

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PROPOSTA E VALIDAÇÃO DE UMA NOVA METODOLOGIA PARA MEDIÇÃO
AUTOMATIZADA DE FOLGAS DE TRABALHO EM SISTEMAS DE DIREÇÃO
AUTOMOTIVA

por

Vinícius Aimi

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2010.

PROPOSTA E VALIDAÇÃO DE UMA NOVA METODOLOGIA PARA MEDIÇÃO
AUTOMATIZADA DE FOLGAS DE TRABALHO EM SISTEMAS DE DIREÇÃO
AUTOMOTIVA

por

Vinicius Aimi

Engenheiro de Controle e Automação

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Lauro Cezar Nicolazzi

Prof. Dr. Vilson Batista

Prof. Dr. Arnaldo Rubém

Prof. Dr. Horácio Vielmo
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, março de 2010.

*Dedico este trabalho a minha mãe,
Prof. Íria, que jamais desistiu de me
incentivar e dar forças para que eu
pudesse vencer mais esta etapa em
minha vida...*

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Deolino e Íria, meus maiores educadores, que me propiciaram todas as condições necessárias para o alcance desse objetivo.

Ao Prof. Herbert, por todo o seu apoio e incentivo. Um orientador que muito mais do que esclarecer as dúvidas técnicas e conduzir de forma fantástica o trabalho, sempre foi uma pessoa que com a sua forma singular de conduzir os assuntos transmitiu muita confiança e estímulo, tornando a execução deste, um desafio extremamente gratificante.

Ao Prof. André Perondi que me orientou durante a execução das disciplinas.

A UFRGS, pela estrutura e pelo ensino de qualidade oferecidos a sociedade gaúcha, os quais eu tive a oportunidade de usufruir.

Aos contribuintes, que desta forma tornam possível a realização do sonhos de milhares de brasileiros, formando cidadãos que sem sombra de dúvida irão construir uma sociedade mais justa e igualitária.

A DHB Componentes Automotivos, que enxerga na parceria empresa-escola, um dos caminhos para o desenvolvimento de tecnologia genuinamente nacional, sendo esta uma das chaves para sucesso no mercado competitivo e globalizado onde se encontra.

Aos meus gestores Clóvis Masiero e Marcelo Fritzen, que sempre compreenderam a importância deste curso e flexibilizaram horários de forma a viabilizar a execução do mesmo.

A Carla, que me apoiou e compreendeu a necessidade das minhas ausências.

A equipe de trabalho da DHB que trabalhou comigo na implementação deste trabalho e em especial aos engenheiros Fabian Dias e Marcelo Katz, que contribuíram significativamente para o sucesso do mesmo.

RESUMO

Todos os anos, milhões de reais são gastos para cobrir os custos de garantia de caixas de direção que apresentam problemas de ruído e inconvenientes são causados nas linhas de montagem das grandes montadoras devido a este mesmo problema. Parte destas ocorrências se devem a um ruído específico chamado de *Rattle Noise* originado por uma operação de regulagem incorreta do bujão de ajuste. Em caixas de direção cujo “*design*” não permite uma medição direta da regulagem do sistema de ajuste, não existe um meio de avaliar a qualidade da operação e garantir que todas as peças estejam dentro das especificações.

Baseado neste problema, este trabalho visa propor uma metodologia de avaliação da qualidade da operação de ajuste da caixa de direção de uma maneira indireta, porém com uma representação muito próxima do resultado que seria apresentado por uma medição direta, se o “*design*” do produto permitisse.

Para tornar isso possível, foram realizados ensaios com caixas de direção em uma bancada experimental de testes aplicando-se a cremalheira cargas perpendiculares a seu eixo e momentos torsores. Foram avaliadas as respostas da amplitude do movimento angular descrito e também do deslocamento da cremalheira no sentido do seu raio observando-se a correlação que as respostas tinham com a real folga do mancal no interior do sistema de ajuste.

Estes ensaios mostram que existe uma correlação muito forte entre as variáveis medidas externamente e a real flutuação do mancal no interior do sistema de ajuste e, através da regressão linear, uma equação foi definida para expressar este correlacionamento.

Uma máquina foi construída para que a verificação fosse feita em 100% dos mecanismos produzidos na linha de montagem de um modelo de caixa de direção.

Depois de construída a máquina, validou-se o seu funcionamento através dos estudos de R&R (Repetitividade e Reprodutibilidade), que ficaram abaixo de 20%, e da calibração da mesma comparando-se os resultados fornecidos pela máquina com as leituras realizadas de forma direta através de peças com o “*design*” alterado de forma a tornar isto possível, mostrando uma correlação de 99%.

Hoje, o sistema está rodando perfeitamente em uma linha de montagem de um grande fabricante de sistemas de direção nacional.

Palavras-chave: Flutuação do mancal; caixa de direção; medição indireta.

ABSTRACT

Every year, millions of dollars are spent to cover the insurance costs of steering systems that have noise problems and inconveniences are caused in assembly lines of major car industry because of this same problem. Most of these occurrences are due to a specific noise called Rattle Noise caused by an incorrect operation of the adjustment screw to adjust the steering box. In cases where the direction of "design" does not allow a direct measurement of the values of the adjustment system, there is no way to assess the quality of operation and thus ensure that all parts are within specifications.

Based on this problem, this work proposes a methodology to assess the quality of the adjust operation of the steering system in an indirect way, but with a very close representation of the results to be presented by a direct measurement if the "product design" had allowed.

To make this possible, tests on steering systems were conducted in a test bench each exciting to rack with loads perpendicular to its axis and torsion loads. We studied responses of the magnitude of angular momentum described by the system and also the displacement of the rack along its radius by observing the correlation within the measured values to the actual bearing clearance into the system.

These tests showed that there was a very strong correlation between the measured variables and externally real bearing fluctuation within the system of adjustment and using a linear regression, an equation was defined to express this correlation.

A machine was built in order to verify 100% of the products in the assembly line of a vehicle steering system.

Once built the machine and validated its operation through R & R studies, which has shown results below of 20%, the system was calibrated comparing the output of the machine with the readings taken directly in parts with the altered "design" to make this possible, showing a correlation of 99%. Today, the system is running perfectly on an assembly line of a major national manufacturer of steering systems.

Keywords: Bearing fluctuation; steering system; indirect measurement.

ÍNDICE

RESUMO.....	ii
ABSTRACT	iii
ÍNDICE.....	iv
LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS.....	x
LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xii
1. INTRODUÇÃO.....	13
1.1 Considerações iniciais.....	13
1.2 Motivação	14
1.3 Objetivos	15
1.4 Organização do trabalho	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 Processo de Medição.....	17
2.2 Métodos de Medição.....	18
2.2.1 Comparação Direta.....	19
2.2.2 Comparação Indireta	19
2.3 O Sistema de Medição Generalizado	20
2.4 Calibração	22
2.5 Incerteza de Medição	23
2.6 Sensores	25
2.6.1 Extensômetros (Strain Gages).....	26
2.6.2 Transformadores Diferenciais (LVDT).....	29
2.6.3 Transdutores de deslocamento digitais (Encoders).....	30
2.7 MSA – Análise do Sistema de Medição	32
2.8 Estatística	32
2.8.1 Correlação	33
2.8.2 Regressão Linear	34
2.9 Ruídos em Sistemas de Direção.....	34
2.9.1 “Rattle Noise”	35
2.9.2 “Hiss Noise” Estático	37
2.9.3 “Hiss Noise” Dinâmico	37

2.9.4 “Valve Squawk”	37
2.9.5 “Shudder”	38
2.9.6 “Clunk”	38
2.9.7 “Moan” Dinâmico	38
2.9.8 “Moan” Estático	38
2.9.9 “Whine” Dinâmico	38
2.9.10 “Whine” Estático	39
2.10 Metodologia para desenvolvimento de projetos	39
3. SISTEMAS DE DIREÇÃO	41
3.1 Tipos de Sistema de Direção	42
3.1.1 Sistema de Caixa Integral	42
3.1.2 Sistema Caixa tipo Pinhão e Cremalheira	43
3.1.2.1 Sistema Caixa tipo Pinhão e Cremalheira Manual	44
3.1.2.2 Sistema Caixa tipo Pinhão e Cremalheira Hidráulica	48
3.2 Assistência Hidráulica	53
3.2.1 A Válvula Hidráulica	55
3.3 Sistema de Ajuste	56
4. SOLUÇÃO PROPOSTA	61
5. Projeto de Experimentos – Análise de sensibilidade	63
5.1 Materiais e Métodos - Experimentos	63
5.2 Experimento 1 – Análise da Folga Radial com carga perpendicular a cremalheira	64
5.3 Experimento 2 – Análise da Folga Angular com aplicação de torque a cremalheira	67
5.4 Experimento 3 – Análise das folgas radial e angular com aplicação de torque na cremalheira	69
5.5 Experimento 4 - Análise da Folga Radial e da Folga Angular com aplicação de torque na cremalheira x análise da Folga de Trabalho através de um bujão furado	70
6. O Equipamento de medição construído	76
6.1 Materiais e Métodos – Máquina de Medição	76
6.2 Validação do equipamento de medição	79
6.2.1 Estudo de R&R	79
6.2.2 Melhorias Implementadas para aprovação do R&R	84
6.2.3 Novo estudo de R&R	85
6.3 Calibração do sistema de medição	86

6.4 Determinando a equação de relação entre as Folgas Radial e Angular com a Folga de Trabalho	90
6.5 Fluxograma do sistema de medição	93
6.6 Validação da equação de correlação	94
6.7 Determinação da incerteza de medição.....	98
6.8 Definindo a tolerância de processo em função da incerteza de medição.....	100
6.9 Avaliando o impacto da entrada do equipamento na linha de produção	101
7. CONCLUSÕES	104
7.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	105
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de medição generalizado	17
Figura 2.2 – Ilustração da comparação direta.....	19
Figura 2.3 – Diagrama de blocos (Beckwith).....	20
Figura 2.4 – Desenho de um extensômetro	26
Figura 2.5 – Foto de um extensômetro real	28
Figura 2.6 – Esquemático do LVDT	29
Figura 2.7 – Foto de LVDTs disponíveis no mercado	30
Figura 2.8 – Esquema de funcionamento de um encoder.....	32
Figura 2.9 – Etapas do desenvolvimento de um projeto. Fonte: Pahl e Beitz (1996)	40
Figura 3.1 – Mecanismo de Direção. Fonte: Manual Delphi	41
Figura 3.2 – Caixa Integral	43
Figura 3.3 – Diagrama funcional de um mecanismo de direção. Fonte: Manual Delphi	44
Figura 3.4 – Montagem do pinhão. Fonte: Manual Delphi	45
Figura 3.5 – Montagem da cremalheira. Fonte: Manual Delphi	45
Figura 3.6 – Montagem do sistema de ajuste. Fonte: Manual Delphi	46
Figura 3.7 – Montagem da vestimenta. Fonte: Manual Delphi	47
Figura 3.8 – Vista explodida. Fonte: Manual Delphi	47
Figura 3.9 – Esquemático do sistema hidráulico. Fonte: Manual Delphi.....	48
Figura 3.10 – Cilindro hidráulico acoplado ao mecanismo de direção. Fonte: Manual Delphi	49
Figura 3.11 – Montagem da cremalheira e cilindro hidráulico. Fonte: Manual Delphi	50
Figura 3.12 – Montagem dos tubos de ligação. Fonte: Manual Delphi.....	51
Figura 3.13 – Guarda-pó e tubo de passagem de ar. Fonte: Manual Delphi	51
Figura 3.14 – Montagem e apoio do pinhão. Fonte: Manual Delphi.....	52
Figura 3.15 – Montagem da válvula. Fonte: Manual Delphi.....	53
Figura 3.16 – Sistema hidráulico genérico. Fonte: Manual Delphi.....	53
Figura 3.17 – Diagrama esquemático do sistema hidráulico. Fonte: Manual Delphi	54
Figura 3.18 – Funcionamento da válvula sem excitação. Fonte: Manual Delphi	55
Figura 3.19 – Funcionamento da válvula excitada. Fonte: Manual Delphi.....	56
Figura 3.20 – Componentes do sistema de ajuste.....	57
Figura 3.21 – Ângulo de Retorno (<i>Back-Off</i>).....	58

Figura 3.22 – Folga de Trabalho cotada	59
Figura 3.23 – Sistema de ajuste montado	60
Figura 4.1 – Folga Angular da cremalheira	61
Figura 4.2 – Folga Radial da cremalheira.....	61
Figura 4.3 - Torque de Giro Livre em função do Ângulo de Retorno.....	62
Figura 5.1 – Instrumentação utilizada	63
Figura 5.2 – Carga perpendicular a linha de centro da cremalheira	64
Figura 5.3 – Relação entre a posição do mancal e o ponto de medição	65
Figura 5.4 – Gráfico da folga radial com aplicação de carga perpendicular a cremalheira ...	66
Figura 5.5 - Gráfico da deflexão da cremalheira	67
Figura 5.6 – Aplicação de torque e medição de ângulo.....	68
Figura 5.7 - Gráfico da Folga Angular em função do ângulo de retorno	68
Figura 5.8 – Medição da folga angular e radial com aplicação de torque	69
Figura 5.9 – Gráfico da Folga Radial em função do ângulo de retorno aplicado.....	70
Figura 5.10 – Bujão furado.....	71
Figura 5.11 – Medição da Folga Radial, Folga Angular e Folga de Trabalho	72
Figura 5.12 – Gráfico da Folga de Trabalho em função do ângulo de retorno	73
Figura 5.13 - Gráfico da folga angular em função da folga de trabalho.....	74
Figura 5.14 – Gráfico da Folga Radial em função da Folga de Trabalho	75
Figura 6.1 – Sistema de medição construído	76
Figura 6.2 – Berço de fixação.....	78
Figura 6.3 –Dispositivo de acionamento do movimento da cremalheira	78
Figura 6.4 – Base da máquina	79
Figura 6.5 – Resultado do R&R da medição da Folga Angular	81
Figura 6.6 – R&R da medição da folga radial.....	83
Figura 6.7 – Trem de acionamento da cremalheira com motor hidráulico.....	84
Figura 6.8 – Trem de acionamento da cremalheira com cilindro hidráulico.....	85
Figura 6.9 – Resultados da repetição do R&R da Folga Angular	85
Figura 6.10 – Resultados da repetição do R&R da Folga Radial	86
Figura 6.11 – Máquina com o relógio comparador	87
Figura 6.12 – Folga do mancal	87
Figura 6.13 – Folga Radial medida na máquina.....	92
Figura 6.14 – Folga Angular medida na máquina	92
Figura 6.15 – Fluxograma do sistema de medição	93

Figura 6.16 - Envelope da curva Real x Preditada	94
Figura 6.17 – Envelope preenchido com os dados de validação	97
Figura 6.18 - Gráfico das tolerâncias para a Folga de Trabalho.....	101
Figura 6.19 – Gráfico do comportamento do processo de fabricação	102
Figura 6.20 – Gráfico do Estudo de Capabilidade do processo para um ângulo de retorno de 40°	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - GMUTS	35
Tabela 02 – Materiais utilizados.....	63
Tabela 03 - Correlações do Minitab	75
Tabela 04 – Materiais utilizados na construção da máquina	77
Tabela 05 – Dados do estudo da folga angular.....	80
Tabela 06 – Dados do estudo da folga radial.....	82
Tabela 07 – Dados para a determinação da equação	88
Tabela 07 – Dados para a determinação da equação (cont.)	89
Tabela 07 – Dados para a determinação da equação (cont.)	90
Tabela 08 – Determinação da equação pelo Minitab	91
Tabela 09 - Dados de validação da equação.....	95
Tabela 09 - Dados de validação da equação (cont.)	96
Tabela 09 - Dados de validação da equação (cont.)	97
Tabela 10 – Médias de Fr e Fa aplicadas a equação da Ft.....	100
Tabela 11 – Incerteza de medição em função da Folga de Trabalho	100

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

<i>LVDT</i>	Linear Variable Differential Transformer
<i>LCD</i>	Display de cristal líquido
<i>LED</i>	Diodo emissor de luz
<i>CLP</i>	Controlador Lógico Programável
<i>MMC</i>	Máquina de Medição por Coordenadas
<i>MSA</i>	Measurement System Analysis
<i>R&R</i>	Repetitividade e Reprodutibilidade
<i>NVH</i>	Ruído e Vibração (Noise, Vibration and Harshness)
<i>IHM</i>	Interface Homem-Máquina
<i>PPM</i>	Peças por milhão
<i>GMUTS</i>	General Motors Uniform Test Standard

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras romanas

r	Coeficiente de Pearson
B_x	Incerteza sistemática
P_x	Incerteza de aleatoriedade
U_x	Incerteza total
R	Resistência
L	Comprimento do condutor
A	Área da seção transversal do condutor
ν	Coeficiente de Poisson
S_A	Sensibilidade do metal
v	Volt
Hz	Hertz
W	Watt
N	Newton
m	metro
mm	milímetro
Ft	Folga de Trabalho
Fr	Folga Radial
Fa	Folga Angular

Letras gregas

Δ	Incremento
μ	Micro
α	Coeficiente linear
β	Coeficiente angular
ρ	Resistência específica do material
ε_a	Deformação axial no condutor
ε_t	Deformação transversal no condutor

1. INTRODUÇÃO

As linhas de produção de componentes automotivos estão sempre em um processo de melhoria contínua buscando a utopia da perfeição que pode ser expressa no nosso idioma como “defeito zero”.

Neste movimento frenético onde esforços e investimentos são empregados de forma crescente, a engenharia com todo o seu poder de analisar, entender o problema e propor soluções inovadoras e inteligentes tem um papel fundamental.

Seguindo esta linha de pensamento, serão empregados muitos conceitos desta ciência magnífica com o propósito de encontrar uma solução para a dificuldade existente em realizar a avaliação da qualidade da operação de ajuste em caixas de direção com bujão sem furação.

Esta medição é uma inspeção de qualidade e, segundo Liker e Meier (2007), esse é um paradoxo interessante pois a inspeção não é uma atividade que agrega valor. Porém o próprio Sistema Toyota de Produção defende a idéia de uma auto-inspeção em todas as etapas de um trabalho padronizado, o que até pode parecer contraditório, mas mesmo não agregando valor a inspeção pode impedir a ocorrência de perdas maiores.

A medição da regulagem do sistema de ajuste em caixas de direção que não permitem acesso ao seu interior é uma tarefa impossível de ser feita de uma forma direta, pois neste conceito de projeto, uma vez regulado e travado o sistema de ajuste, não se tem mais acesso ao mesmo.

Logo, não existe uma maneira de se verificar a qualidade da operação de ajuste, que pode ser considerada complexa em função das várias variáveis que ela envolve, a menos que se desfaça a operação, o que para fins de inspeção não é uma idéia muito atrativa.

Assim propõe-se validar uma sistemática de avaliação da qualidade da operação de ajuste de uma forma indireta sem que se faça necessária a abertura do sistema de ajuste e implementar essa inspeção de forma automatizada no processo produtivo.

1.1 Considerações iniciais

Ao longo deste trabalho serão abordados temas referentes ao funcionamento de uma caixa de direção, problemas oriundos de ruídos em caixa de direção, será detalhado particularmente um tipo específico de ruído e uma sistemática para identificar este problema ainda dentro da linha de produção. Em consequência disto, será construída uma máquina que

executará de forma automatizada esta medição e serão expostos todos os dispositivos e sensores empregados na construção da mesma.

