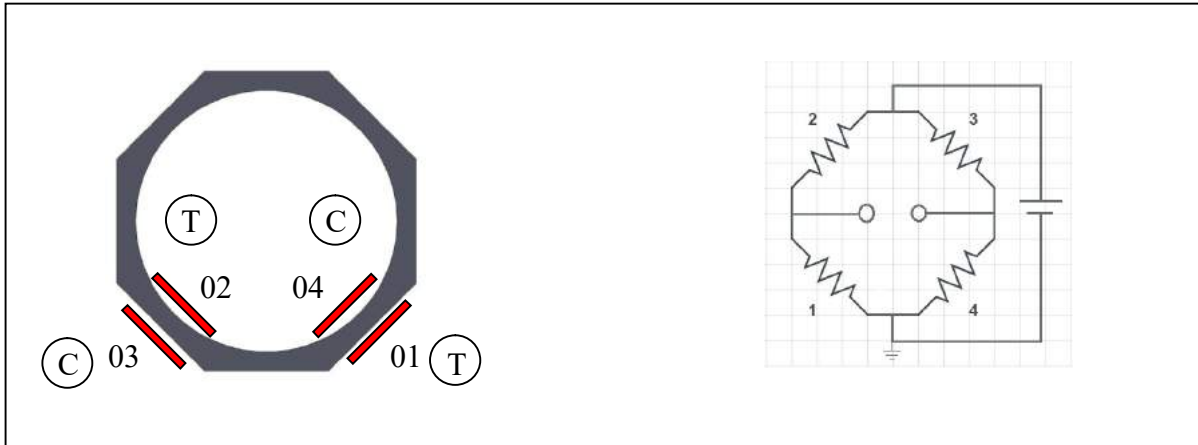


Figura 30 - Ligação errada da Ponte de Wheatstone.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

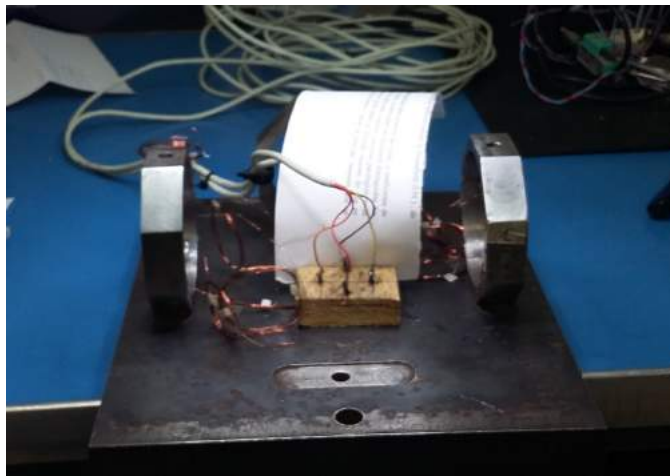


Figura 31 - Processo de reconstrução da Ponte de Wheatstone.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Após o término do reparo, a ponte foi soldada como apresentado na Figura 23.

6.4- Calibração

Para calibrar o dinamômetro foi utilizada uma célula de carga da Alfa Instrumentos com capacidade para medir até 500 Kg. Para adquirir a resposta dos *strain-gages* foi usado o equipamento Spider 8 da HBM e o software CATMAN para fornecer a leitura dos dados.

A fim de tornar a medição das forças mais precisa foi colocada uma arruela para que o anel responsável por medir a força de avanço tivesse contato com a placa superior e o anel responsável por medir o torque não. Para isso foi alterada a posição dos anéis, ficando como mostrado na Figura 32.

Com a adição das arruelas, o sistema que foi considerado como uma massa apoiada sobre quatro molas no Capítulo 5 passou a ter que ser considerado como uma massa apoiada sobre duas molas. Essa mudança interfere na frequência natural do sistema que passou a ser:

$$f_n = 200,89 \text{ c. p. s.}$$

Valor ainda considerado alto quando comparado com a rotação de 600 r.p.m. usada nos ensaios.

Foram adotados dois procedimentos distintos para calibrar quanto à força axial e quanto ao torque.



Figura 32 - Mudança no posicionamento dos anéis e inclusão das arruelas.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 33 - Célula de carga da Alfa Instrumentos.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 34 - Spider 8 da HBM [16]

Fonte: HBM, 31/05/2017.

6.4-1. Calibração da Força Axial

Para a força axial foram usadas duas anilhas somando um total de 15 Kg. O procedimento adotado foi medir a massa dessas anilhas com a célula de carga. O resultado obtido foi uma massa de 14,88 Kg que, multiplicado por $9,81 \text{ m/s}^2$ foi convertido em força fornecendo um resultado de 145,82 N. Antes de aplicar a mesma massa no dinamômetro, foi feita a sua tara. Dessa forma estávamos garantindo que o valor que estava sendo lido seria nosso zero. Após a aplicação da massa editamos o valor original de resposta em deformação para nos fornecer a força calculada. Como a variação da força é linear, o dinamômetro já está calibrado para forças axiais.

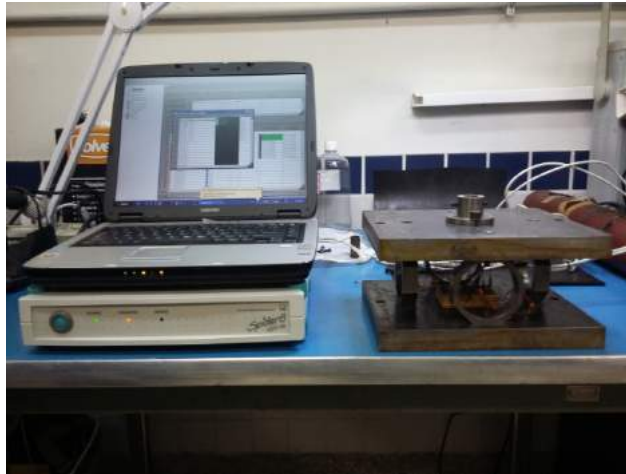


Figura 35 - Preparação para calibrar o dinamômetro.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 36 - Medição das anilhas através da célula de carga.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 37 - Calibração do dinamômetro.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

6.4-2. Calibração do Torque

Para calibrar o torque foi confeccionada uma ferramenta capaz de ser fixada no centro do dinamômetro. Dessa forma, foi exercida uma força na ferramenta através da célula de carga. Como não é possível manter uma força constante, através do software CATMAN foi feita uma leitura da força variando com o tempo até ser possível conseguir a leitura mais constante possível. A partir disso, os dados foram passados para o ORIGIN e uma média da leitura, tanto na célula de carga quanto no dinamômetro foi obtida. Dessa forma tivemos que, no intervalo de tempo escolhido, a média medida pela célula de carga foi 1,07257 kg enquanto o dinamômetro apresentou uma tensão média de 0,04429 mV/V. O valor obtido pela célula de carga foi usado para a obtenção do momento. Com isso a calibração foi feita considerando que para uma tensão de 0,04429 mV/V a resposta deveria ser 2,47264 Nm.