1.2 Motivação

A impossibilidade de medir a qualidade da operação de regulagem do sistema de ajuste em função do “*design*” de seus componentes, traz a necessidade de se desenvolver um método capaz de estabelecer, com certo nível de incerteza, a Folga de Trabalho existente no sistema após realizada a operação de ajuste.

Esta impossibilidade se deve ao fato de que o projeto dos componentes do sistema de ajuste não prevê essa medição: não existe como se introduzir algum instrumento, depois que o sistema é montado, para medir a Folga de Trabalho. Em projetos de sistema de ajuste mais modernos, os componentes são projetados de forma a permitir que uma sonda entre no sistema de ajuste durante a regulagem do mesmo e meça a Folga de Trabalho total. Também permite medir a flutuação do mancal (*Ripple*) ao longo de todo o curso de deslocamento no momento em que o ajuste é realizado. Assim, isto permite o uso de uma estratégia de ajuste chamada de ajuste dinâmico, que abre e fecha o bujão de acordo com a resposta dos sinais retro-alimentados.

Como consequência desta impossibilidade, a linha de produção produz caixas de direção em larga escala sem medir efetivamente a Folga de Trabalho de cada uma das caixas. Na fábrica é feito um controle do ângulo de retorno aplicado ao sistema de ajuste e algumas variáveis de saída são monitoradas pós operação de forma automatizada, como o torque de acionamento do eixo de entrada (Torque de Giro Livre) e/ou retornabilidade do mecanismo para se identificar problemas referentes a regulagem do sistema de ajuste.

Porém, esta forma de detecção de erros não é 100% eficaz principalmente para se identificar o modo de falha ângulo de retorno maior do que o especificado devido ao fato de que o torque de acionamento e a retornabilidade do mecanismo diminuem à medida em que o ângulo vai aumentando mas podem parar de cair ainda dentro da faixa permitida pela especificação do produto. Este efeito se deve ao alto atrito gerado pela interface entre cremalheira e bucha somado ao esforço para girar o engrenamento. Logo, as variáveis de saída (torque e retornabilidade) são consideradas aceitáveis, normalmente próximas ao limite mínimo da especificação, mas a folga de trabalho é maior do que a especificada.

Quando isto acontece, uma das consequências imediatas é o surgimento de ruídos de engrenamento devido à realização deficiente da regulagem do sistema de ajuste. Este ruído

surge porque com a criação de uma folga demasiada entre bujão e mancal, a efetiva carga da mola aplicada sobre o mancal diminui também e o sistema não consegue mais manter a cremalheira em contato com o pinhão o tempo inteiro e quando, depois de se afastarem devido às solicitações oriundas do pavimento, voltam a se tocar. O impacto gerado produz uma série de estalos metálico percebidos pelos usuário e denominados *Rattle Noise*.

Isto é extremamente indesejável, pois este ruído normalmente é percebido ainda na montadora de automóveis, que após montar a caixa de direção e finalizar a montagem do veículo, o mesmo começa a rodar e passa rapidamente por uma pequena pista de testes com pavimento irregular para avaliação de vários itens funcionais do carro. O avaliador segrega o carro com o problema e a caixa de direção, que normalmente não fica em um local de fácil acesso, precisa ser substituída. Em algumas plataformas, até o motor precisa ser removido para se ter acesso a caixa de direção. De qualquer forma, independente da plataforma, a substituição da caixa de direção é sempre uma tarefa complicada que causa um sério desgaste na imagem da empresa perante o cliente e uma série de penalizações é aplicada à mesma.

Se por algum motivo o ruído ainda é pequeno a ponto de não ser percebido pelo avaliador do final da linha de montagem da montadora, existe uma tendência de que, num curto espaço de tempo de exposição do veículo ao campo, este ruído se acentue à medida que os componentes comecem a se desgastar e o ruído seja percebido pelo usuário final. Neste momento, o carro vai para uma concessionária que efetua a substituição da caixa de direção e a devolve para o fabricante que então assume os custos da troca e da peça. Esse custo de garantia é bastante alto, e esse modo de falha é o de maior incidência nas planilhas de acompanhamento das devoluções por garantia monitoradas pelo SAC (Serviço de Atendimento ao Cliente) da empresa.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo definir uma metodologia para medir a qualidade da operação de regulagem do sistema de ajuste, estabelecendo-se qual a melhor forma de se excitar a cremalheira para efetuar a medição, definindo-se as correlações entre Folga de Trabalho, Ângulo de Retorno do bujão de ajuste, Folga Radial e Folga Angular. Após definida a metodologia, construir uma máquina que execute esta avaliação de forma automatizada dentro da linha de montagem da fábrica de caixas de direção. Para tornar isso possível, estudos de validação serão feitos no equipamento bem como uma calibração do sistema de

medição. Esses estudos precisam ser aprovados de acordo com os requisitos. Ao final, deve-se avaliar o impacto da entrada do novo sistema de medição na linha de montagem.

1.4 Organização do trabalho

A dissertação foi escrita de uma forma em que cada capítulo aborda um ou mais temas.

O Capítulo 1 faz uma introdução ao que será abordado neste trabalho mostrando a motivação do autor para realizar esta dissertação e como o trabalho foi organizado.

O Capítulo 2 fala da Revisão Bibliográfica, onde são revistos os conceitos referentes a processos de medição, calibração de um sistema de medição, avaliação da incerteza de um sistema de medição, escolha e dimensionamento dos sensores empregados na construção dos sistemas de medição, avaliação do sistema de medição construído, ferramentas estatísticas utilizadas neste trabalho, ruídos em sistemas de direção e metodologia para o desenvolvimento de projetos.

O Capítulo 3 fala sobre Sistemas de Direção. Aqui tem-se uma visão geral sobre o funcionamento do sistema de direção e de seus componentes bem como os principais problemas atrelados a este tipo de sistema. Foca-se o sistema de ajuste da caixa de direção, mostrando o seu conceito, como ele é regulado e os principais problemas atrelados a este tipo de operação e, além disso, os tipos de assistência que o sistema de direção pode receber.

O Capítulo 4 descreve a solução proposta para se resolver o problema apresentado na introdução.

O Capítulo 5 descreve todos os experimentos realizados para se chegar a solução para a erradicação do problema.

O Capítulo 6 descreve o equipamento construído, as técnicas utilizadas para se fazer a validação do mesmo e as avaliações pertinentes a sua capacidade de medição.

O Capítulo 7 fecha o trabalho com as conclusões a que o autor chegou após a descrição dos outros seis capítulos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são brevemente revisados temas relacionados a conceitos de sistemas de medição, como método de comparação direta ou indireta, as etapas que compõe um sistema de medição, a forma como realizamos a calibração de um sistema de medição, a técnica para determinarmos a incerteza do sistema de medição, os sensores empregados na construção de sistemas de medição e aqui particularmente abordaremos os três que são utilizados na construção do nosso equipamento: o extensômetro, o LVDT e o encoder.

Ainda nesta revisão serão apresentados os conceitos de MSA (Análise do Sistema de Medição) para fazer uma avaliação adequada do sistema de medição construído e os conceitos estatísticos de regressão linear e correlação para que se possam utilizar estas ferramentas na interpretação dos resultados dos experimentos realizados neste trabalho.

Por fim, serão introduzidos os assuntos referentes a ruídos em sistemas de direção e metodologia para o desenvolvimento de projetos, com foco nas etapas que serão exploradas neste trabalho.

2.1 Processo de Medição

Como Beckwith (1993) cita no início de sua introdução “O que quer que exista, existe em uma certa quantidade” e a determinação desta quantidade é o que envolve o processo de medição. O processo de medição pode ser definido como comparação quantitativa entre um padrão pré-definido e a grandeza observada. O ato de medir produz um resultado oriundo desta comparação como mostra a fig. 2.1.

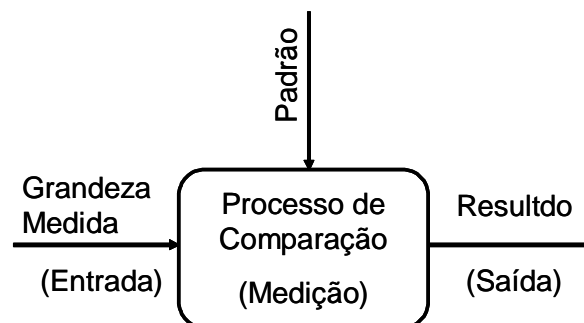


Figura 2.1 – Sistema de medição generalizado

Inevitavelmente, para se medir grandezas mecânicas ou outras quaisquer, precisa-se fazer uso de artifícios elétricos, desde que suas grandezas sejam convertidas em grandezas elétricas correspondentes e/ou equivalentes.

A medição dá a informação exata sobre o estado de uma determinada variável física ou de processos que de outra forma só poderiam ser estimados, por isso é uma etapa imprescindível tanto para a comprovação de novas teorias como para pesquisa e desenvolvimento de novas técnicas no ramo da engenharia, como é o caso deste estudo. A medição é ainda um elemento fundamental em qualquer sistema de controle porque o controle de uma determinada variável depende basicamente da diferença entre o seu estado atual e o valor desejado para a mesma. Logo, para se determinar com exatidão o seu estado atual e se conhecer a real diferença para o valor desejado, uma medição correta deve ser realizada.

Ainda, várias situações do nosso dia-a-dia requerem medições para que atinjam o desempenho esperado como por exemplo, os motores dos carros atuais. Eles monitoram o tempo inteiro as condições de pressão atmosférica, rotação do motor, velocidade do carro e mistura de combustível entre outras variáveis. Os sistemas de climatização de ambientes são outro exemplo, pois monitoram a temperatura e umidade em diversos pontos das edificações para ativar sistemas de aquecimento e refrigeração conforme demandados.

Como Beckwith (1993) cita: “Custos são estabelecidos com base na quantidade de material, energia e utilização de tempo e trabalho e outros recursos.”

“Para ser útil, a medição tem que ser confiável.” Ter em mãos uma informação incorreta é pior do que não ter informação alguma! Isto traz à tona a questão de exatidão e incerteza na medição. O fundador da Beckman Instruments, Arnold O. Beckman, disse: “Uma coisa que você aprende na ciência é que não existe resposta perfeita, não existe medição perfeita”, por isso, é muito importante que os engenheiros saibam interpretar os resultados das medições bem como avaliar e ter ciência da magnitude das incertezas.

2.2 Métodos de Medição

Existem basicamente dois modos de medição: o primeiro é a Comparação Direta com um padrão primário ou secundário e o segundo é a Comparação Indireta através do uso de um sistema calibrado.

2.2.1 Comparação Direta

Pode-se usar como exemplo a determinação do tamanho de uma barra de aço. Possivelmente para realizar esta tarefa, se a precisão requerida não fosse maior do que 5 mm, utilizaría-se uma régua graduada para comparar o tamanho da barra com a escala da régua, como mostra a Fig. 2.2. Desta forma compararia-se a quantidade de unidades de tamanho conhecidas da régua com o comprimento da barra para determinar o seu tamanho. Entretanto, a sensibilidade humana para determinar este tipo de comparação é bastante limitada e se mostra incapaz de garantir comparações quando necessita-se de resoluções maiores que 1 mm. Frequentemente essa necessidade aparece e precisa-se recorrer a uma forma mais acurada ou um sistema mais complexo de medição, por isso a Comparação Direta é menos comum na prática do que os sistemas de Comparação Indireta.

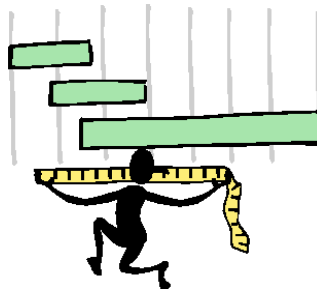


Figura 2.2 – Ilustração da comparação direta

2.2.2 Comparação Indireta

Um sistema de Comparação Indireta utiliza um dispositivo transdutor acoplado a uma cadeia de elementos formando um sistema chamado sistema de medição. Esta cadeia de elementos transforma o sinal oriundo do transdutor em uma saída inteligível, ou seja, que pode ser interpretada por um observador.

O sinal do transdutor grande parte das vezes é analógico e na grande maioria das vezes precisa ter a sua amplitude e/ou potência amplificada através de algum tipo de amplificador ou ser filtrado para se eliminar os ruídos presentes no sinal que prejudicam a exatidão da variável a ser medida. Ainda, estes sinais podem necessitar de monitoração remota ou serem gravados para posterior análise, exigindo assim a utilização de dispositivos eletro-eletrônicos.

De um modo geral, a maioria dos transdutores em uso hoje converte grandezas mecânicas em um sinal elétrico que é processado de forma se tornar inteligível.

2.3 O Sistema de Medição Generalizado

A maioria dos sistemas de medição pode ser representada por um diagrama de três blocos ou etapas. As três etapas podem ser vistas na fig. 2.3 e descritas como:

- Etapa 1: Estágio do sensor/transdutor
- Etapa 2: Estágio de condicionamento do sinal
- Etapa 3: Estágio de exibição/armazenamento da informação

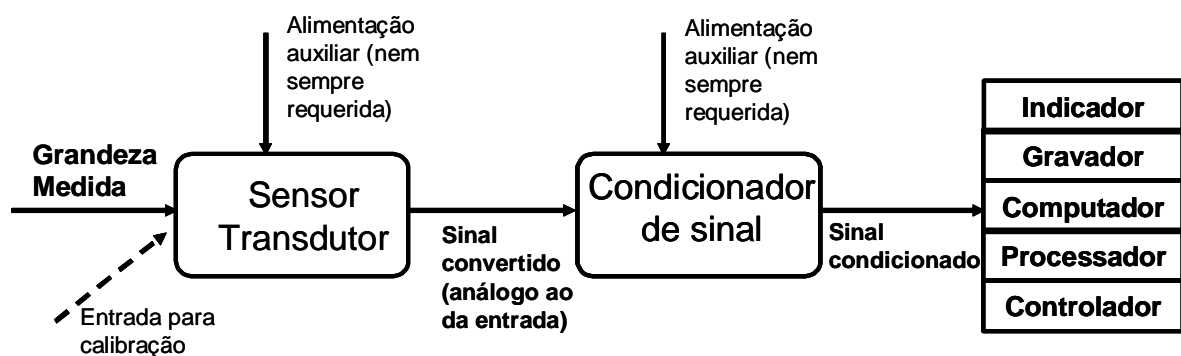


Figura 2.3 – Diagrama de blocos (Beckwith)

Etapa 1: Estágio do sensor/transdutor

A principal função deste estágio é detectar de alguma forma a variação da grandeza que se deseja medir e, pensando-se em um sensor ideal, o mesmo deve ser insensível a qualquer outro tipo de variação que não seja aquela a qual tem-se a intenção de avaliar.

Na verdade, o sensor real não consegue ficar insensível a outras perturbações externas, por isso muitas vezes, quando quer-se medir torque por exemplo, os sensores podem sofrer com a influência da variação de temperatura.

Normalmente, os sinais provenientes dos sensores/transdutores são sinais elétricos de baixíssima potência e muito pequena amplitude, necessitando de um tratamento que é dado no segundo estágio. Isto se deve as pequenas alterações físicas que acontecem dentro dos

elementos sensores correspondentes as variações do ambiente a que os mesmos foram expostos.

Etapa2: Estágio de condicionamento do sinal

É nesse estágio que o sinal oriundo do primeiro estágio ganha forma e passa a poder ser compreendido pelo terceiro estágio. Aqui o sinal tem a sua amplitude e potência amplificadas e recebe também um tratamento de filtragem para remover ruídos indesejados, pode receber também operações de integração e diferenciação conforme desejado. O condicionador de sinal deve ser dimensionado de forma correta, de maneira que possa ser conectado ao sensor e interpretar corretamente o sinal proveniente deste e, também, conectar-se ao elemento do terceiro estágio entregando um sinal convertido de maneira a ser bem interpretado por este estágio e que represente a real quantidade da grandeza medida.

Etapa 3: Estágio de exibição/armazenamento da informação

A função do terceiro estágio é exibir esta informação de uma forma a qual possa ser interpretado por um observador ou entregá-la a um controlador para que o mesmo possa tomar decisões baseado na observação da sua oscilação. No primeiro caso, normalmente são utilizados:

- a) instrumentos analógicos quaisquer como voltímetros com sua escala convertida para a grandeza a qual está sendo medida.
- b) mostradores digitais que mostram o valor através de LCDs (Liquid Crystal Display) ou Displays de LED (Light-Emitting Diode).

Como exemplo, pode-se citar a utilização de transdutores de pressão por Controladores Lógicos Programáveis (CLPs). Os sensores de pressão enviam sinais que em geral variam em torno de alguns mV ou mA para os condicionadores que na maioria das vezes convertem estes sinais para algo em torno de -10V a 10V ou 4 a 20mA. Os condicionadores enviam este sinal para uma placa de entradas analógicas do CLP que converte esta escala de tensão ou corrente para um equivalente decimal que tem seu tamanho e resolução variando em função da quantidade de bits associados a esta variável. Logo temos um sistema com uma pressão que pode variar de 1 a 100 Bar, com um sensor acoplado que

vai variar de 1 a 10mV, que será condicionado para 0 a 10V e será entregue ao CLP que o armazenará numa variável de 8 bits. Esta variável assumirá valores de 0 a 4096 (2^8) e mostrará de forma correspondente, em alguma IHM (Interface Homem-Máquina), um valor de pressão de 0 a 100 Bar. A resolução do sistema de medição neste exemplo será: $100 / 4096 = 24\text{mBar}$.

2.4 Calibração

Em algum ponto, durante a preparação do sistema de medição, faz-se necessário alimentar a entrada do sistema com um valor conhecido e observar o comportamento da sua saída. Isto permite comparar o valor dado pelo sistema como saída em relação a uma determinada entrada conhecida. O ajuste deste valor de saída corresponde ao procedimento chamado de calibração.

Quando realiza-se o procedimento de calibração, além de ajustar-se a sua escala, também comprova-se a sua capacidade de medir de uma forma confiável. É claro que, para ter-se uma calibração correta, precisa-se comparar as saídas do sistema com valores de entrada conhecidos os quais são chamados de *padrão*. Normalmente utilizam-se amostras de grandezas físicas conhecidas e padronizadas como “blocos padrão” para medir dimensões por exemplo, pois sabe-se que o bloco não precisa de ajustes, se mantendo constante em qualquer que seja o momento desejado para fazer-se as comparações.

Quando a saída é diretamente proporcional a entrada, o que pode ser expresso pela fórmula ($y = a x + b$), então a simples observação de simultâneas entradas e saídas são o suficiente para determinar a constante de proporcionalidade e de ajuste entre ambas, e este sistema é chamado de calibração de simples ponto. Porém, o mais comum de se encontrar é a calibração multiponto. Isto acontece quando o sistema não é simplesmente proporcional e tem-se que atribuir diferentes valores para a entrada, o que aumenta a acurácia da calibração.

Quando o sistema de medição é destinado a medir uma entrada que varia em função do tempo, a calibração deve ser feita usando um padrão que também varie em função do tempo. Mas este tipo de calibração dinâmica é bastante difícil de ser realizada e é substituída pela calibração estática usando-se um padrão constante como sinal de entrada. Claro que isto não é o ideal, porque quanto mais semelhante o padrão é da variável a ser medida, melhor será o resultado do sistema.

Um método para a calibração de réguas graduadas e trenas foi definido por Frade e Souza (2003). Eles construíram um dispositivo para fazer a calibração sem precisar utilizar a máquina de medição por coordenadas (MMC) utilizando um dispositivo ótico que desliza sobre guias paralelas à régua graduada ou trena e está acoplado a um indicador de posição eletrônico. Eles concluíram que este método é melhor que o da MMC por apalpador por apresentar um desvio padrão menor que o da MMC.

Neste estudo também será avaliado o tamanho do desvio padrão durante a calibração do sistema para determinar-se se o mesmo atende aos requisitos.

2.5 Incerteza de Medição

O erro pode ser definido como a diferença entre o resultado do valor medido e o verdadeiro valor da variável que está sendo medida. Como Beckwith (1993) cita: “Nós não conhecemos o valor real, logo, não conhecemos o erro.” Pode-se discutir sobre o erro, pode-se estimar o seu tamanho, mas nunca se conhecerá sua real magnitude. Estima-se este erro como sendo o limite mais alto para tal, este valor será chamado de incerteza. Pode-se estimar também que o erro não será maior que a incerteza. Pode-se dizer que existem basicamente dois tipos de erros: erro sistemático e erro aleatório.

Um erro sistemático pode ser exemplificado por uma balança que recebeu um novo prato mais pesado que o original e não teve o seu “zero ajustado”. Este erro de *off-set* pode ser chamado de um erro sistemático que sempre estará presente na medição e se manterá constante. Ou ainda, uma régua com escala diferente como as usadas para a fabricação de moldes de fundição que levam em conta a retração do aço após o seu resfriamento que é da ordem de 2%. Logo estas réguas têm a sua escala comprimida em 2% também, e, se fossem usadas para se medir outras coisas, carregariam este percentual como um erro sistemático.

Um erro aleatório pode ser mostrado ao se observar um medidor de frequência que usa como padrão os 60 Hertz da rede elétrica. Essa frequência tem sempre uma pequena variação e essa variação se traduz em um erro no resultado mostrado na saída que mostra a frequência medida, isso é chamado de erro aleatório, devido à incapacidade de se determinar o instante e a magnitude desse erro. Os aleatórios podem ser estimados utilizando-se técnicas estatísticas.

Quando estima-se a incerteza, deve-se prestar a atenção a dois tipos de erro, sistemático e de aleatoriedade, e também a dois tipos de classes de experimentos, os experimentos de amostra simples e os experimentos de amostras repetidas. Uma amostra significa uma medição individual de uma quantidade específica. Quando mede-se a

deformação em parte de uma estrutura várias vezes sob as mesmas condições, obtém-se uma amostragem daquela deformação. Com esta amostragem, pode-se estimar estatisticamente a distribuição do erro de aleatoriedade nesta medição de deformação. Se ao invés desta amostragem, fosse coletado apenas um resultado, não teria-se como estimar a distribuição do erro de precisão na medição, comprometendo bastante a confiabilidade da medida.

Depois de determinadas as incertezas sistemáticas e as aleatórias individualmente na medição de uma dada variável x , deve-se combiná-las para obter a incerteza total do resultado para x . Chamando a incerteza sistemática de B_x e a incerteza de aleatoriedade de P_x , combina-se os mesmos através da Equação 2.1, onde U_x é a incerteza total.

$$U_x = (B_x^2 + P_x^2)^{1/2} \quad (2.1)$$

Estimativa da incerteza de precisão:

Para analisar os erros de incerteza de precisão, precisa-se atentar para dois conceitos fundamentais. O primeiro é o da distribuição do erro. A distribuição caracteriza a probabilidade que existe de um dado erro ocorrer. O segundo conceito é o da população de onde os as amostras são colhidas. Usualmente trabalha-se com um número limitado de amostras que devem representar as características de uma população muito maior.

A análise estatística do erro normalmente adota um modelo de distribuição de erro em uma população que geralmente é *Gaussiana* ou *Normal*. Utilizando estas distribuições pode-se estimar a provável diferença entre a média dos valores da pequena amostra com o valor real da grande população. Esta diferença provável, ou intervalo de confiança, mostra uma estimativa da incerteza de precisão existente na amostra medida. A *Distribuição-t* é comumente utilizada para pequenas amostras e a *Distribuição- X^2* para o restante.

Esta é a chamada Regra da Quadratura e a sua base deriva-se da hipótese de que as quantidades medidas supõem uma distribuição Gaussiana em torno dos seus valores médios. Da estatística sabe-se que quando duas ou mais variáveis aleatórias e independentes (não correlacionadas) Gaussianas são somadas, a dispersão da nova variável combinada segue a regra da quadratura. Este procedimento pode ser estendido, quando se tem a variável de interesse sendo uma função de medidas de outras variáveis, para todas estas variáveis que afetam determinado processo. E a regra da quadratura neste caso, supondo uma função do tipo $z=f(x,y,\dots)$, e novamente que estas variáveis não estão correlacionadas, ficaria:

$$U_z = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x} U_x\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} U_y\right)^2 + \dots} \quad (2.2)$$

Onde:

$$U_x = (B_x^2 + P_x^2)^{1/2}, U_y = (B_y^2 + P_y^2)^{1/2}, \text{ etc.} \quad (2.3)$$

Arecimbia (2003) escreveu um artigo a respeito da incerteza de máquinas de medição por coordenadas (CMMs). Ela levou em conta as incertezas dos erros geométricos de cada eixo, dos erros de ortogonalidade, dos erros de posição, dos erros de empenamento, de passo e de posição angular, cilíndricidade, das incertezas dos ajustes fixos e da incerteza do erro volumétrico. Ao final do estudo ela conclui que vários são os fatores que contribuem para a definição das incertezas no erro volumétrico (E_x , E_y e E_z) mas os que mais influenciaram a determinação da incerteza foram os ajustes fixos e os erros de ortogonalidade dos eixos e também afirma que a variação de temperatura foi o fator que mais contribuiu para a incerteza do erro angular de medição da MMC.

Já Aguiar *et al.* (2003) concluiu o contrário, no que diz respeito a influência da temperatura, em um estudo comparativo entre os métodos de calibração de torquímetros. O estudo se baseou na estimativa das incertezas relacionadas a dois diferentes modelos de dispositivo calibrador secundário, o primeiro chamado de Modelo de Alavanca Fixa, onde o braço de alavanca é unido a célula de carga através de um parafuso, e o segundo, chamado de Modelo de Alavanca Apoiada, onde o braço de alavanca fica apenas apoiado sobre a célula de carga por intermédio de uma esfera, eliminando assim as interferências causadas por momentos fletores e dilatação térmica. Chegou-se a conclusão de que os resultados são razoavelmente equivalentes, sendo que a segunda opção tem uma incerteza levemente menor que a primeira.

Os experimentos desta dissertação, por tratar de um sistema mecânico com razoável equivalência ao de Aguiar, não levarão em conta variações de temperatura também.

2.6 Sensores

Como foi expresso por Dally: “Transdutores são dispositivos eletromecânicos que convertem uma alteração mecânica, como deslocamento ou força, em uma alteração em um sinal elétrico que pode ser monitorado depois de um apropriado condicionamento”. Uma grande variedade de transdutores está disponível para a medição de grandezas mecânicas. As

características dos transdutores, como faixa de operação, linearidade, sensibilidade, temperatura de operação entre outras, são determinadas pelo sensor cujo transdutor foi construído para produzir uma saída elétrica.

Pode-se pensar em um jogo de *strain gages* (extensômetros) colado a uma barra de aço, isto se transforma em um transdutor de força que fornece uma alteração de resistência $\Delta R / R$ proporcional a carga aplicada no sentido do eixo da barra. O *strain gage* é o sensor deste transdutor de força e exerce o principal papel estabelecendo as características do transdutor.

Alguns dos sensores que são usados nos transdutores são chamados potenciômetros, transformadores diferenciais, *strain gages*, capacitores, piezo-elétricos, termistores e outros. A seguir serão abordados de uma forma mais detalhada os sensores utilizados nesta dissertação que são os *strain gages* ou extensômetros, para as medições de torque, os transformadores diferenciais, para a medição de deslocamento linear e os *encoders* para a medição de deslocamento angular.

2.6.1 Extensômetros (*Strain Gages*)

Extensômetros de resistência elétrica são finas camadas de um material condutor disposto em pequenas linhas paralelas, como mostra a fig. 2.4, que podem ser colados a superfície de um componente ou estrutura.

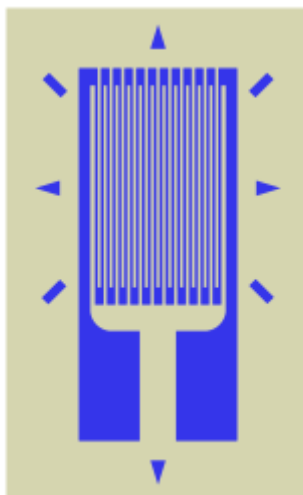


Figura 2.4 – Desenho de um extensômetro

Quando o componente ou estrutura recebe uma carga, a deformação provocada é transmitida ao extensômetro. A resistência do mesmo muda proporcionalmente a deformação causada pela carga aplicada. A sensibilidade a deformação dos metais, que primeiro foi observada por Lord Kelvin em 1856, pode ser explicada pela seguinte análise:

A resistência R de um condutor metálico uniforme pode ser expressa como

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad (2.4)$$

Sendo

ρ a resistência específica do material

L o comprimento do condutor

A a área da seção transversal do condutor

Diferenciando a Equação 2.4 e dividindo pela resistência R tem-se

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} - \frac{dA}{A} \quad (2.5)$$

A derivada da área dA representa a alteração na área da seção transversal do condutor que é reflexo da carga aplicada. Para o caso de uma tensão uniaxial, pode-se supor que

$$\varepsilon_a = \frac{dL}{L} \quad \text{e} \quad \varepsilon_t = -\nu \varepsilon_a = -\nu \frac{dL}{L} \quad (2.6)$$

Sendo

ε_a a deformação axial no condutor

ε_t a deformação transversal no condutor

ν o coeficiente de Poisson do metal usado no condutor

Se o diâmetro do condutor é d_0 antes da aplicação da carga axial, o diâmetro do condutor d_f depois da deformação é

$$d_f = d_0 \left(1 - \nu \frac{dL}{L}\right) \quad (2.7)$$

Na Equação 2.7 fica claro que

$$\frac{dA}{A} = -2\nu \frac{dL}{L} + \nu^2 \left(\frac{dL}{L}\right)^2 \approx -2\nu \frac{dL}{L} \quad (2.8)$$

Substituindo a Equação 2.8 na Equação 2.5, e simplificando tem-se

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L}(1+2\nu) \quad (2.9)$$

a qual pode ser reescrita com o auxílio da Equação 2.6 como

$$S_A = \frac{dR/R}{\varepsilon_a} = \frac{d\rho/\rho}{\varepsilon_a} + (1+2\nu) \quad (2.10)$$

A quantidade S_A pode ser definida como a sensibilidade do metal ou liga usado na construção do condutor. A equação 2.10 mostra que a sensibilidade de deformação de um metal é o resultado das alterações nas dimensões do condutor, mostrado pela parte da equação $(1+2\nu)$, e a alteração na resistência específica, mostrada por $(d\rho/\rho)/\varepsilon$. Estudos experimentais mostram que a sensibilidade S_A varia entre 2 e 4 para a maioria das ligas metálicas usadas na fabricação dos extensômetros.

A fig. 2.5 mostra o exemplo de um extensômetro pronto para ser colado a uma estrutura que será utilizada para a medição de carga.

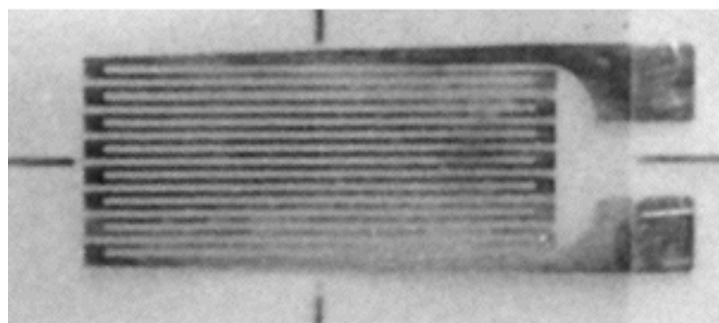


Figura 2.5 – Foto de um extensômetro real

2.6.2 Transformadores Diferenciais (LVDT)

Os transformadores diferenciais se baseiam no princípio da indutância variável para mostrar variações de posição. Dally diz que “o sensor mais popular para se monitorar deslocamento linear é o Transformador Diferencial Linear Variável” que será chamado pela nomenclatura mais comum usada no meio industrial que é LVDT (Linear Variable Differential Transformer). Um LVDT, como mostra a fig. 2.6, é composto basicamente por três bobinas simetricamente espaçadas em torno de um corpo isolante. Dentro deste corpo, existe um furo passante por onde se desloca o núcleo magnético sem contato com o corpo. Este núcleo permite que o fluxo magnético flua entre as bobinas e a indutância mútua entre as bobinas primárias e as duas secundárias serão proporcionais a posição em que o núcleo se encontrar.

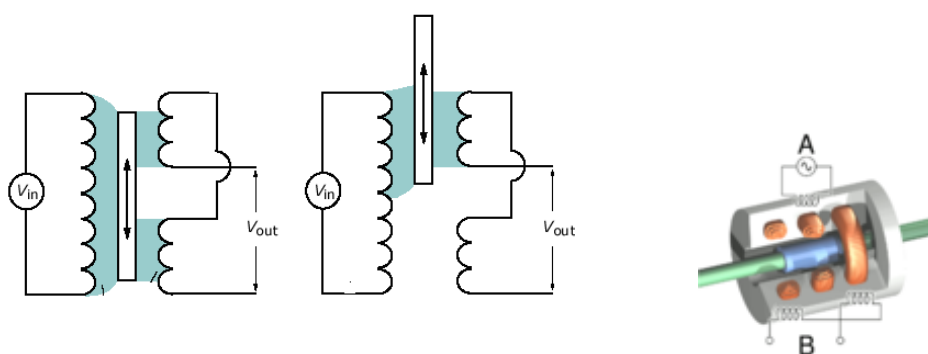


Figura 2.6 – Esquemático do LVDT

Quando excita-se o primário com uma tensão alternada, uma corrente é induzida e, conseqüentemente, tem-se uma tensão induzida nos secundários. Os secundários estão ligados em série, porém em sentidos opostos. Quando o núcleo está centrado em relação as duas bobinas secundárias as tensões são iguais porém defasadas de 180° uma em relação a outra, fazendo a tensão $v_{out} = 0$. Quando move-se o núcleo, altera-se o balanceamento das indutâncias existente entres as duas bobinas secundárias e conseqüentemente uma tensão $v_{out} \neq 0$ começa a aparecer proporcionalmente a distância que o núcleo se desloca do centro das bobinas. A tensão de saída é uma função linear desta distância, desde que a distância esteja dentro da faixa de operação do LVDT. A direção do movimento pode ser definida observando-se a fase do sinal de saída em relação ao sinal de entrada.

A frequência do sinal aplicado ao primário pode variar dentro de uma faixa que vai de 50 até 25.000 Hz. Se o LVDT é utilizado para medir movimentos oscilatórios ou variáveis no tempo, a frequência do mesmo deve ser pelo menos dez vezes maior que a maior frequência que oscila o componente observado. Normalmente a tensão de entrada varia de 5 a 15 V e a potência gira em torno de 1 W. A sensibilidade dos LVDTs varia de 0,02 a 0,2 V/mm de deslocamento por Volt de excitação aplicado a bobina primária. Sensores com a maior sensibilidade normalmente são os que têm menor curso de deslocamento com uma faixa de operação de $\pm 2\text{mm}$ enquanto os de menor sensibilidade têm um curso maior com uma faixa de operação de até $\pm 150\text{mm}$.

A fig. 2.7 mostra alguns exemplos de LVDT encontrados no mercado:



Figura 2.7 – Foto de LVDTs disponíveis no mercado

2.6.3 Transdutores de deslocamento digitais (Encoders)

Os *encoders* são sensores que mostram o deslocamento angular ou deslocamento linear e são amplamente usados para estes fins. Conforme Doebelin (2004), existem basicamente três tipos: o tacômetro, o incremental e o absoluto.

a) o tacômetro é o mais simples deles e apresenta apenas um sinal de saída que consiste em um pulso para cada deslocamento percebido. O que aparece na saída é uma onda quadrada, ou seja, um trem de pulsos proporcional ao deslocamento. Em um movimento, um contador pode perfeitamente acumular esses pulsos e informar uma posição, por exemplo. O problema é que ao inverter-se o sentido do movimento, o sensor não detectará e isto acabará causando um erro de posicionamento e esta é uma das razões pela qual este tipo de sensor é

mais utilizado para o controle de velocidade do que de posição, ou ainda em sistemas que o movimento nunca sofre reversão de sentido;

b) o encoder incremental resolve o problema do movimento reverso utilizando pelo menos dois (e as vezes até três) elementos geradores de sinais. Na verdade, o que se tem são dois sinais de onda quadrada defasados 90 graus um do outro mecanicamente, o que permite ao sistema detectar qual dos dois transicionou para “1” primeiro, determinando assim o sentido do movimento. Pode existir ainda um terceiro sinal, que gera um pulso a cada volta, chamado de sinal de referência, que mostra o ponto inicial ou zero do sensor. Uma das maiores vantagens deste tipo de sensor é que ele pode contar infinitamente a despeito de quantas voltas o dispositivo ao qual ele está acoplado tenha que dar. Em contrapartida, se algum evento externo intervir na sua geração de sinais, como um ruído elétrico ou desligamento do sistema por exemplo, a contagem será perdida e não existe forma de repará-la novamente, a não ser com o uso de artifícios mecânicos de referenciamento ou outras redundâncias;

c) os encoders absolutos normalmente são limitados a uma volta e utilizam vários sinais de saída, que são lidos em paralelo e mostram um código binário que representa a posição angular do eixo. Como existe esta correlação entre o código binário e a posição do eixo, a contagem nunca é perdida, mesmo que a energia seja cortada ou o sistema seja acometido por alguma espécie de ruído elétrico.

Os três tipos de encoder podem ser construídos como dispositivo de contato ou como dispositivos sem contato usando princípios magnéticos ou óticos. Para alta resolução, normalmente são utilizados encoders óticos. Podemos encontrar no mercado, encoders rotativos com resolução de frações de segundo bem como lineares com resolução de micrometros (μm). Os transdutores com resolução acima de 18 bits necessitam de cuidados especiais na instalação e no uso.

A Fig. 2.8 mostra o princípio de funcionamento de encoder ótico. O feixe de luz infravermelha emitida pelo LED atravessa o disco graduado através das passagens e atinge o foto sensor que faz com que o circuito entre em condução. Ao girar o disco, o circuito para de conduzir quando a passagem do feixe é fechada e volta a conduzir quando novamente é aberta gerando assim um sinal de onda quadrada. Quando adiciona-se uma outra escala graduada em uma posição tal que o sinal saia defasado de 90 graus como mostra a fig. 2.8, consegue-se identificar para qual lado o eixo estará rodando como já fora exposto anteriormente.