Figura 38 - Ferramenta fabricada para calibração do torque.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 39 - Ferramenta de calibração do torque montada no dinamômetro.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

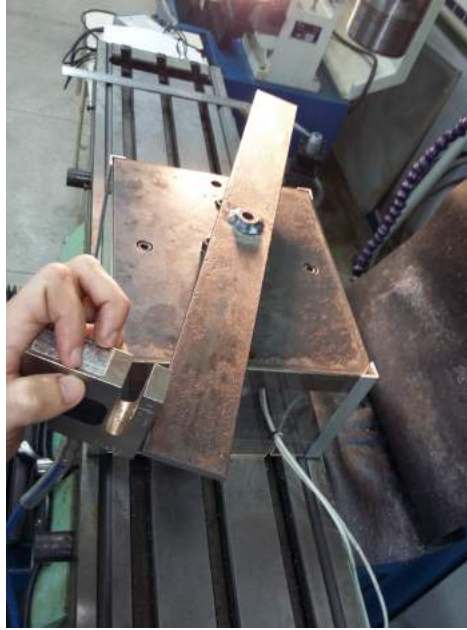


Figura 40 - Demonstração da calibração do torque.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

7. Ensaio

Para testar o dinamômetro, foram feitos quatro ensaios na fresadora do Labus. Cada ensaio consistiu em uma furação em cheio, a seco sem uso de lubrificante, em corpos de prova fabricados em aço SAE 1020 com uma broca de 5,0 mm de diâmetro e avanço automático de 0,043 mm/rot.

Para proteger os *strain-gages* e as pontes de *Wheatstone* dos cavacos, foi confeccionada uma proteção em acrílico.



Figura 41 - Proteção em acrílico.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Para evitar que o teste seja interrompido pela quebra da broca, é necessário calcular o avanço máximo permitido para a operação. De acordo com Coppini [14], para a furação em cheio podemos calcular esse valor através da Equação 22.

$$f_{\max}^{y1} = \frac{0,69 \cdot D^{3-x1}}{C_1} \quad (22)$$

Onde,

X_1 , y_1 e C_1 são constantes que variam com o material.

Para a broca de 5 mm temos que $f_{\max} = 0,0899$ mm/rot. O que é abaixo do avanço de 0,043 mm/rot que foi utilizado em todos os ensaios.



Figura 42 - Dinamômetro fixado na fresadora para início dos testes.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

7.1- Resultados

Os resultados obtidos através do software CATMAN foram usados para plotar gráficos que apresentam a variação do torque e da força axial com o tempo.

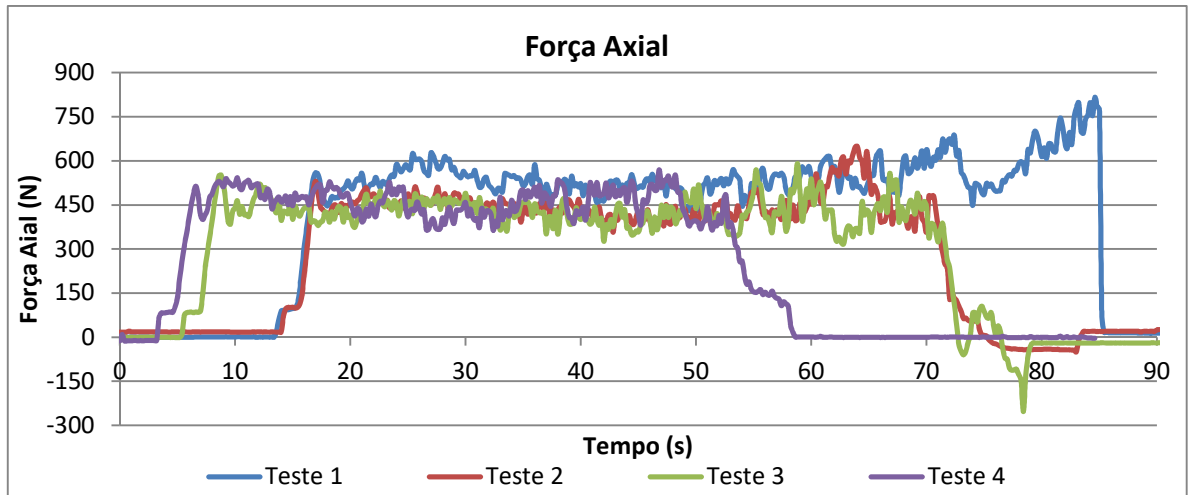


Gráfico 2 - Variação da Força axial na furação em cheio

Fonte: Elaboração própria, 2017.

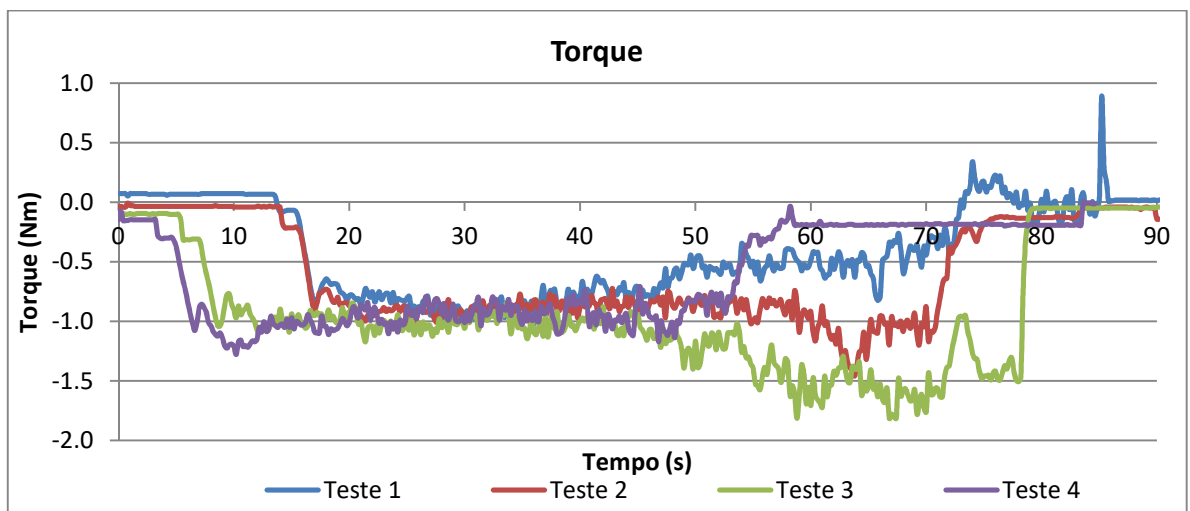


Gráfico 3 - Variação do Torque na furação em cheio.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

7.2- Análise dos Resultados

Os corpos de prova que foram utilizados já haviam sido testados em uma das extremidades. Mas a quantidade de material que ainda tinha na outra extremidade foi considerada suficiente para a realização dos testes.

Para comparar as forças obtidas nos ensaios com seus respectivos cálculos empíricos, foram feitas médias com os resultados obtidos nos ensaios. Para esse cálculo foram selecionados intervalos de tempo em que as forças medidas apresentaram um comportamento

regular. A partir da média de cada ensaio foi calculada uma média global que deve representar o valor obtido experimentalmente.

Para facilitar a leitura, os valores de torque foram multiplicados por (-1).

Tabela 9 - Média geral dos resultados obtidos.

	Média das forças axiais		Média dos Torques
Ensaio 1	533,81 N	Ensaio 1	0,67 Nm
Ensaio 2	437,56 N	Ensaio 2	0,89 Nm
Ensaio 3	430,50 N	Ensaio 3	1,03 Nm
Ensaio 4	461,48 N	Ensaio 4	0,98 Nm
Média total	465,84 N	Média total	0,89 Nm

Fonte: Elaboração própria, 2017

Tabela 10 - Resultados de modelos teóricos para furação em cheio.

Modelo utilizado	Resultado
H. Daar	345,10 N
Kronenberg	0,48 Nm

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Para a força axial, comparamos com o cálculo empírico do modelo de H. Daar retirado de [14]. Nessa análise vemos que a força obtida experimentalmente ficou 25,92% acima do esperado. Na análise do momento torsor, o modelo teórico utilizado foi o de Kronenberg retirado de [14] e o resultado obtido ficou 46,07% acima do esperado. Os modelos empíricos adotados, segundo Ferraresi [10], são os mais precisos.

7.3- Particularidades dos ensaios

A título de ampliar a investigação do trabalho, como já havia corpos de prova com um furo de 5 mm, foi decidido testar as forças que agem na furação quando há uma pré furação. No caso, foram feitos testes de furação com uma broca de 10 mm com pré-furação de 5 mm, avanço de 0,043 mm/rot e rotação de 600 r.p.m. Os resultados obtidos são mostrados nos gráficos 4 e 5.