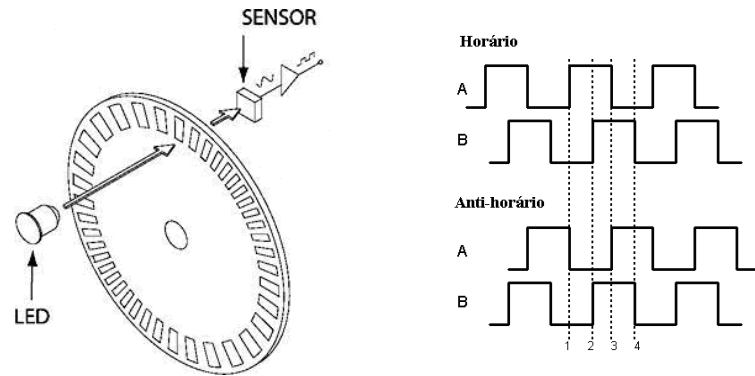


Figura 2.8 – Esquema de funcionamento de um encoder

2.7 MSA – Análise do Sistema de Medição

Segundo Gerges (2005) “ O propósito do MSA (*Measurement System Analysis*) é determinar se o sistema de medição empregado é capaz de gerar dados com a exatidão desejável para que os objetivos da medição sejam atingidos.” Cita também que utiliza-se o MSA para ter-se certeza de que as diferenças existentes nos dados coletados são devido as variações da variável que está sendo medida e não consequência da variação do sistema de medição.

Estes são alguns dos tipos de MSA que devem ser utilizados de acordo com a aplicabilidade: R&R (Repetitividade e Reprodutibilidade), Análise de Aleatoriedade, Análise de Estabilidade, Análise Discriminatória e Análise Kappa.

O R&R (Repetitividade e Reprodutibilidade) é uma das ferramentas do MSA para se avaliar um instrumento de medição e foi utilizada neste trabalho para se validar o sistema de medição construído. O procedimento está detalhado no ANEXO A e os cálculos serão feitos com o auxílio do software MINITAB.

O MINITAB é um software estatístico voltado para aplicação empresarial com ferramentas específicas para as áreas de processos de fabricação e engenharia de produto largamente utilizado e reconhecido pela indústria automotiva.

2.8 Estatística

Como definido por Montgomery (2007), “A estatística lida com a coleta, apresentação, análise e uso de dados para a tomada de decisão, solução de problemas e para o projeto de produtos e processos”. Como a engenharia é uma ciência que lida muito com

dados, o conhecimento de algumas ferramentas estatísticas é indispensável a qualquer engenheiro. As técnicas estatísticas podem ser uma poderosa ajuda no projeto de novos produtos ou sistemas, na melhoria de projetos existentes e para o projeto, desenvolvimento e melhoria de processos produtivos.

Os métodos estatísticos ajudam a descrever e a entender a variação. Este entendimento é fundamental para que possa-se ter controle sobre os processos e mantê-los dentro de patamares que conciliem o alcance da qualidade requerida sem que se comprometam os custos de fabricação dos produtos.

Neste trabalho, serão utilizadas ferramentas estatísticas para auxiliar na definição da relação existente entre as informações fornecidas pelo sistema de medição (variáveis de entrada: Folga Radial e Folga Angular) e a variável que quer-se conhecer (saída da equação: Folga de Trabalho). Estas ferramentas são a Correlação e a Regressão.

2.8.1 Correlação

Segundo Barbetta (2004), “Correlação refere-se a uma associação numérica entre duas variáveis, não implicando, necessariamente, relação de causa-efeito, ou mesmo uma estrutura com interesses práticos. O estudo entre a correlação numérica entre as observações numéricas de duas variáveis é geralmente um passo intermediário na análise de um problema”.

Existem diversas maneiras de determinar a correlação entre variáveis, utilizou-se o Coeficiente de Pearson (r).

A correlação pode ser positiva, quando a variável dependente cresce juntamente com a variável independente ($r=1$); pode ser negativa, quando a variável dependente decresce a medida que a independente aumenta de valor ($r=-1$), pode não existir a correlação ($r=0$) ou pode-se ter apenas uma evidência de forte relação entre as variáveis ($r \geq 0,65$ ou $r \leq -0,65$).

O Coeficiente de Pearson pode ser obtido através da aplicação da seguinte fórmula:

$$r = \frac{n \sum (x_i y_i) - (\sum x_i)(\sum y_i)}{\sqrt{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2} \cdot \sqrt{n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2}} \quad (2.11)$$

Para o cálculo deste coeficiente e das outras análises estatísticas que foram feitas neste trabalho, utilizou-se o software MINITAB.

2.8.2 Regressão Linear

A Regressão é o método utilizado para estabelecer a relação existente entre duas ou mais variáveis. É ela que mostra a lei ou função que define a relação.

A Regressão Linear pode ser simples, com uma variável de entrada e uma de saída, definida pela equação:

$$Y_i = \alpha + \beta x_i + \varepsilon_i \quad (2.12)$$

Sendo:

α e β parâmetros do modelo

Y_i a variável aleatória associada a i-ésima observação de Y

ε_i o erro aleatório da i-ésima observação

A Regressão também pode ser múltipla, ou seja, ter várias variáveis de entrada contribuindo para a formação da variável de saída. Pode-se defini-la através da Equação 2.13.

$$Y = \alpha + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k \quad (2.13)$$

Sendo α , β_1 , β_2 , ... e β_k parâmetros a serem estimados com os dados.

2.9 Ruídos em Sistemas de Direção

Existem vários tipos de ruídos provenientes de sistemas de direção. Para facilitar o entendimento, se convencionam nomes para cada um dos ruídos. A maioria deles é medida de forma subjetiva através de avaliação de pessoal capacitado para tal função. Essa avaliação normalmente está atrelada a uma tabela de pontuação onde se estabelece os critérios de aceitação para os avaliadores.

Champagne (2000), em um estudo de vibração em sistemas de direção elétrica, propôs uma tabela de avaliação subjetiva com seis níveis, três níveis considerados aceitáveis pelo usuário e três considerados não aceitáveis e comparou os resultados com avaliações objetivas realizadas concomitantemente. O autor concluiu que a sua tabela de avaliação subjetiva proposta tinha uma excelente correlação com as avaliações objetivas de torque no eixo de entrada do mecanismo e com os resultados da medição realizada com o acelerômetro.

Entretanto, a escala utilizada para a avaliação das caixas de direção desta dissertação é o GMUTS (General Motors Uniform Test Standard) mostrado na Tabela 01, que possui 10 níveis indo do 0 (totalmente inaceitável) até o 10 (completamente aceitável) e já validado por um grande fabricante automotivo. Este capítulo descreve uma série de ruídos e o primeiro deles é o *Rattle Noise*, que motivou a execução deste trabalho.

Tabela 01 - GMUTS

TABELA GMUTS		
Descrição	Nota	Desempenho
Nada é percebido	10	Excelente
Sinais observados por alguns avaliadores treinados	9	Muito bom
Sinais observados por todos os avaliadores treinados	8	Bom
Sinais observados por todos os avaliadores treinados mas não é um incômodo	7	Satisfatório
Incômodo para alguns consumidores	6	Aceitável
Incômodo para todos os consumidores	5	Marginal
Incômodo para alguns consumidores e falha para outros	4	Pobre
Falha para todos os consumidores	3	Muito pobre
Falha para alguns consumidores e não aceitável para outros	2	Ruim
Falha severa para todos os consumidores	1	Muito ruim

2.9.1 “Rattle Noise”

Segundo Gerges (2005), dois tipos de *rattle* podem aparecer em um sistema de direção: *rattle* mecânico e *rattle* hidráulico. O *rattle* mecânico pode ser modelado como um problema de impacto. O impacto acontece quando duas peças próximas uma da outra se aproximam numa trajetória perpendicular. Esta aproximação acontece devido as peças não estarem rigidamente fixas e/ou serem peças fabricadas com controle de tolerância dimensional inadequado e/ou estiverem submetidas a forças dinâmicas que cause uma vibração excessiva. Em um sistema de direção, as peças que podem entrar em contato são o pinhão e a cremalheira. A reação nas rodas quando o veículo passa por pisos irregulares é a força que induz o impacto. O *rattle* mecânico também pode ser definido como o conjunto de forças resultantes das irregularidades do terreno e do acionamento do volante de direção atuando diretamente no mecanismo, ocasionando impactos isolados ou seriados que produzem o ruído mecânico. Este tipo de ruído pode ocorrer indistintamente a altas e baixas velocidades sendo, porém mais facilmente perceptível a velocidades menores.

O *rattle* hidráulico é um ruído de martelamento hidráulico sendo gerado durante certas condições, em que excitações são introduzidas no sistema provenientes da irregularidade do piso e das manobras da direção, enquanto o sistema hidráulico está em operação. Estas cargas ocasionam pulsos hidráulicos na linha de retorno que ao atingirem determinados valores de frequência, causam uma retroalimentação do sistema, essencialmente durante o esterçamento do volante de direção, que resulta na produção do ruído.

Gerges (2005) também afirma que tanto o *rattle* mecânico quanto o hidráulico, devido a sua natureza impulsiva, quando analisados no domínio frequência, se mostram como ruídos de banda larga onde as maiores pressões sonoras se concentram nas baixas frequências. Por este motivo, se torna inviável a adoção deste critério para a avaliação deste tipo de ruído no mecanismo, pois o mesmo pode se confundir com outras fontes de ruído com o mesmo padrão de comportamento.

Um método para se isolar o Rattle Hidráulico do Rattle Mecânico foi sugerido por Long (1999). Em seu artigo ele mostra que o Rattle Hidráulico é o resultado de uma série de pulsos no interior da tubulação de óleo do sistema de direção originados pela rápida elevação e conseqüente queda da pressão hidráulica dentro dos mesmos que se dá em resposta as solicitações que vem da pista de rodagem e chegam ao sistema de direção quando o veículo está se movimentando e realizando uma manobra. Como as solicitações do piso, que são da ordem de 10 Hz, tentam mover a direção e conseqüentemente comprimir o óleo no interior do cilindro, a pressão sobre abruptamente em função do óleo hidráulico não ser compressível. Para se retirar este efeito do sistema e poder-se avaliar se ainda existe um *Rattle* e ele é mecânico, Long propôs a inserção de um Tubo Amortecedor feito da mangueira de retorno (construída em borracha) com aproximadamente 250 mm de comprimento e conectado o mais próximo possível do corpo de válvula do mecanismo de direção. No momento da montagem deste tubo é necessário que se garanta que o mesmo ficará cheio de ar durante o seu funcionamento e, por este motivo, ele anulará os picos de pressão no interior da tubulação em função de o ar ser altamente compressível. Ele concluiu que com a adição de um Tubo Amortecedor a linha de retorno do sistema pode-se anular o *Rattle* Hidráulico e avaliar apenas o Mecânico nos mecanismos de direção isolando-se assim o problema que esta dissertação trata.

Cruz (2006) classifica um tipo específico de *Rattle* Mecânico, que segundo ele é uma designação de ruído genérica de NVH, como “*Knock Noise*”. Nesta categoria se encaixam os ruídos tipo *Rattle* de intensidade médio-alta que se assemelham a uma batida de porta ou de

metal contra metal. Abaixo estão descritos outros tipos de ruídos citados em uma norma de avaliação veicular de um fabricante de sistemas de direção.

2.9.2 “*Hiss Noise*” Estático

O chiado hidráulico é mais evidente em manobras de estacionamento com veículo parado. Entende-se por “*Hiss Noise*” um som de alta frequência, similar àquele verificado ao se fechar uma torneira vagarosamente. Este tipo de ruído é inerente às válvulas de direção e resulta da passagem do fluido hidráulico pelas bordas dos orifícios da válvula a alta velocidade. Não existe relação entre a presença do ruído e a performance do mecanismo. O “*Hiss Noise*” pode ser esperado quando o mecanismo é levado a fim de curso ou quando lentamente acionado com o veículo parado.

2.9.3 “*Hiss Noise*” Dinâmico

É verificado com o veículo em movimento, realizando manobra em círculo e em baixas e médias velocidades. É caracterizado por um ruído idêntico ao *Hiss Noise* porém intermitente, isto é, como uma pulsação.

2.9.4 “*Valve Squawk*”

O fenômeno conhecido por *Squawk* é produzido por uma vibração auto-induzida no sistema de direção como um todo, resultando em um ruído característico por possuir baixa frequência e tonalidade grave. Este ruído tende a se tornar intermitente à medida que o volante de direção é esterçado de um batente a outro e pode variar de uma duração muito curta a uma grande porção de giro do volante, não estando necessariamente presente nas duas direções de esterçamento. Em função de diversas características do veículo contribuir para a aparição deste fenômeno, um mecanismo que apresenta *Squawk* quando montado em um veículo não necessariamente o apresentará quando instalado em outro. A vibração resultante do *Squawk* é geralmente percebida em final de curso, em manobras de estacionamento. Um sistema é geralmente considerável aceitável quando o *Squawk* ocorre com a temperatura do sistema acima de 82° C.

2.9.5 “Shudder”

Identifica-se por *Shudder* o fenômeno constituído de uma vibração verificada ao se esterçar o volante de direção de batente a batente com o motor trabalhando a baixas rotações.

2.9.6 “Clunk”

Ruído mecânico induzido pela mudança do sentido de giro no volante de direção.

A título de ilustração, a seguir estão descritos da mesma forma que os ruídos supracitados para caixas de direção, ruídos em sistemas de direção provenientes de bombas hidráulicas.

2.9.7 “Moan” Dinâmico

É um ruído grave, de baixa intensidade (volume), resultante de condições de alta pressão no sistema e emitida durante manobras de estacionamento ou a baixas velocidades. Normalmente, este tipo de ruído não deverá ser alto o suficiente para se tornar perceptível. Situações anormais, tais como baixo nível de óleo causando aeração no sistema ou mangueiras tocando a carroceria do veículo poderão criar um nível de ruído que venha a gerar reclamações.

2.9.8 “Moan” Estático

Idem ao *Moan* Dinâmico, porém sem aplicação de carga no volante e no acelerador do veículo isto é, em rotação de marcha lenta (*Idle*).

2.9.9 “Whine” Dinâmico

É um ruído de alta intensidade e volume que ocorre quando se aplica carga ao volante, em rotações do motor acima da marcha lenta e em condições de alta pressão no sistema. Caracteriza-se por apresentar maior intensidade e ser mais agudo que o *Moan*.

2.9.10 “Whine” Estático

Idem ao *Whine* Dinâmico, porém sem aplicação de carga no volante.

2.10 Metodologia para desenvolvimento de projetos

Lohmann (2008) cita que, segundo Pahl e Beitz (1996), as principais etapas de um desenvolvimento de projeto são:

- O esclarecimento da tarefa: que é basicamente a coleta de informações sobre os requisitos e restrições a serem projetados. Neste trabalho esta etapa será mostrada na descrição da motivação do trabalho e também na introdução.

- Projeto conceitual: objetiva a geração, avaliação, seleção e detalhamento do conceito a ser utilizado. Esta etapa será abordada no capítulo referente aos experimentos realizados.

- Projeto executivo: é orientado a fabricação e montagem através da especificação de tolerâncias geométricas e dimensionais e procedimentos de fabricação e montagem. Será feito um breve comentário com algumas imagens e desenhos da máquina construída no Capítulo 6.

- Projeto otimizado e detalhado: alterações do projeto para se corrigir os problemas detectados na fabricação, montagem e testes de performance do protótipo. Este trabalho se concentrará nesta última fase, mostrando os testes para se avaliar a performance do protótipo construído e nas melhorias necessárias para que o mesmo atinja os requisitos propostos.

A Fig. 2.9 mostra de uma forma simplificada as etapas associadas ao desenvolvimento de um projeto segundo Pahl e Beitz (1996).

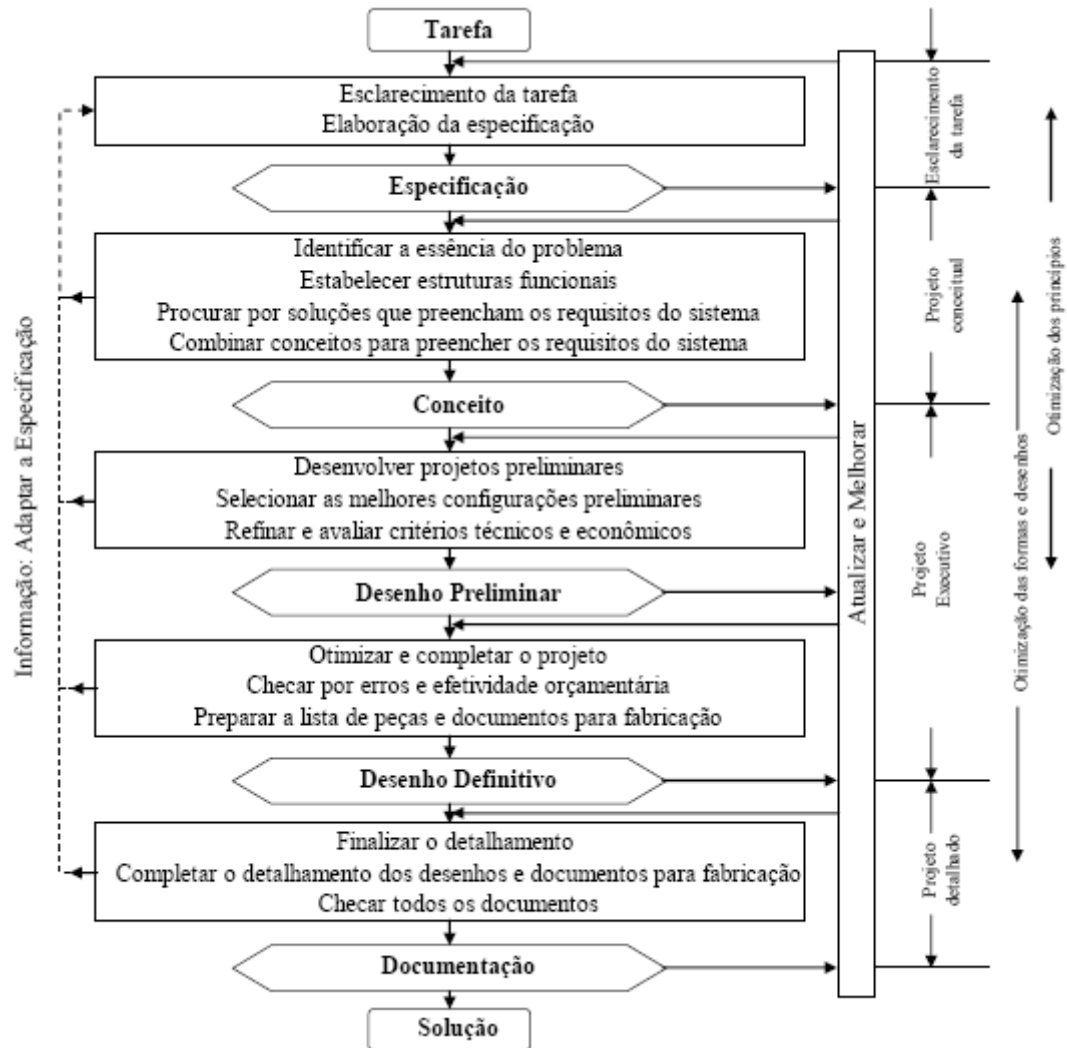


Figura 2.9 – Etapas do desenvolvimento de um projeto. Fonte: Pahl e Beitz (1996)

3. SISTEMAS DE DIREÇÃO

O sistema de direção tem como principal função dar dirigibilidade ao veículo, ou seja, fazer com que o veículo siga a direção determinada pelo seu condutor, desde que observadas as suas limitações. Além disso, este sistema tem grande contribuição nas questões de estabilidade, sensibilidade, conforto ao dirigir, segurança, e muitas outras que compõem as características de um veículo automotor e podem ou não serem percebidas pelo usuário final.