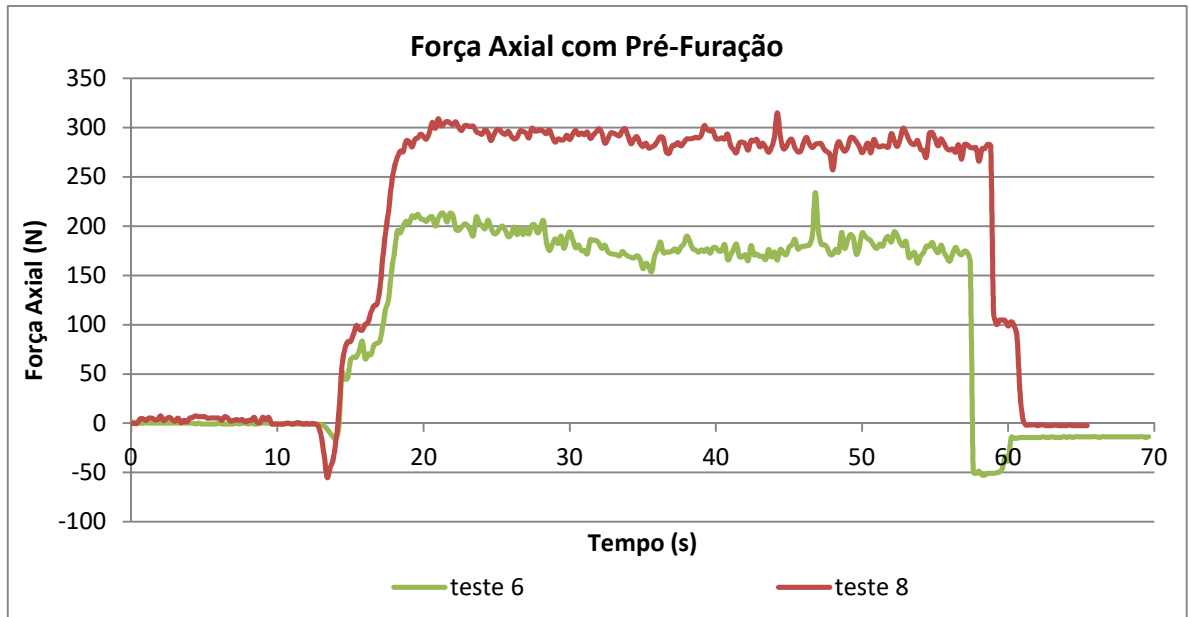


Gráfico 4 – Variação da Força Axial na furação com pré-furação

Fonte: Elaboração própria, 2017

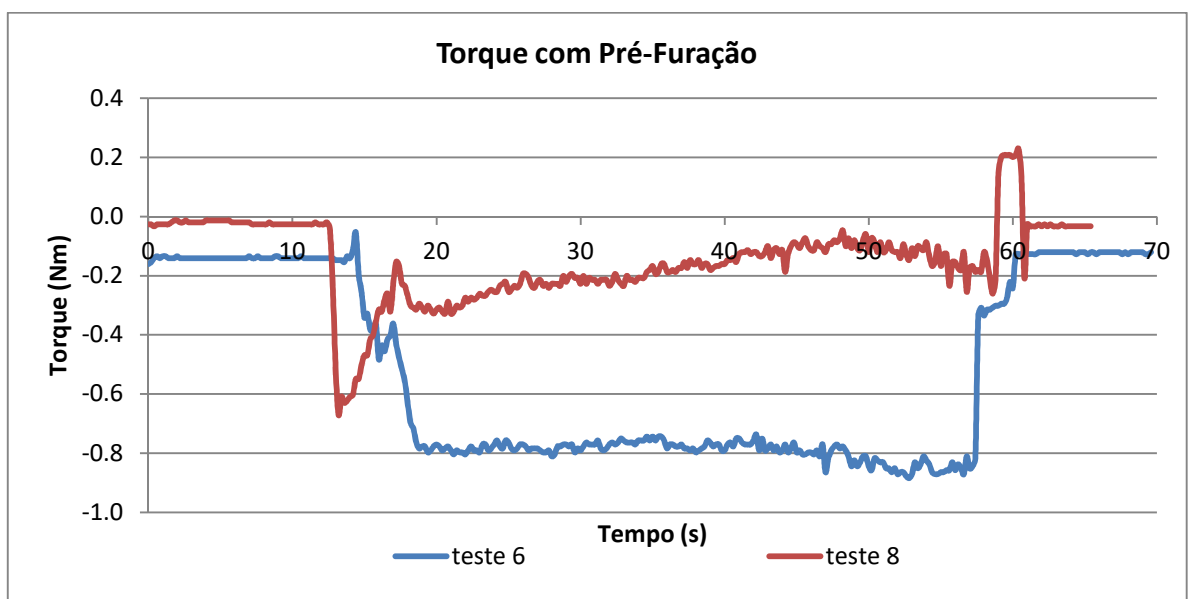


Gráfico 5 - Variação do Torque com pré-furação

Fonte: Elaboração própria, 2017

O quinto teste não entrou para a análise, pois ao ser iniciado o processo de furação foi observado um comportamento diferente do que vinha acontecendo e as forças aumentaram até o teste ser abortado. Ao retirar a broca foi observado que ela não estava bem afiada. Isso explica o comportamento anormal do ensaio. No caso do sétimo teste, não foi considerado porque o torque variou entre valores positivos. Possivelmente reflexo de alguma vibração.



Figura 43 - Broca 10 mm afiada e Broca 10 mm sem afiação.

Fonte: Elaboração própria, 2017.



Figura 44 - Corpo de prova com ensaio descontinuado.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Para analisar os resultados é necessário apresentar as fórmulas empíricas de H.Daar, retiradas de Ferraresi [10], para calcular as forças de avanço e torque em processos de furação com pré-furação.

7.3-1. Força de Avanço

$$F_f = C_4 \cdot f^{1-y_4} \cdot D^{1-x_4} \cdot (D^{x_4} - d_0^{x_4}) \text{ (Kgf)} \quad (23)$$

Onde:

F_f = Força de Avanço

D = Diâmetro da broca (mm)

d_0 = Diâmetro do pré-furo (mm)

f = avanço (mm/volta)

C_4 , x_4 e y_4 = constantes empíricas do material da peça.

7.3-2. Momento Torsor

$$M_t = C_3 \cdot f^{1-z_3} \cdot D^{2-x_3} \cdot (D^{x_3} - d_0^{x_3}) \text{ (Kgf.mm)} \quad (24)$$

Onde:

M_t = Momento torsor

D = Diâmetro da broca (mm)

d_0 = Diâmetro do pré-furo (mm)

f = avanço (mm/volta)

C_3 , x_3 e y_3 = constantes empíricas do material da peça.

Tabela 11 - Média geral dos resultados obtidos na segunda etapa.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

	Média das forças axiais		Média dos Torques
Ensaio 6	165,00	Ensaio 6	0,62
Ensaio 8	322,54	Ensaio 8	0,14
Média total	277,81	Média total	0,38

Tabela 12 - Resultados de modelos teóricos para furação com pré-furação.

Modelo utilizado	Resultado
H. Daar	208,64 N
H. Daar	1,41 Nm

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Ao comparar com modelos teóricos, podemos concluir que o modelo prático ficou 24,90% acima do esperado enquanto o torque ficou 73,04% abaixo do esperado.

Com isso fica evidente que o dinamômetro apresentou maior precisão para aferição de forças de avanço que forças de torque.

8. Conclusão

O processo de construção e instrumentação apresentam variações de diversos fatores que influenciam diretamente na obtenção dos resultados. Apesar do dinamômetro não ter apresentado uma boa manutenção da sua calibração e ter medido valores para o torque com grande variação quando comparado a modelos empíricos, ele apresentou resultados coerentes apresentando variações para as forças medidas de acordo com o esperado. Por isso se mostrou uma importante fonte de estudos e aprendizado.

9. Propostas para o próximo trabalho

Pontos de melhoria foram identificados ao longo do trabalho.

As propostas são:

- Reavaliar as dimensões dos anéis octogonais. Como abordado no capítulo 5 e avaliado no capítulo 6, as dimensões dos anéis não apresentam a relação t/r maior ou igual a 0,25. Isso pode aumentar a sua rigidez, reduzindo sua sensibilidade.
- A colagem dos *strain-gages* é um processo bastante delicado e que exige precisão. Para facilitar o processo, o ideal é utilizar máscaras que deixem expostas apenas a superfície onde o *strain-gage* será fixado, maximizando a precisão da sua colagem.
- A proteção de acrílico se mostrou importante na tarefa de isolar a parte interna do dinamômetro dos cavacos. Porém, ainda assim alguns poucos cavacos conseguiram entrar. Para evitar isso, seria importante isolar o pequeno espaço que ficou entre o acrílico e a placa superior do dinamômetro.
- Para evitar problemas como o enfrentado com a broca mal afiada e garantir resultados mais assertivos, seria importante, antes dos testes, reafiar todas as brocas que serão utilizadas.

- Se todos os anéis forem instrumentados a chance de melhorar a precisão é maior, pois podem ser usados para reduzir o efeito de sensibilidade cruzada.
- Substituir as arruelas por algum material capaz de garantir que os anéis responsáveis pela medição da força de avanço tenham contato exclusivo com a placa superior, mas não tenham atrito com a mesma.
- O método de calibração do torque pode provocar erros de medição uma vez que a força é aplicada manualmente. Seria importante construir uma ferramenta capaz de aumentar a força aplicada na barra de forma gradativa e capaz de manter a força aplicada constante.

As mudanças sugeridas devem ser capazes de auxiliar na tarefa de aprimorar ainda mais o modelo de dinamômetro de anéis octogonais que o CEFET possui hoje, para que se tenha um equipamento fornecendo medidas mais precisas capaz de auxiliar em futuros estudos e pesquisas.

10. Anexos

Tabelas

Tabela 13 - Constantes para cálculo da força de avanço em processo de furação em cheio.

Aço	C₂	X₂	y₂
1085	161±8	1,02	0,79
1020	32,5±0,4	1,3	0,65
1065	49,6±0,8	1,07	0,54
1055	22,0±0,5	1,32	0,54
1025	33,4±0,8	1,21	0,6
52100	41,9±0,8	1,41	0,66
VM20	27,3±0,6	1,3	0,59
VND	55,1±1,4	1,29	0,72
VS60	42,7±1,0	1,35	0,7

Fonte: Coppini *et al.*, 2016.[14]

Tabela 14 - Constantes para cálculo de momento torsor em processo de furação em cheio.

Aço	C₁	X₁	y₁
1085	30,2±0,5	2,05	0,86
1020	15,1±0,4	2,22	0,76
1065	24,3±0,9	2,05	0,83
1055	21,9±0,3	2,01	0,77
1025	37,9±0,6	1,87	0,77
52100	46,8±0,9	1,97	0,77
VM20	48,6±1,2	1,77	0,72
VND	26,2±0,8	2,13	0,78
VS60	10,9±0,8	2,33	0,7

Fonte: Coppini *et al.*, 2016. [14]

Tabela 15 - Constantes para cálculo de momento torsor em processo de furação com pré-furação.

Aço	C3	1-z3	x3
1085	27,6	0,71	1,9
1020	24,1	0,77	1,6
1065	18,9	0,70	2,1
1055	20,2	0,66	1,7
1025	22,0	0,74	1,9
52100	344,8	0,70	2,5
VM20	21,7	0,70	1,9
VND	37,6	0,78	1,9
VS60	47,5	0,69	0,50

Fonte: Coppini *et al.*, 2017. [14]

Tabela 16 - Constantes para cálculo de de avanço em processo de furação com pré furação.

Aço	C4	1-y4	x4
1085	38	0,51	0,9
1020	112	0,61	0,2
1065	27,8	0,44	0,6
1055	38	0,38	0,4
1025	41,5	0,57	0,6
52100	64,4	0,54	1,2
VM20	46	0,54	0,5
VND	93,5	0,68	0,6
VS60	69	0,40	0,2

Fonte: Coppini *et al.*, 2017. [14]

Gráficos

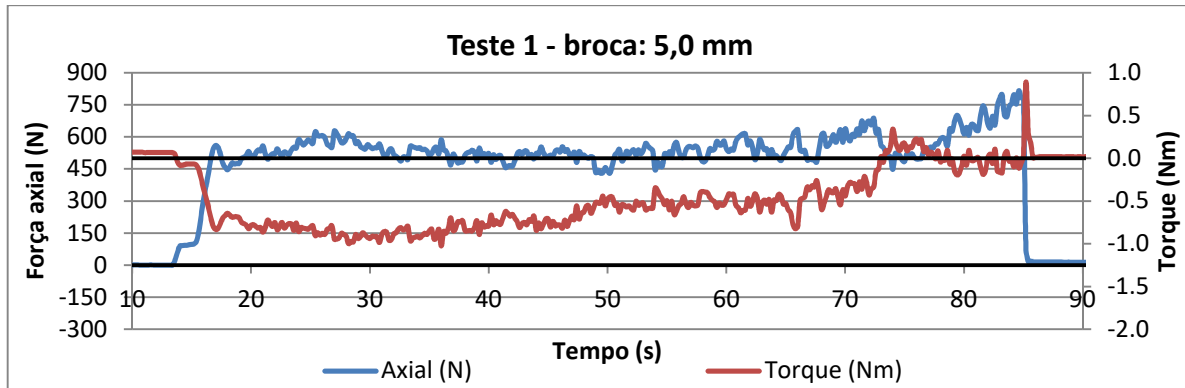


Gráfico 6 - Teste 1 - Broca: 5,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 17 - Valores do teste 1.

	Intervalo: 20 a 70 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	533.81	701.88	405.97
Torque (Nm)	0.67	1.07	0.03

Fonte: Elaboração própria, 2017.

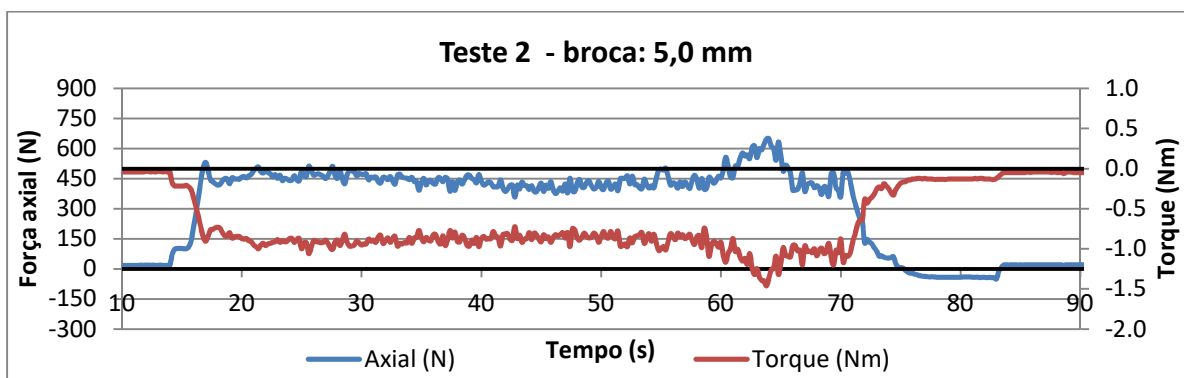


Gráfico 7 - Teste 2 - Broca: 5,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 18 - Média dos valores do teste 2.