O sistema transforma os movimentos do volante realizados pelo condutor em esterçamento efetivo nas rodas do veículo independentemente das condições adversas existentes na pista de rodagem, que a todo momento geram solicitações em diferentes planos e com diferentes intensidades, mas que não podem ser transmitidas ao volante, por isso, também é função deste sistema o isolamento das perturbações oriundas da pista sem que isto anule a sensibilidade do condutor.

Ainda, o sistema deve ser capaz de realizar manobras de estacionamento ou manobras em baixas velocidades com um baixo esforço ao volante e quando em velocidades médias ou altas manter um esforço suficiente para garantir a sensibilidade e estabilidade do veículo.

O sistema de direção é considerado “peça de segurança” dentre os componentes que compõem um automóvel. Em razão disto, um sistema diferenciado de controle do processo de fabricação faz-se necessário a fim de se evitar que a peça falhe e venha a por em risco a vida dos ocupantes do veículo.



Figura 3.1 – Mecanismo de Direção. Fonte: Manual Delphi

Este sistema inventado por Benz em 1900 e a partir de então difundido e utilizado por praticamente todos os fabricantes automotivos, sofre com algumas anomalias oriundas do conceito ou do processo de fabricação, tais como ruídos, esforços demasiados ou vibrações que não deveriam, mas acabam sendo percebidas pelo usuário final.

No início, este era um sistema mecânico de acionamento manual e não era dotado de grandes aparatos tecnológicos para tornar o ato de dirigir confortável. Com o tempo, o sistema foi evoluindo e agregando a ele novas tecnologias que caminhavam na direção do conforto e da segurança, e assim nasceu a direção hidráulica, um sistema que auxilia o motorista quando o esforço ao volante é requerido e ainda impede que solicitações bruscas oriundas da pista cheguem ao volante. Depois do hidráulico, vieram os sistemas eletro-hidráulicos, no intuito de reduzir o consumo de combustível provocado pelo anterior e por fim os sistemas elétricos, considerados mais limpos por não utilizar nenhum tipo de óleo, portanto ecologicamente corretos e mais inteligentes, com baixo consumo de combustível e com curvas de resposta ajustáveis ao desejo do condutor.

3.1 Tipos de Sistema de Direção

Segundo o *Engineering Training Book* (1995) da Delphi, existem basicamente dois tipos de sistemas de direção: a Caixa Integral e a Caixa tipo Pinhão e Cremalheira.

Ambos podem ser manuais ou ter alguma forma de assistência, que pode ser hidráulica, eletro-hidráulica ou elétrica. Essa assistência visa reduzir o esforço do motorista ao acionar o mecanismo de direção.

3.1.1 Sistema de Caixa Integral

Dentro de um dos maiores fabricantes de veículos automotores do mundo, a General Motors, todos os veículos fabricados antes de 1980 eram equipados com Sistema de Caixa Integral, mostrado na Fig. 3.2. Muitos veículos com direção no eixo traseiro e a maioria dos caminhões ainda utilizam este conceito. Nestes sistemas, todo o conjunto do sistema de direção, incluindo as válvulas, fica localizado em uma mesma unidade.



Figura 3.2 – Caixa Integral

Neste sistema, o eixo de entrada de movimento, que é composto por uma válvula hidráulica e um sem-fim, se conecta a cremalheira através de esferas recirculantes e esta cremalheira está conectada ao eixo setor. Quando o eixo de entrada é acionado, este movimento de torque de acionamento é amplificado pelo sistema de reduções dos engrenamentos de esferas recirculantes. Uma parcela adicional de torque é gerada pelo aumento da pressão hidráulica construída pela válvula na área do pistão e que se transforma em torque no eixo setor através da multiplicação desta pressão pelo primitivo da cremalheira. O eixo setor se conecta ao braço Pitman que leva o movimento até as rodas através das barras laterais e ponteiras.

3.1.2 Sistema Caixa tipo Pinhão e Cremalheira

A General Motors introduziu este conceito a partir de 1980 em carros com direção no eixo dianteiro. Algumas das vantagens deste sistema são:

- É um sistema mais leve que economiza combustível
- Espaço mais otimizado permitido acomodação em designs mais apertados
- Flexibilidade para receber uma larga gama de especificações veiculares
- Melhor resposta ao acionamento, melhor sensibilidade e dirigibilidade.

3.1.2.1 Sistema Caixa tipo Pinhão e Cremalheira Manual

Este é o sistema de direção mais simples, composto por um mecanismo único, onde o pinhão e a cremalheira são os principais componentes. Como mostrado na Fig. 3.3 o pinhão (*Pinion*) e a cremalheira (*Rack*) são os dois componentes que convertem a rotação do volante em um movimento lateral de acionamento das rodas. O eixo que traz o movimento do volante é acoplado ao pinhão no sistema de direção. O pinhão, entretanto, gira junto com o volante e os dentes pinhão, engrenados com os dentes da cremalheira, fazem a mesma se deslocar axialmente de um lado para o outro. Este movimento axial da cremalheira empurra e puxa as barras laterais e conseqüentemente as ponteiras que estão conectadas as rodas do veículo alterando assim a sua direção.

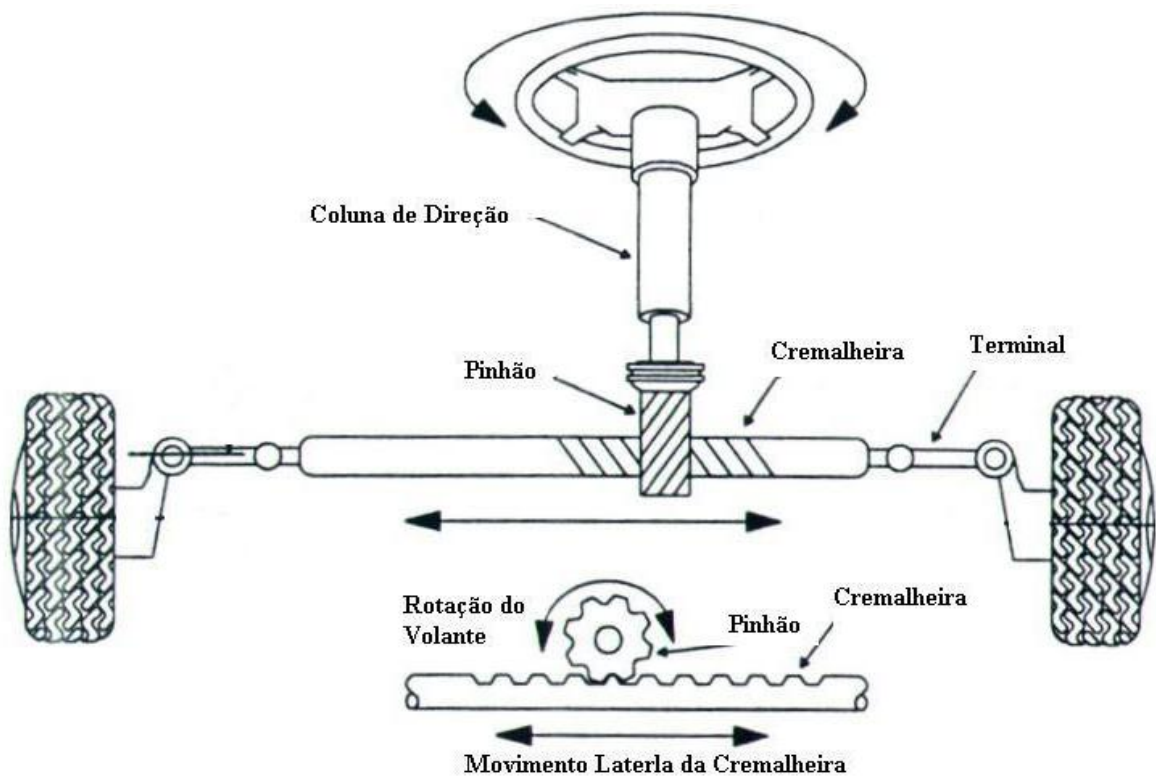


Figura 3.3 – Diagrama funcional de um mecanismo de direção. Fonte: Manual Delphi

O pinhão é tem um mancal na parte inferior da carcaça (*Housing*) chamado rolamento inferior (*Lower Bearing*) que é prensado na mesma. Normalmente os sistemas de direção manual utilizam uma carcaça composta por uma peça única em alumínio. O pinhão também é construído como uma peça única em aço e o mancal na sua parte superior é um rolamento (*Upper Bearing*) que é mantido na posição por um anel elástico (*Retaining Ring*) expandido em um rasgo existente na carcaça. Sobre o rolamento e entre a carcaça e o pinhão existe um

anel de retenção de borracha (*Seal*) que sela e isola todo o sistema de qualquer contaminação externa como mostra a Fig. 3.4.

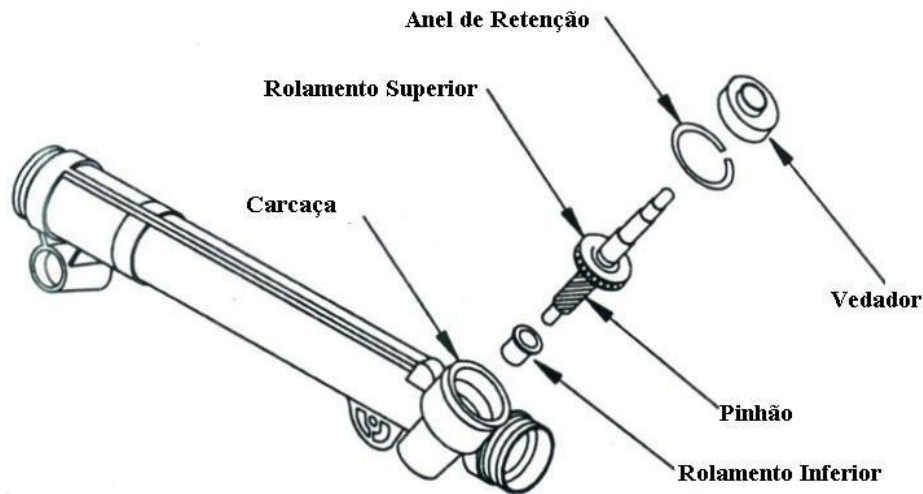


Figura 3.4 – Montagem do pinhão. Fonte: Manual Delphi

A cremalheira, mostrada na Fig. 3.5, é uma longa barra cilíndrica que tem dentes que se conectam com os dentes do pinhão formando o engrenamento da caixa. Este engrenamento faz com que quando o pinhão for rotacionado, um movimento lateral seja produzido na cremalheira. As juntas rotativas das barras laterais são protegidas de contaminações externas pelos guarda-pós de borracha.

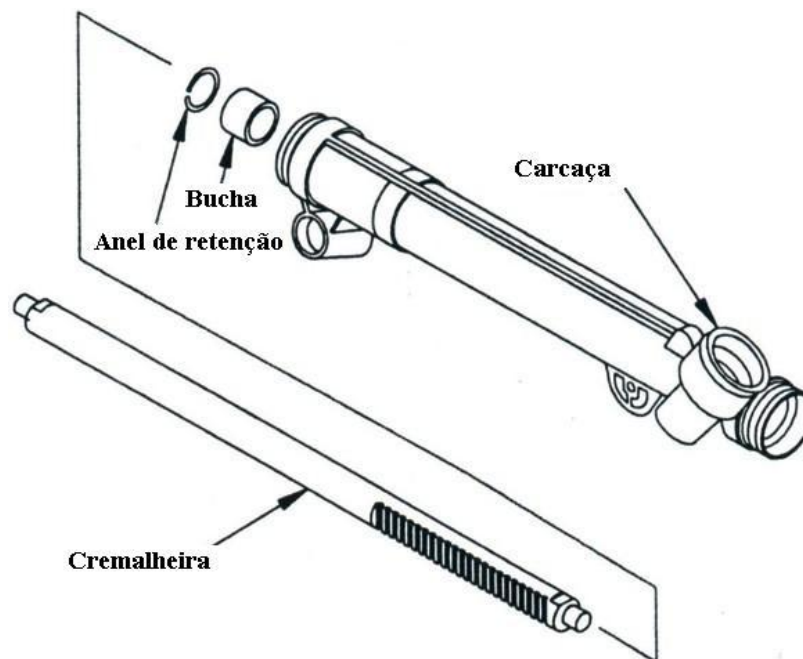


Figura 3.5 – Montagem da cremalheira. Fonte: Manual Delphi

Dentro da carcaça a bucha da cremalheira (*Bushing*) é presa por um anel elástico (*Retaining Ring*) e é por ela que a parte cilíndrica da cremalheira desliza e exerce a função de mancal deste lado da cremalheira. Do outro lado, o mancal (*Bearing*), mostrado na Fig. 3.6, entra dentro da carcaça e apoia a cremalheira mantendo a mesma engrenada e em contato com o pinhão. Uma mola (*Spring*) é posicionada entre o mancal e bujão de ajuste (*Adjuster Plug*), que é aparafusado na carcaça e travado por uma contra-porca (*Lock Nut*). Estes componentes mancal, mola, bujão de ajuste e contra-porca compõem o sistema de ajuste.

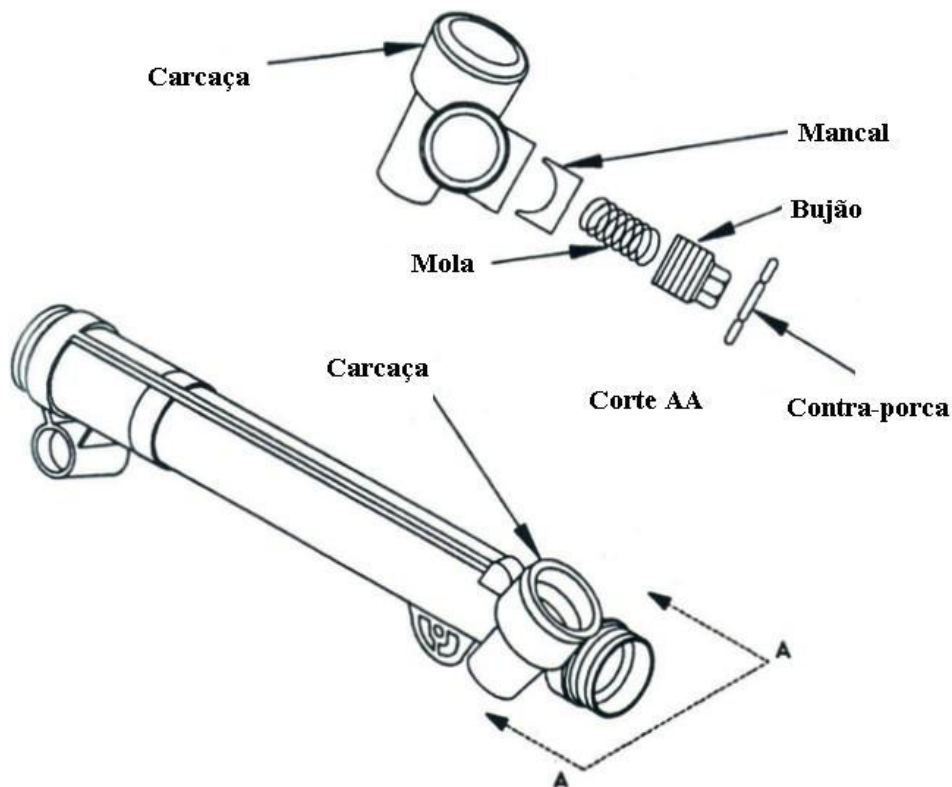


Figura 3.6 – Montagem do sistema de ajuste. Fonte: Manual Delphi

As barras laterais (*Inner Tie Rod*) são aparafusadas e travadas de uma forma segura a cremalheira. Os guarda-pós (*Boot Seal*) são presos a carcaça através de abraçadeiras metálicas (*Clamp*) e do outro lado, presos as barras laterais por meio de presilhas elásticas. Por fim, as ponteiros de direção (*Outer Tie Rod*) são parafusadas as barras laterais e presas por meio de uma porca de fixação (*Lock Nut*), como mostra a Fig. 3.7.

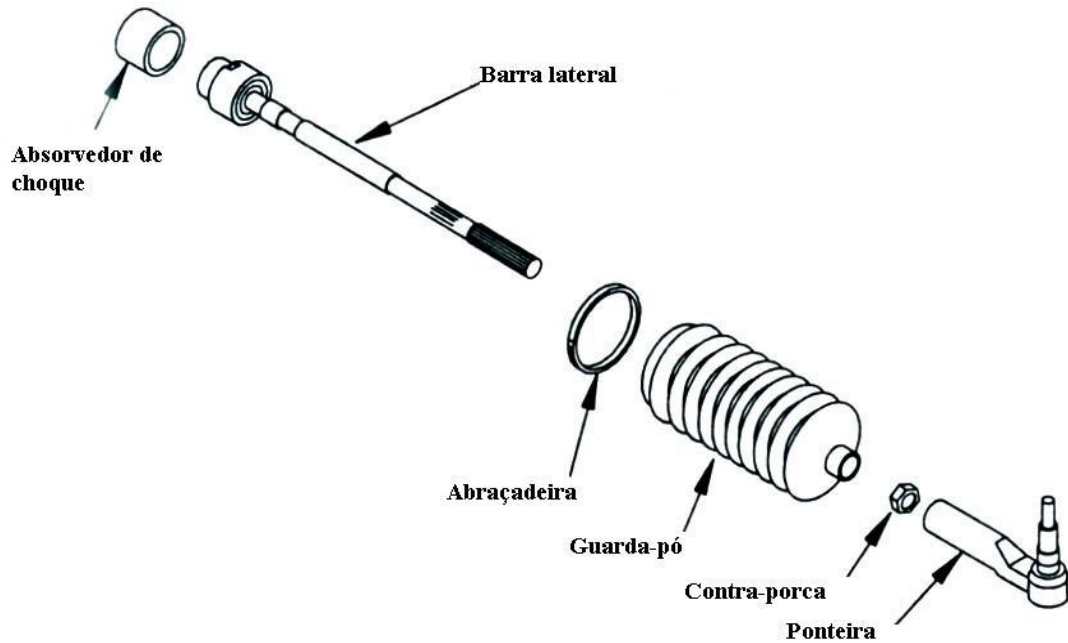


Figura 3.7 – Montagem da vestimenta. Fonte: Manual Delphi

Por fim, a Fig. 3.8 mostra todos os componentes do mecanismo de direção manual em uma única vista explodida, suprimindo apenas o sistema de ajuste que será mostrado em detalhes mais adiante neste trabalho.