	Intervalo: 20 a 60 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	437.56	542.87	335.90
Torque (Nm)	0.89	1.15	0.66

Fonte: Elaboração própria, 2017.

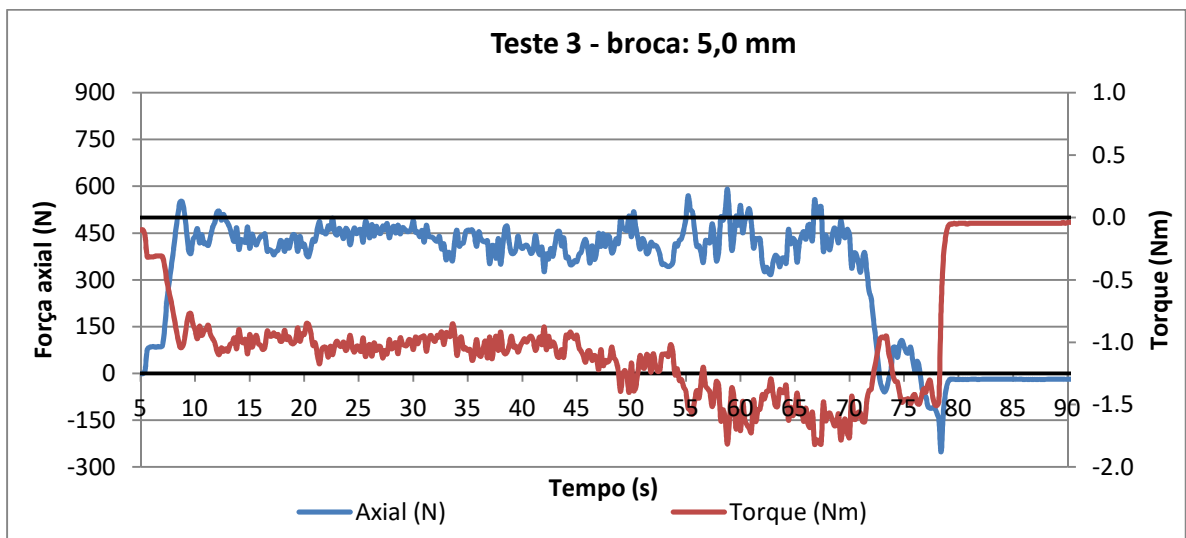


Gráfico 8 - Teste 3 - Broca: 5,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 19 - Média dos valores do teste 3.

	Intervalo: 10 a 50 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	430.50	519.69	320.26
Torque (Nm)	1.03	1.40	0.83

Fonte: Elaboração própria, 2017.

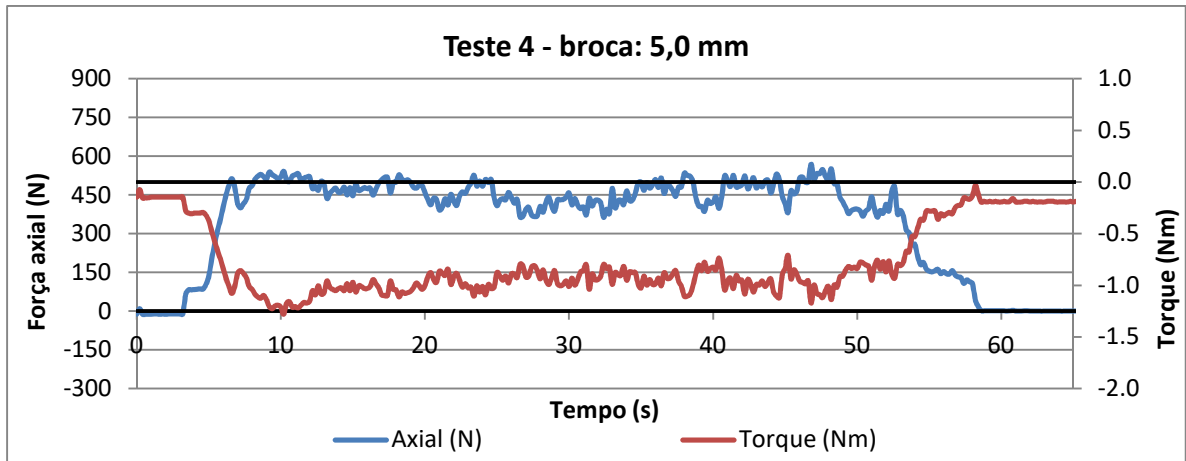


Gráfico 9 - Teste 4 - Broca: 5,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 20 - Média dos valores do teste 4.

	Intervalo: 10 a 50 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	461.48	598.39	342.90
Torque (Nm)	0.98	1.28	0.62

Fonte: Elaboração própria, 2017.

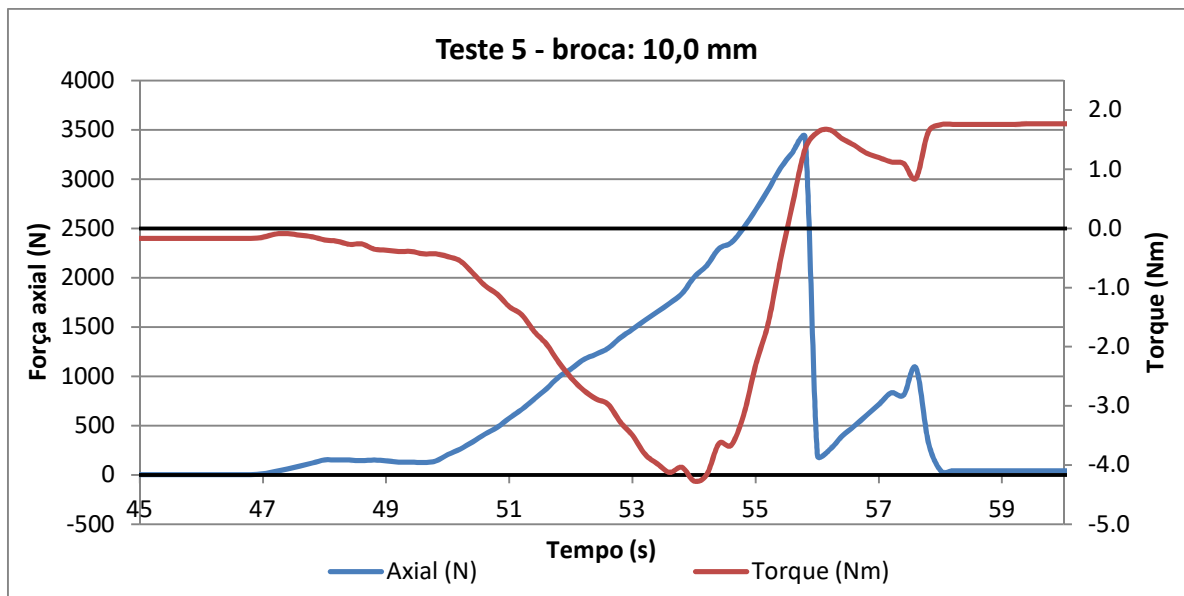


Gráfico 10 - Teste 5 - Broca: 10,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 21 – Valores teste 5

	Intervalo: 40 a 60 segundos	
	Máximo	
Axial (N)	3421.66	
Torque (Nm)	2.22	

Fonte: Elaboração própria, 2017.

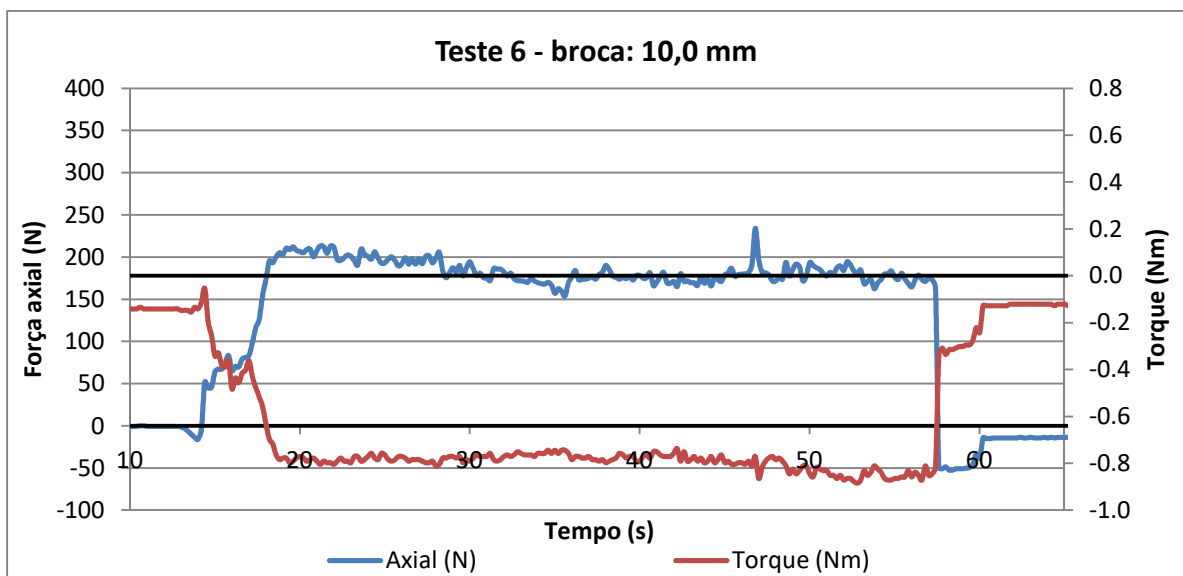


Gráfico 11 - Teste 6 - Broca: 10,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 22 - Média dos valores do teste 6.

	Intervalo: 20 a 55 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	165.00	317.03	113.83
Torque (Nm)	0.88	1.41	0.62

Fonte: Elaboração própria, 2017.

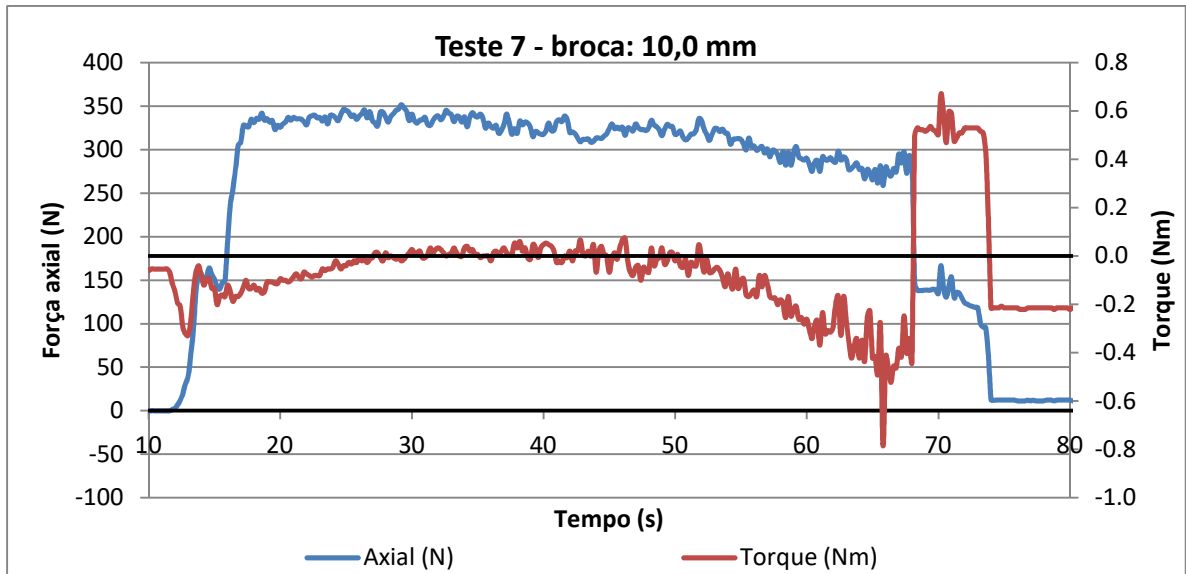


Gráfico 12 - Teste 7 - Broca: 10,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 23 - Média dos valores do teste 7.