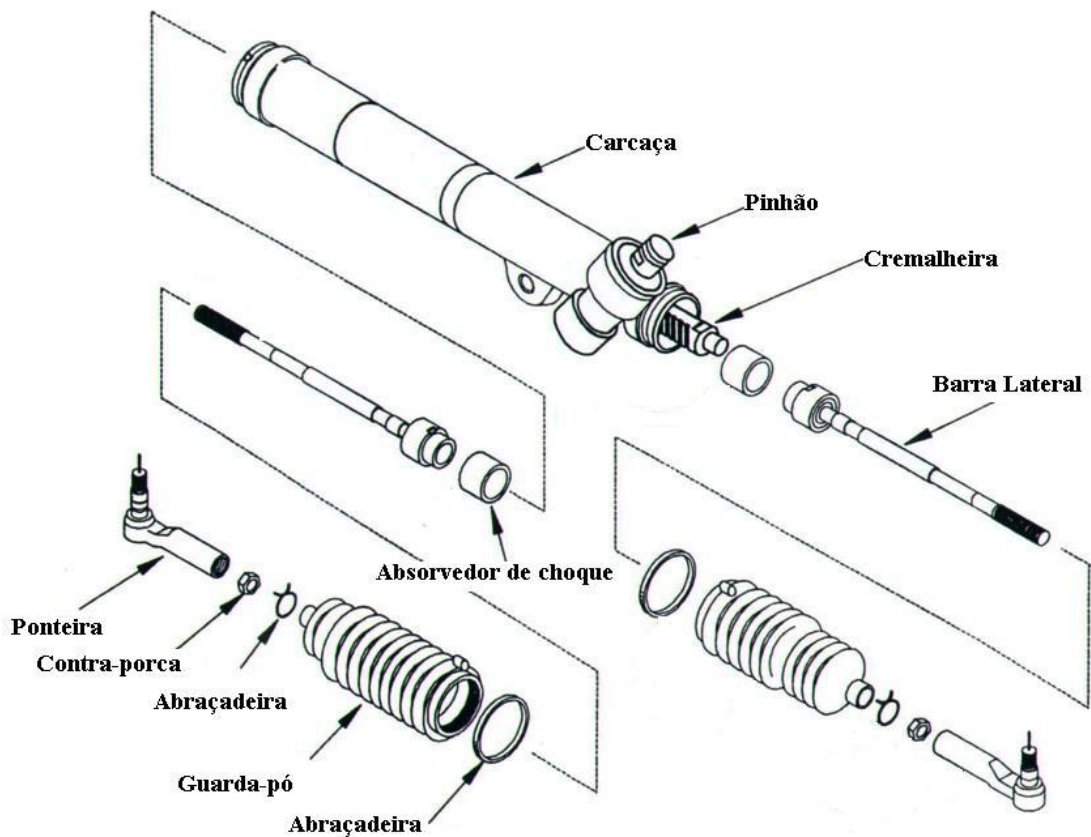


Figura 3.8 – Vista explodida. Fonte: Manual Delphi

3.1.2.2 Sistema Caixa tipo Pinhão e Cremalheira Hidráulica

Dependendo do peso no eixo dianteiro, do tamanho do carro e alguns outros fatores como tipo de pneu (diâmetro, largura, espessura), pressão do pneu, raio de convergência e tipo de pavimento, o motorista tem que exercer um determinado esforço para girar o volante. Se o carro for equipado com um sistema de direção com assistência hidráulica o motorista não precisa exercer tanta força para girar o volante. Um sistema de direção com assistência hidráulica é basicamente o mesmo sistema tipo pinhão e cremalheira manual com a adição dos componentes de assistência hidráulica, tanto que, se algum dos componentes de assistência falhar, como se a correia da bomba arrebentar ou o próprio motor parar, o motorista continua sendo capaz de manobrar o veículo.

Basicamente, assistência hidráulica é obtida ao adicionar-se um pistão (ou êmbolo) à cremalheira e vedá-la dentro da carcaça do sistema. Isto acaba criando um cilindro hidráulico. Quando o óleo pressurizado é enviado pela bomba e é direcionado pela válvula para um dos lados do cilindro hidráulico, acaba criando uma força que empurra a cremalheira para aquele lado. Quando o óleo é direcionado pela válvula para o outro lado do cilindro, a cremalheira é empurrada no sentido oposto. Um esquema bem simplificado deste funcionamento é mostrado na Fig. 3.9.

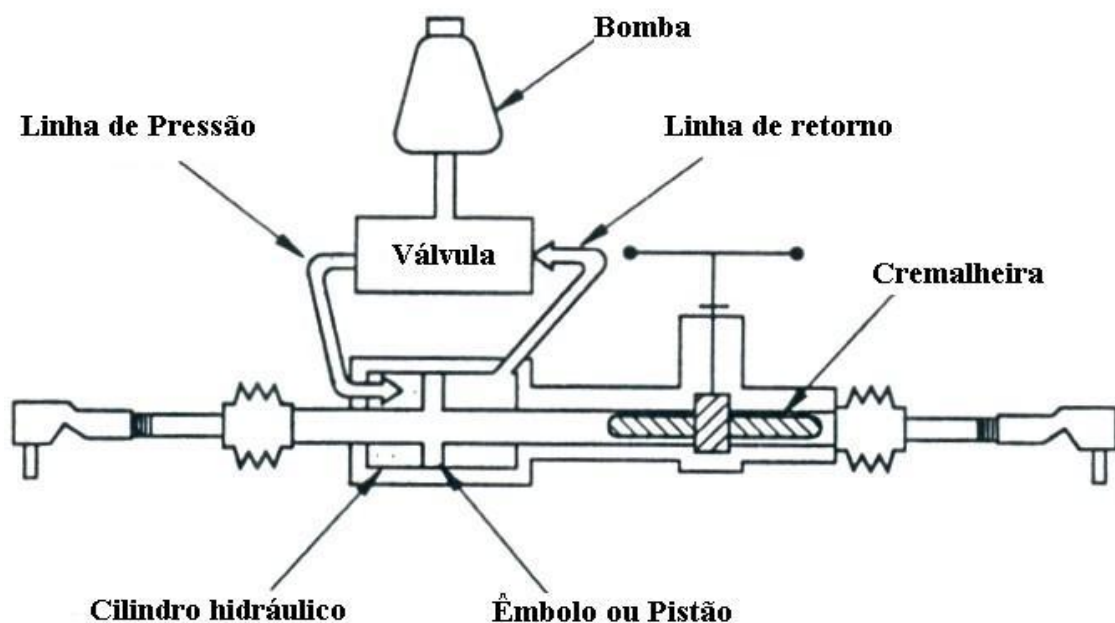


Figura 3.9 – Esquemático do sistema hidráulico. Fonte: Manual Delphi

Para que o sistema funcione como uma direção hidráulica, o cilindro hidráulico é criado junto a carcaça do mecanismo, como mostra a Fig. 3.10.

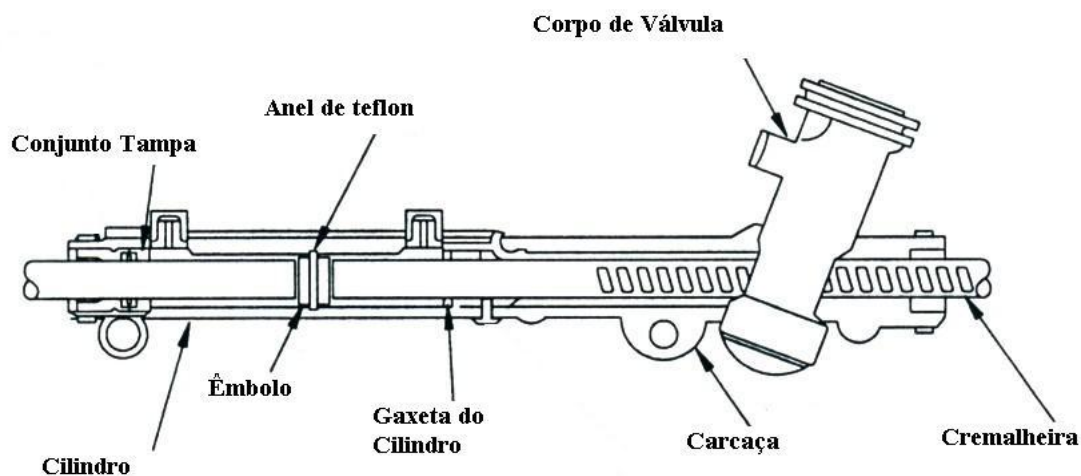


Figura 3.10 – Cilindro hidráulico acoplado ao mecanismo de direção. Fonte: Manual Delphi

A carcaça é composta por três partes, a primeira delas é um tubo cilíndrico chamado simplesmente de cilindro (*Cylinder Tube*), que em conjunto com o êmbolo da cremalheira ou também chamado de pistão (*Piston*) forma um cilindro hidráulico. Este tubo cilíndrico é prensado na carcaça da cremalheira e preso através de parafusos ou da injeção de nylon em um canal entre as duas peças para impedir o seu desprendimento. O tubo cilíndrico é construído em aço carbono.

O corpo de válvula (*Valve Housing*, ou também chamado de *Top Hat*) é prensado no topo da carcaça da cremalheira e preso a mesma pelo mesmo processo de injeção de nylon. O corpo de válvula é normalmente construído em ferro fundido e a carcaça da cremalheira em alumínio injetado.

O êmbolo (*Piston*) é montado na cremalheira e desliza para frente e para trás dentro do cilindro. Um anel de teflon (*Teflon Ring*) é montado entre o êmbolo e o cilindro para vedar a passagem de óleo, isolando assim as duas câmaras do cilindro. Um retentor (*Inner Rack Seal*), chamado de gaxeta da cremalheira, é prensado no final do cilindro, junto à carcaça, para vedar este lado do cilindro com a cremalheira.

A tampa guia (*Bulkhead*) é montada na extremidade do cilindro oposta à carcaça e tem uma gaxeta interna para fazer a sua vedação com a cremalheira e um anel *O'ring* externo para

fazer a sua vedação com o cilindro. Além disso, a tampa guia tem a função de apoiar a cremalheira através de uma bucha prensada no seu interior logo após a gaxeta. A tampa fica presa ao cilindro através de um anel de retenção que é montado em um rasgo usinado no cilindro. A Fig. 3.11 mostra os componentes citados acima.

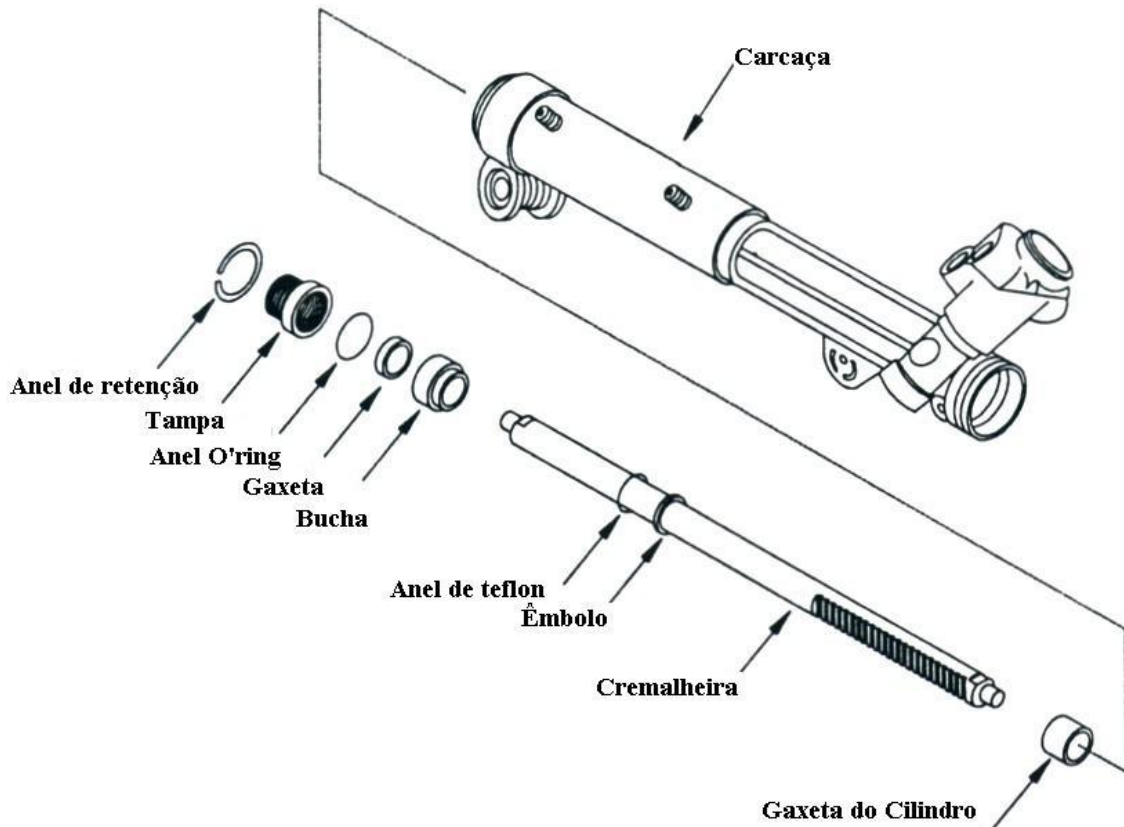


Figura 3.11 – Montagem da cremalheira e cilindro hidráulico. Fonte: Manual Delphi

Do outro lado, a cremalheira é apoiada pelo pinhão e pelo sistema de ajuste que tem um funcionamento idêntico ao do sistema manual. Existe uma mola (*Spring*) localizada entre o mancal (*Rack Bearing*) e o bujão de ajuste (*Adjuster Plug*) que é aparafusado na carcaça da cremalheira e posteriormente travado pela contra-porca (*Lock Nut*).

Os tubos de ligação (*Cylinder Tubes*) fazem a conexão do óleo do corpo de válvula (*Valve Housing*) com o cilindro e são aparafusados nos respectivos componentes em conexões apropriadas, como mostra a Fig 3.12.

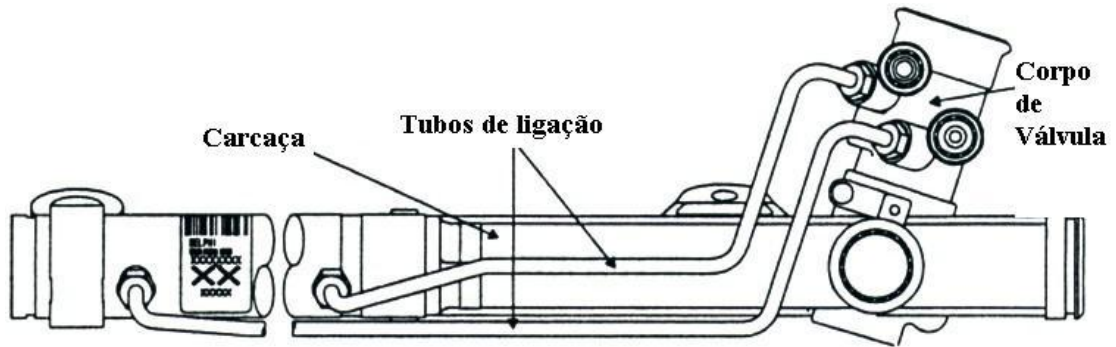


Figura 3.12 – Montagem dos tubos de ligação. Fonte: Manual Delphi

As barras laterais e as ponteiras de direção são montadas exatamente da mesma forma que no sistema manual. Existe apenas um componente que não faz parte do sistema manual, o tubo de passagem de ar (*Breather Tube*). Este tubo, mostrado na Fig. 3.13, faz com que o ar flua de um lado para o outro quando os guarda-pós (*Boot*) se comprimem ou se expandem conforme o movimento de esterçamento do sistema de um lado para o outro. Este componente não é necessário no sistema manual porque o ar pode fluir de um lado para o outro pelo meio da carcaça.

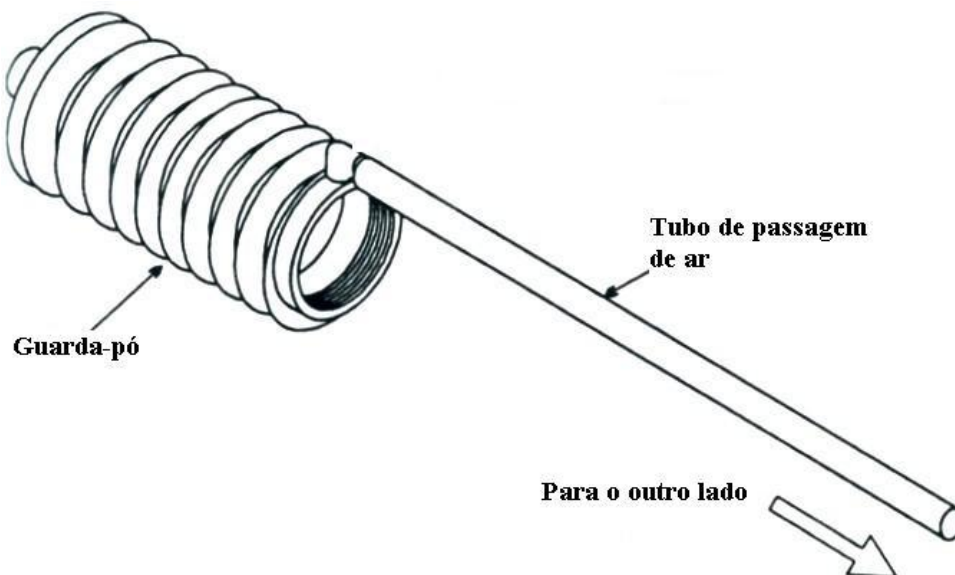


Figura 3.13 – Guarda-pó e tubo de passagem de ar. Fonte: Manual Delphi

A Fig. 3.14 mostra os componentes para a montagem inferior do Conjunto Válvula. O rolamento inferior do pinhão (*Lower Pinion Thrust Bearing*) é prensado no fundo da carcaça da cremalheira e é preso por um anel de retenção montado num rasgo feito no interior da carcaça. A bucha do pinhão (*Upper Pinion Bushing*) e a gaxeta do pinhão (*lip seal*) também

são montadas na carcaça e o pinhão fica posicionado entre o rolamento inferior e a bucha. A porca auto-travante mantém o pinhão unido ao rolamento inferior e conseqüentemente a carcaça. O tampão (*Dust Cover*), que é uma capa protetora metálica, é montado sobre os componentes inferiores de apoio do conjunto e fecha a parte de baixo da carcaça protegendo os mesmos.

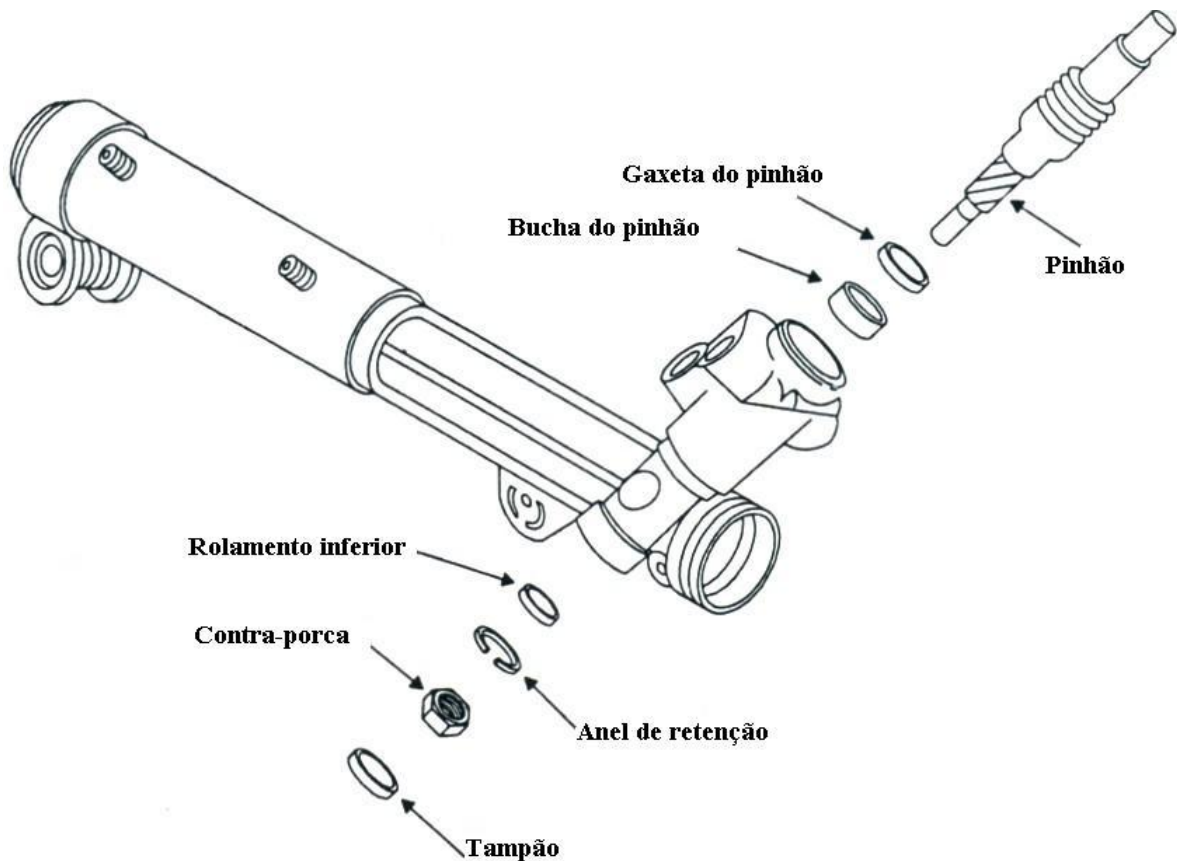


Figura 3.14 – Montagem e apoio do pinhão. Fonte: Manual Delphi

A parte superior do Conjunto Válvula, mostrada na Fig. 3.15, possui um anel de retenção preso ao eixo de entrada (*Spool Shaft*), sobre ele é montado o rolamento da válvula (*Bearing*) que é prensado dentro de uma bucha (*Annulus*). Sobre eles são montados na carcaça a gaxeta da válvula (*Rubber Primary Lip*) e o anel raspador (*Dust Seal*) para fazer a vedação do eixo de entrada com a carcaça. Um anel de retenção trava as duas vedações.

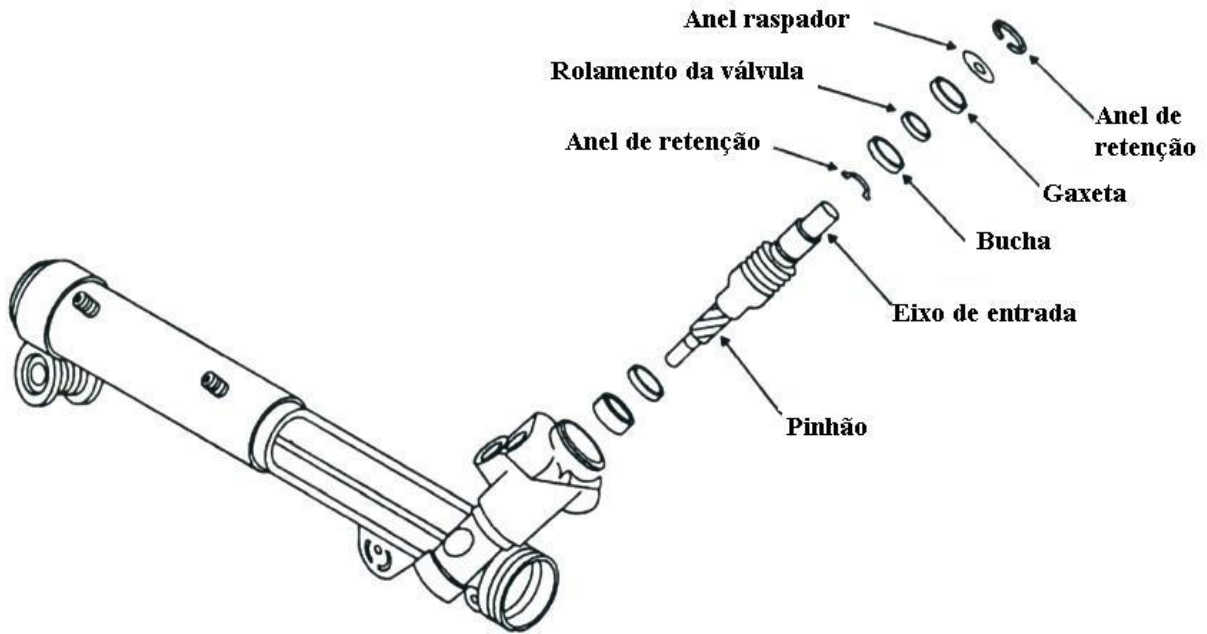


Figura 3.15 – Montagem da válvula. Fonte: Manual Delphi

3.2 Assistência Hidráulica

A Fig. 3.16 mostra um sistema hidráulico genérico no qual uma bomba hidráulica utiliza um rotor de palhetas para gerar um fluido hidráulico pressurizado. A bomba então empurra este fluido através de uma mangueira hidráulica até o corpo de válvula da direção. A válvula dentro do corpo de válvula direciona este fluido para o sistema onde a força hidráulica é convertida em movimento mecânico.

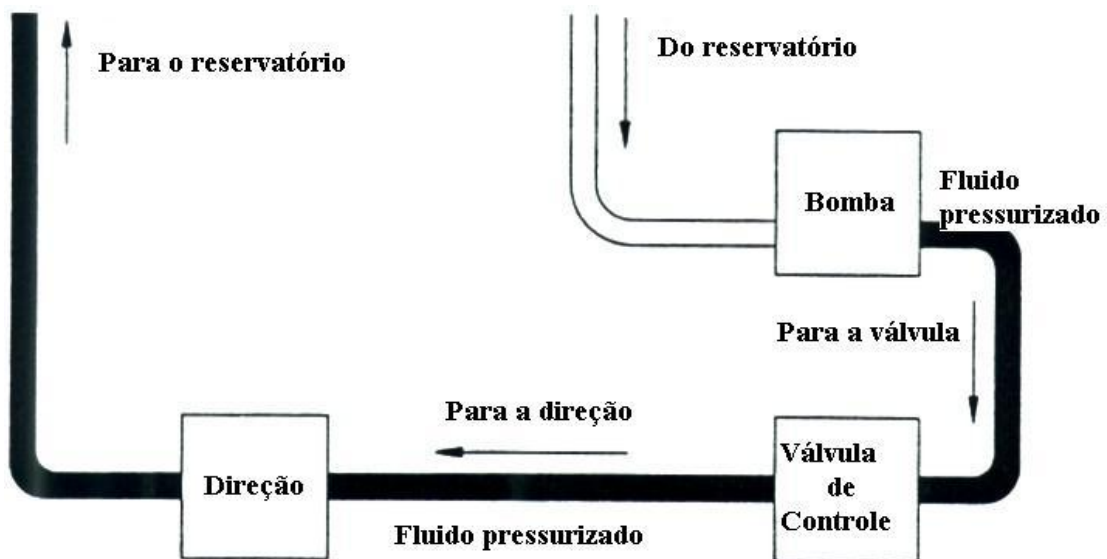


Figura 3.16 – Sistema hidráulico genérico. Fonte: Manual Delphi

Em um sistema de direção hidráulica, a bomba faz com que o óleo pressurizado flua através da mangueira de pressão até o corpo de válvula do sistema de direção. O conjunto válvula regula a vazão e pressão de óleo que entrará em cada uma das câmaras do cilindro, através de um dos tubos de ligação, de acordo com a assistência requerida para girar o volante para a esquerda ou para a direita. O fluido que sai do lado não pressurizado do cilindro flui pelo outro tubo de ligação, passa pelo retorno da válvula e volta através da mangueira de retorno para o reservatório como mostra a Fig. 3.17.

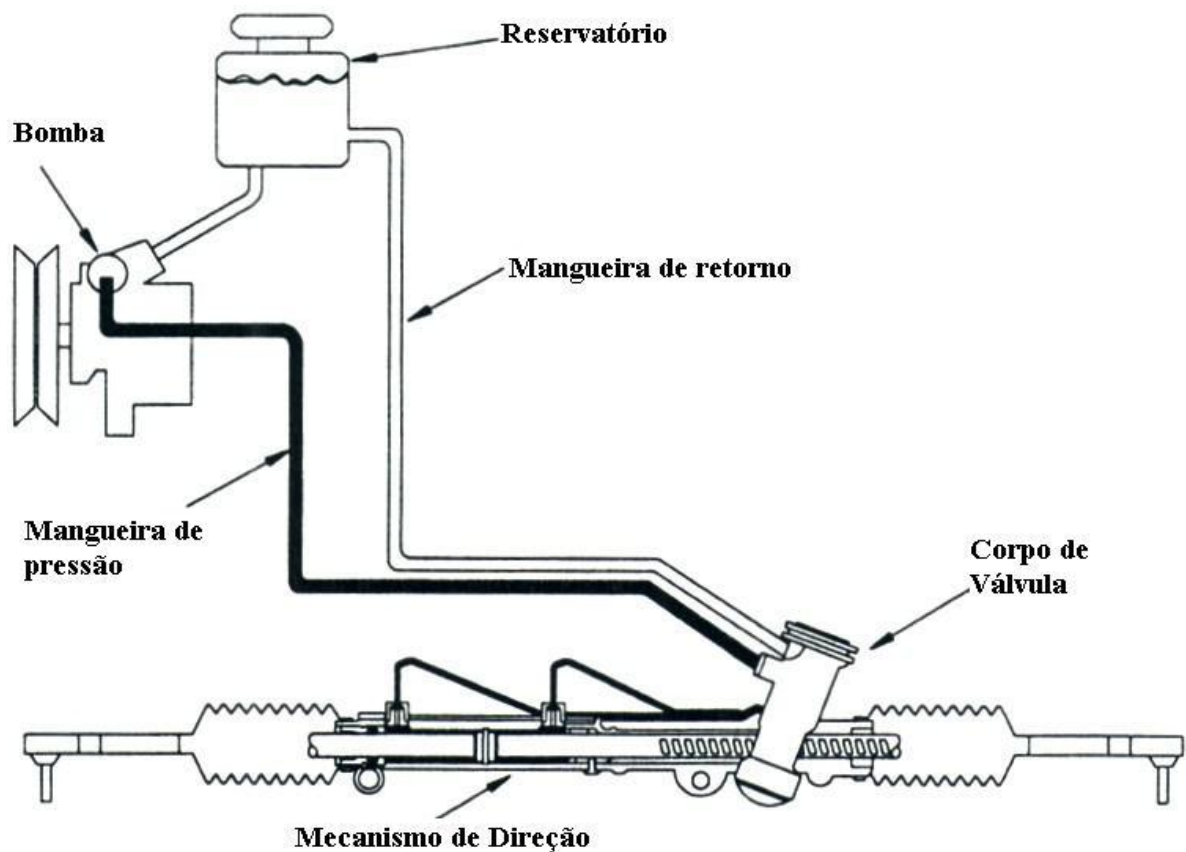


Figura 3.17 – Diagrama esquemático do sistema hidráulico. Fonte: Manual Delphi

Quando a assistência não é requerida, o fluido flui por todo o sistema livremente, pois a válvula se comporta como uma válvula de centro aberto que une a linha de pressão à linha de retorno e faz com que só seja adicionada carga a bomba quando a assistência é requerida, caso contrário, só são contabilizadas as perdas para fazer fluido circular pelo sistema.

3.2.1 A Válvula Hidráulica

A parte superior do pinhão está amarrada ao Conjunto Válvula (*Valve Assembly*). O carretel da válvula (*Sleeve*) gira dentro do corpo de válvula (*Valve Body*) da direção. Existem rasgos anulares no diâmetro externo do carretel que se conectam com os furos de passagem de óleo do corpo de válvula, estes furos fornecem o óleo oriundo da bomba e direcionam o mesmo para cada uma das saídas do corpo de válvula. A Fig. 3.18 mostra o Conjunto Válvula sem excitação, ou seja, na posição central ou neutra. Esta é a posição quando o veículo está andando em linha reta.

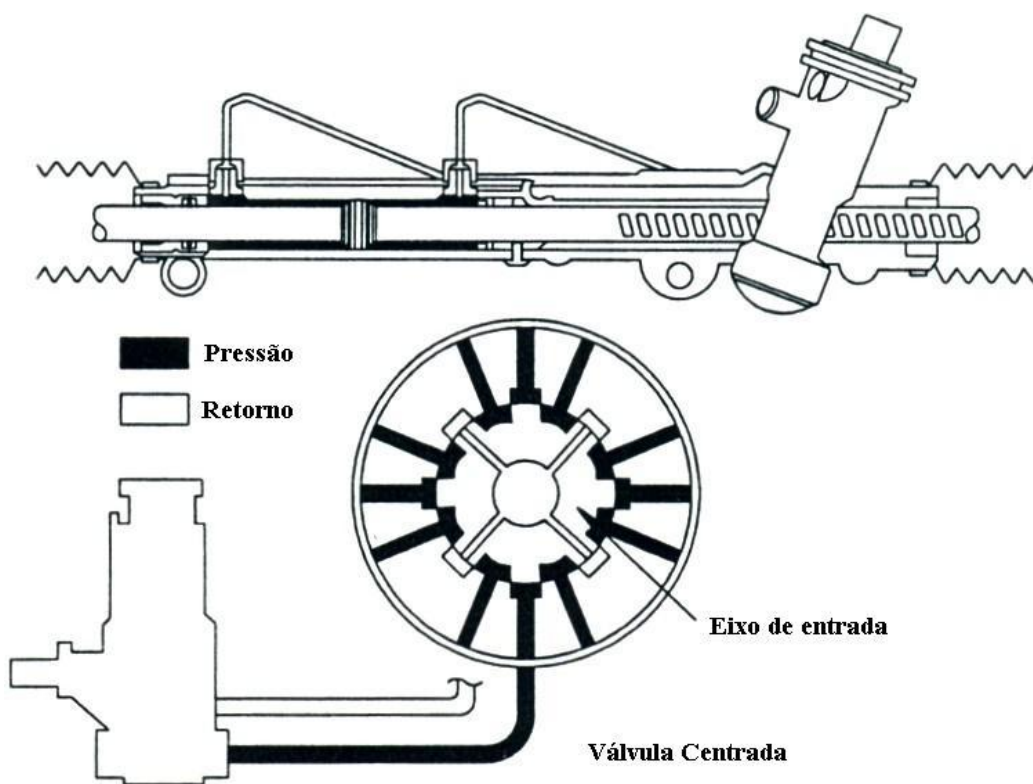


Figura 3.18 – Funcionamento da válvula sem excitação. Fonte: Manual Delphi

A quantidade de assistência hidráulica provida no sistema está diretamente relacionada e controlada pelo motorista. Isto acontece porque ao mesmo tempo em que ele controla o sentido de giro do volante, ele sem perceber, controla também a quantidade de assistência. Quando o motorista gira o volante, a válvula começa a atuar devido a defasagem angular gerada entre o eixo de entrada e o carretel, e o óleo pressurizado é enviado para o lado do cilindro que atuará no sentido do movimento desejado. Na medida em que o volante e conseqüentemente o eixo de entrada da válvula continuam girando a pressão do óleo aumenta

e a força hidráulica atuando sobre o êmbolo da cremalheira dentro do cilindro também aumenta o suficiente para superar a resistência dos pneus ao giro do volante. Quando isto acontece, o êmbolo da cremalheira, a cremalheira, as barras, as ponteiras e as rodas e pneus começam a se mover. Quando o motorista larga a direção, a barra de torção (*Torsion Bar*) faz com que o eixo de entrada volte para a posição central dentro do carretel e a pressão volte a ser a mesma em ambos os lados do cilindro cessando assim a assistência. Se o carro está se movendo, as forças de alinhamento e geometria das rodas ajudam o sistema a assumir a posição de linha reta. A Fig. 3.19 mostra a válvula atuando nos dois sentidos do sistema.

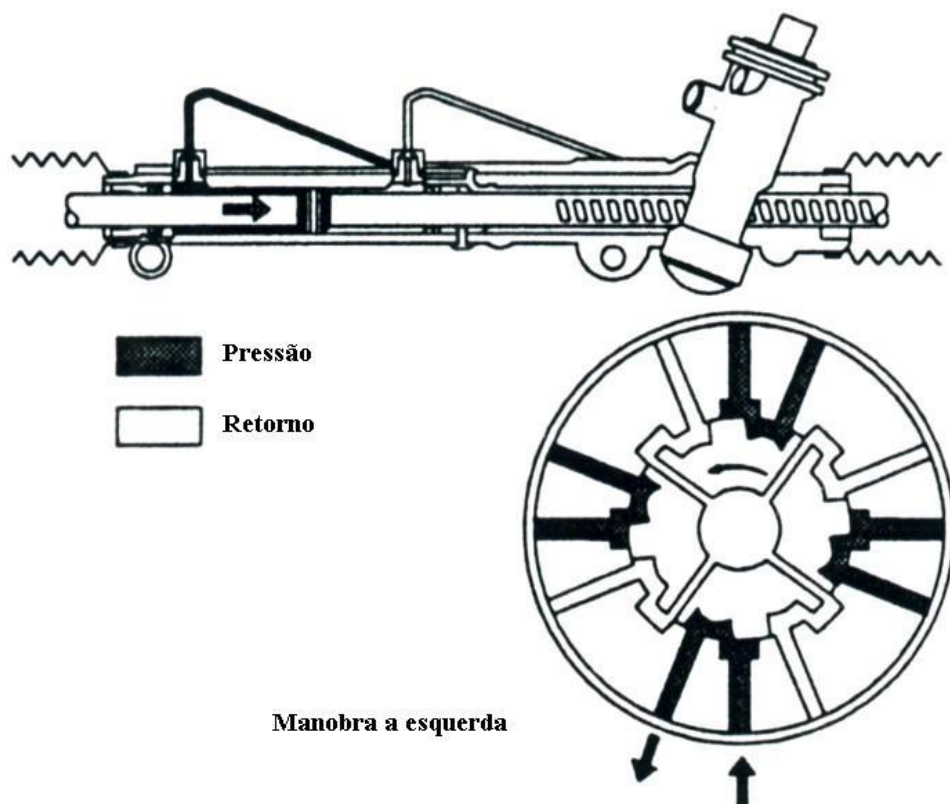


Figura 3.19 – Funcionamento da válvula excitada. Fonte: Manual Delphi

3.3 Sistema de Ajuste

O sistema de ajuste tem a função de apoiar a cremalheira e mantê-la em contato com o pinhão durante todo o tempo em que o mecanismo estiver em operação. A folga existente entre o bujão de ajuste e o mancal permite que o apoio da cremalheira flutue compensado pela mola que trabalha no sentido oposto ao pinhão. Esta flutuação é necessária e imprescindível para que as variações dimensionais oriundas do processo de fabricação dos componentes

(pinhão, cremalheira e carcaça) sejam absorvidas e o sistema trabalhe sem variações bruscas no torque de acionamento ou prejuízo na sua retornabilidade. Sem esta folga, o sistema tenderia a ter torques de acionamento muito altos ou até ficaria bloqueado em determinados pontos do curso de deslocamento da cremalheira e em outro ficaria solto, comprometendo a dirigibilidade e gerando ruídos em pisos irregulares.