	Intervalo: 20 a 55 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	348.24	430.76	294.39
Torque (Nm)	-0.12	0.17	-0.36

Fonte: Elaboração própria, 2017.

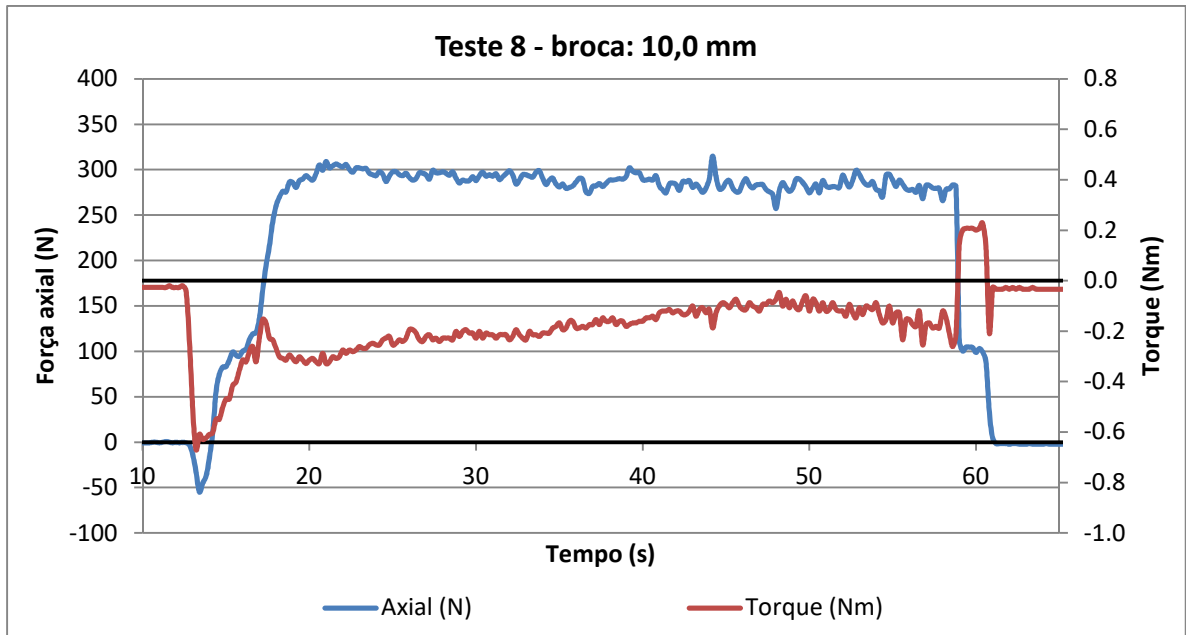


Gráfico 13 - Teste 8 - Broca: 10,0 mm.

Fonte: Elaboração própria, 2017.

Tabela 24 - Média dos valores do teste 8.

	Intervalo: 20 a 55 segundos		
	Média	Máximo	Mínimo
Axial (N)	322.54	462.56	250.73
Torque (Nm)	0.14	0.64	-0.18

Fonte: Elaboração própria, 2017.

11. Referências

- [1] DIN 8580 - Fertigungsverfahren. Berlin: Beuth Verlag, 1985.
- [2] ŞEKER, U; KURT, A; ÇİFTÇİ, I; *Design and construction of a dynamometer for measurements of cutting forces during machining with linear motion*, Science Direct, 2002.
- [3] YALDIZ, S; ÜNSAÇAR, F; *A dynamometer design for measurement the cutting forces on turnig*, Science Direct, 2005.
- [4] FERRARESI, DINO; *Fundamento da Usinagem dos Metais*, Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, SP, Brasil, 1970.
- [5] KARABAY, S.; *Design criteria for electro-mechanical transducers and arrangement for measurement of strains due to metal cutting forces acting on dynamometers*, Science Direct, 2005.
- [6] KARABAY, S.; *Analysis of drill dynamometer with octagonal ring type transducers for monitoring of cutting forces in drilling and allied process*, Science Direct, 2005.
- [7] Strain-Gage. Disponível em: < [http://www.kyowa-ei.com/eng/product /category/strain_gages/kfv/index.html](http://www.kyowa-ei.com/eng/product/category/strain_gages/kfv/index.html)>. Acesso em 15 janeiro 2017.
- [8] Ponte de Wheatstone. Disponível em: <http://www.ni.com/white-paper/3642/pt/>. Acesso em 15 janeiro 2017.
- [9] Nomenclaturas Brocas. Disponível em: <<http://www.mitsubishicarbide.net>>. Acesso em 13/08/2016.

- [10] FERRARESI, DINO; Usinagem dos Metais, Associação Brasileira de Metais, São Paulo, SP, Brasil, 1961.
- [11] HELMI A. YOUSSEF; HASSAN EL-HOFY; Machining Technology – Machine Tools and Operations; United States of America, 2008.
- [12] MILTON C. SHAW; Metal Cutting Principles; Publicado por Oxford University Press; Estados Unidos da América. 2005.
- [13] OLIVEIRA, D, G; HOFMEISTER, F, A; Projeto e Construção de um Dinamômetro para Medição de Força de Corte de Usinagem com Anéis Octogonais, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2011.
- [14] DINIZ, A. E.; MARCONDES, F. C.; COPPINI, N. L.; Tecnologia da Usinagem dos Materiais, editora Artliber Ltda., São Paulo, SP, Brasil, 2013.
- [15] ROSSI, G. C.; Estudo das Forças de Corte no Processo de Fresamento de Bordas de Chapas Utilizadas para a Fabricação de Tubos de Aço com Costura, Dissertação de M.Sc., USP, São Paulo, SP, Brasil, 2008.
- [16] Spider 8. Disponível em: <https://www.hbm.com/pt/2313/spider-8-easy-and-reliable-pc-based-data-acquisition/>. Acesso em 31/05/2017.