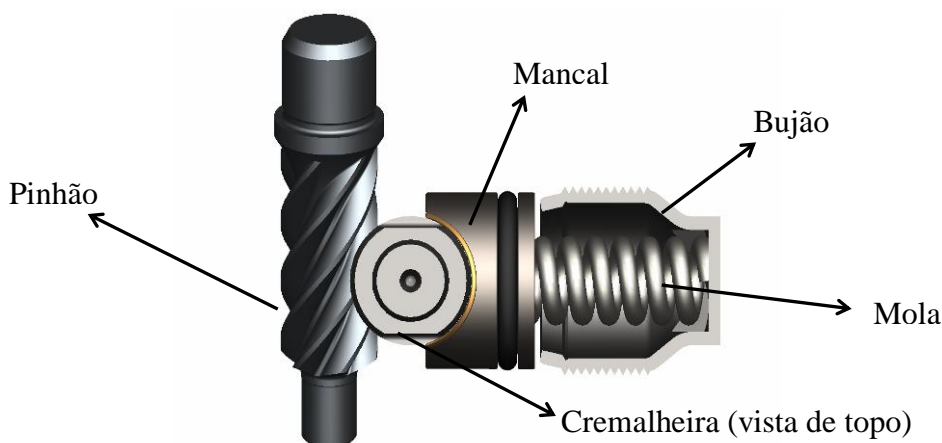


Figura 3.20 – Componentes do sistema de ajuste

O Pinhão fica mancalizado rigidamente na carcaça e, erros de forma e batimento do seu dentado em relação as pista de apoio, fazem com que a sua linha primitiva, que ficará em contato com a linha primitiva cremalheira, tenha uma oscilação perpendicular ao seu eixo. A cremalheira, que tem a parte do dentado entre o pinhão e o mancal, como mostra a Fig. 3.20, também contribui para a amplificação desta oscilação através de variações na construção de algumas de suas dimensões, como por exemplo, a variação de dente a dente da sua linha primitiva em relação às costas do dentado (sobre-rolos) e erro de forma dos seus dentes.

Da mesma forma, a carcaça também contribui com esta oscilação na medida em que todas os apoios são feitos em seus diâmetros internos usinados e qualificados de forma a garantir as distâncias e ângulos entre as linhas de centro do pinhão e da cremalheira para que o engrenamento entre esse dois componentes seja perfeito.

Quando o sistema é rotacionado, essa oscilação faz com que o pinhão empurre a cremalheira, a cremalheira empurre o mancal e o mancal acabe comprimindo a mola. Quando a oscilação tem o seu sentido invertido, a mola empurra o mancal no sentido da cremalheira, e a cremalheira é empurrada contra o pinhão, mantendo assim o engrenamento sempre em contato.

A folga existente entre os componentes é chamada de “*Folga de Trabalho*”, mostrada na Fig. 3.22, e consiste em um espaçamento entre o bujão de ajuste e o mancal e é gerada

através da operação de ajuste do mecanismo, onde depois do sistema ter sido montado e amaciado, ele é “empacotado”, ou seja, o bujão é roscado até comprimir todos os componentes de ajuste. Neste momento o bujão comprime a mola até que o mesmo contate o mancal que já está em contato com a cremalheira, e torqueado com um torque necessário para que se garanta que a folga realmente seja eliminada, ou seja, sua magnitude seja zero. Após, o ângulo de retorno (*Back-Off*) é aplicado, conforme mostra a Fig. 3.21.



Figura 3.21 – Ângulo de Retorno (*Back-Off*)

Este ângulo de retorno é um movimento aplicado ao bujão no sentido reverso ao do empacotamento e que resulta em uma folga entre o bujão e o mancal. Os dois se mantêm afastados pela força da mola que está entre eles. A dimensão desta folga é determinada relacionando-se o passo da rosca do bujão com o ângulo de retorno do bujão. Portanto, o ângulo de retorno do bujão (*Back-Off*) é o principal parâmetro a ser regulado dentro do sistema de ajuste para que se obtenha a Folga de Trabalho ideal para bom funcionamento do mecanismo. Logo para se ter uma boa precisão na regulagem do *back-off* se precisa fundamentalmente, de um bom ponto de referência para a aplicação do ângulo de retorno. Esse ângulo de retorno é obtido através de um bom empacotamento do sistema e de um dispositivo de aplicação desse ângulo de retorno preciso. O torque de empacotamento do sistema de ajuste varia em torno de valores que vão tipicamente de 8 a 15 Nm e os ângulos de retorno entre 0 e 70°, gerando *Folgas de Trabalho* de baixíssima magnitude e que podem variar de 20 a 300 μm (micrometros).

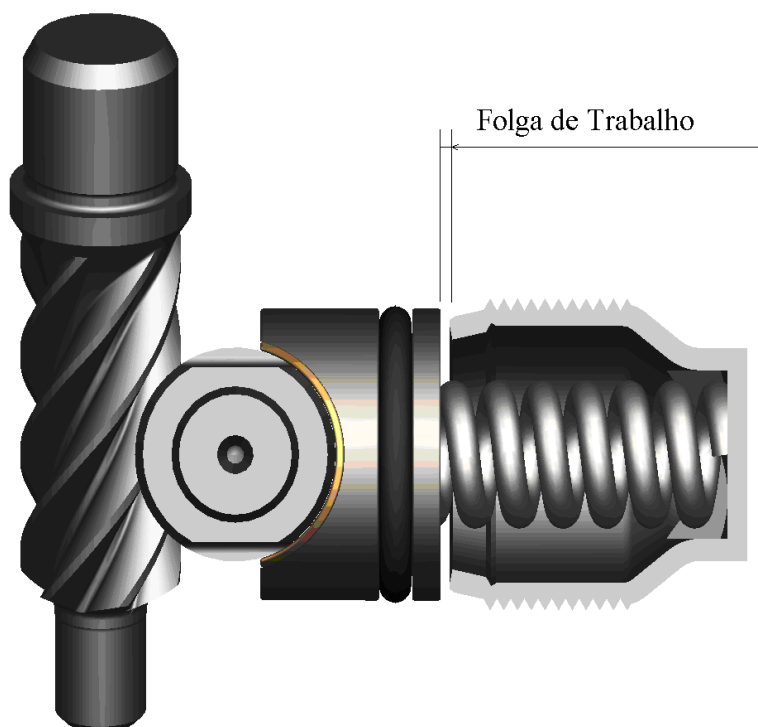


Figura 3.22 – Folga de Trabalho cotada

Quando a cremalheira desliza sobre o mancal, o atrito entre os dois componentes somado ao atrito da parte cilíndrica da cremalheira com a bucha e mais a força necessária para fazer o engrenamento girar formam um conjunto de parâmetros que são os principais responsáveis pela definição da magnitude do torque de acionamento do mecanismo. Este torque deve ser suave, isto quer dizer, sem variações bruscas, de baixa amplitude de modo a não ser considerado pesado pelo usuário e que comprometa a retornabilidade do mecanismo e, ao mesmo tempo, não pode ser baixo a ponto de deixar o veículo instável em velocidades mais altas.

Isto faz com que a mola também tenha um papel muito importante para o funcionamento do sistema, pois a sua carga está diretamente relacionada com a força que o mancal exerce sobre a cremalheira e conseqüentemente com o atrito entre os dois. Quando essa força é maior do que a especificada para o correto funcionamento, o sistema fica pesado e acarreta um desconforto para o motorista e uma possível redução da vida útil do produto em virtude do desgaste excessivo dos componentes, quando essa força é menor do que a especificada, a mola pode não conseguir cumprir o seu papel de manter a cremalheira sempre em contato com o pino independentemente do tipo de solicitação que chegue até o engrenamento. Normalmente, pisos irregulares introduzem vibrações no sistema de direção

que tendem a fazer com a cremalheira se afaste do pinhão e retorne ao mesmo gerando um impacto de metal contra metal provocando a geração de ruídos.

Demers (2001) em seu estudo sobre vibrações em sistemas de direção apontou três causas potenciais para a propagação de vibração e conseqüente ruído: conceito da coluna de direção, rigidez do acoplamento flexível da coluna de direção e a carga da mola do sistema de ajuste. Em seu estudo ele comparou a performance de molas com carga de 3600 N/mm e 5200 N/mm e concluiu que a mola influi sim na vibração percebida pelo motorista no volante.

Para se finalizar a operação de regulagem do sistema de ajuste e conseqüente determinação da folga de trabalho, uma contra-porca (*Nut*) é torquada sobre o bujão e contra a carcaça, como mostra a Fig. 3.22, a fim de impedir que o bujão se movimente em decorrência da vibração oriunda da movimentação do veículo e altere o *back-off* previamente estabelecido.

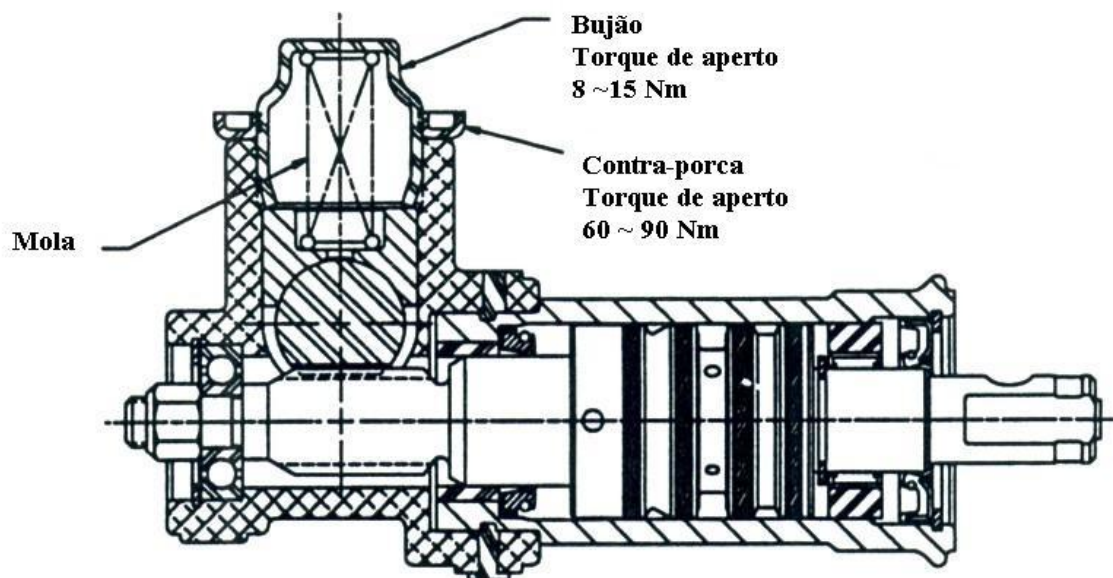


Figura 3.23 – Sistema de ajuste montado

4. SOLUÇÃO PROPOSTA

Para se solucionar o problema de medição do Ângulo de Retorno do bujão de ajuste (*Back-Off*), esta dissertação propõe que, ao invés de medir apenas as variáveis de saída do sistema de direção (torque, mostrado na Fig. 4.3 e retornabilidade), seja realizada uma medição da variação da posição angular da cremalheira - chamada Folga Angular e mostrada na Fig. 4.1 - e do deslocamento radial - chamado de Folga Radial e mostrada na Fig. 4.2 - após a operação de regulagem do sistema de ajuste.

O objetivo é correlacionar estas duas variáveis medidas externamente com o Ângulo de Retorno do sistema de ajuste do mecanismo.



Figura 4.1 – Folga Angular da cremalheira

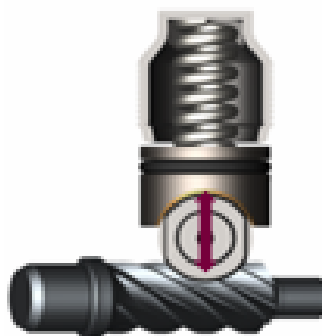


Figura 4.2 – Folga Radial da cremalheira

Por fim, este método será empregado na máquina que fará esta medição de forma automatizada dentro da linha de montagem de caixa de direções.

A Fig. 4.3 mostra porque peças com ângulo de retorno maior que o especificado pelo desenho de produto podem ser aprovados no teste de Torque de Giro Livre do mecanismo de direção. O esforço necessário para fazer o engrenamento girar mais os atritos dos componentes que funcionam como mancais fazem com que, em alguns casos, o torque lido no eixo de entrada fique acima do limite inferior da especificação de produto, considerando a peça aprovada.

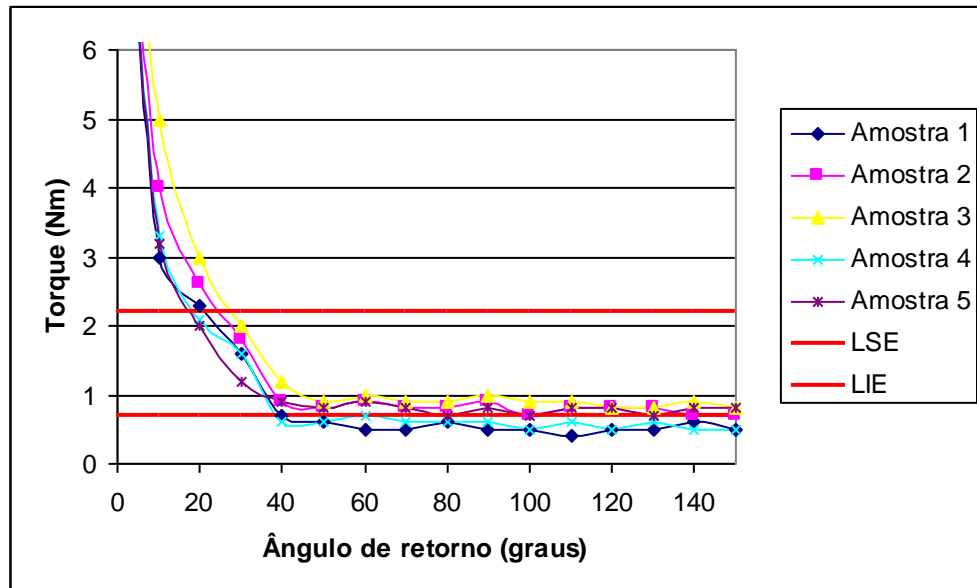


Figura 4.3 - Torque de Giro Livre em função do Ângulo de Retorno

5. PROJETO DE EXPERIMENTOS – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

5.1 Materiais e Métodos - Experimentos

Para analisar a correlação existente entre as variáveis de entrada e saída conforme descrito no Capítulo 4, utilizou-se uma bancada para a fixação do mecanismo de direção e instrumentou-se a mesma com um transdutor de carga, um sistema de medição de torque e ângulo e relógios comparadores, listados na Tabela 02 e mostrados nas figuras 5.1 e 5.2.

Tabela 02 – Materiais utilizados

1	Indicador de Torque	Metalac Eletrônica – SN 200251
2	Célula de Torque	Metalac – 20Nm – 2mV / V
3	Relógio Comparador	Mitutoyo – 2109F – 0,001 mm
4	Relógio Comparador	Mitutoyo – 2110F – 0,001 mm
5	Indicador de Carga	Novus – N1500LC/RT
6	Célula de Carga	Alfa Instrumentos – Z500 - 500 kgF – 2mV/V
7	Bancada	Construída para o experimento

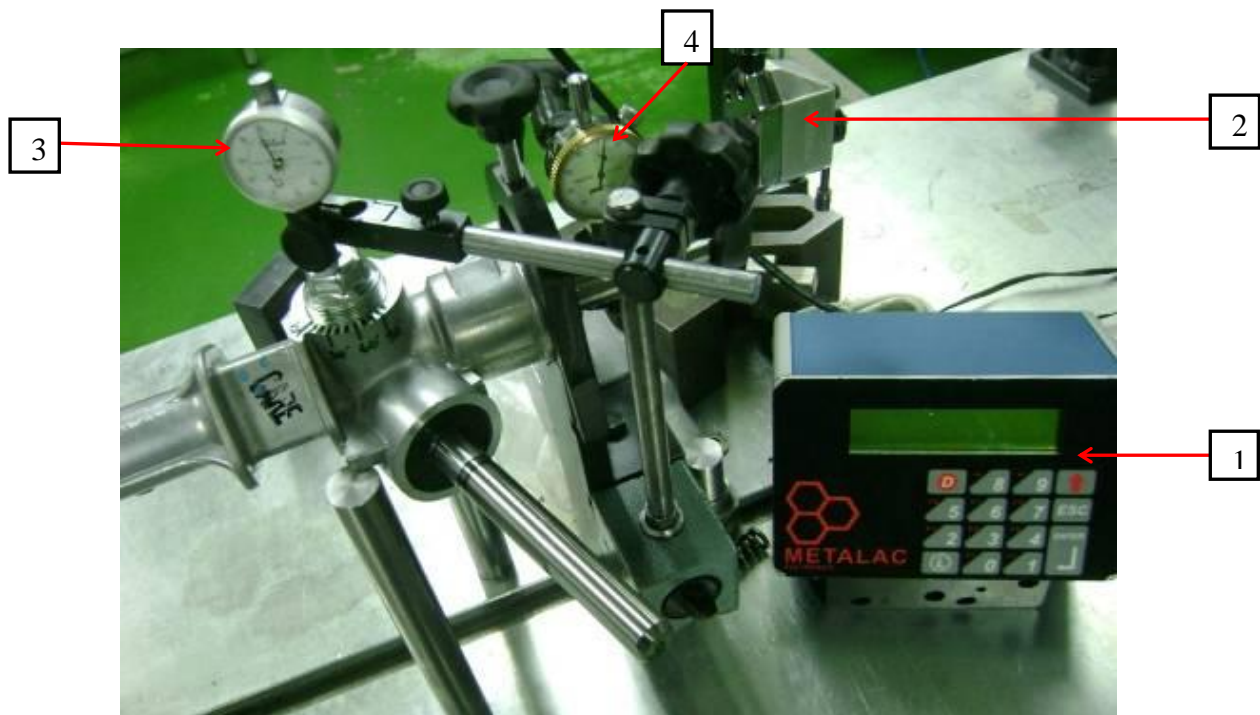


Figura 5.1 – Instrumentação utilizada

O método utilizado para o experimento está descrito a seguir:

- Foram montados e identificados 10 mecanismos de direção;
- O mecanismo de direção foi fixado a bancada de testes;
- Excitou-se a cremalheira conforme o experimento (carga perpendicular ou torque);
- Mediu-se as variáveis conforme o experimento;
- Registrou-se os valores encontrados;
- Variou-se o ângulo de retorno de 0 a 90° em cada uma das peças sempre com um intervalo de 10° entre avaliações;
- Repetiram-se os ensaios para cada ângulo de retorno;
- Repetiram-se os ensaios para cada uma das dez peças.

5.2 Experimento 1 – Análise da Folga Radial com carga perpendicular a cremalheira

No primeiro experimento, correlacionou-se a Folga Radial com o ângulo de retorno, aplicando a cremalheira uma carga perpendicular a sua linha de centro, como mostra a figura 5.2, e mediu-se a variável de saída para diversos ângulos de retorno que variaram de 0 a 90°.

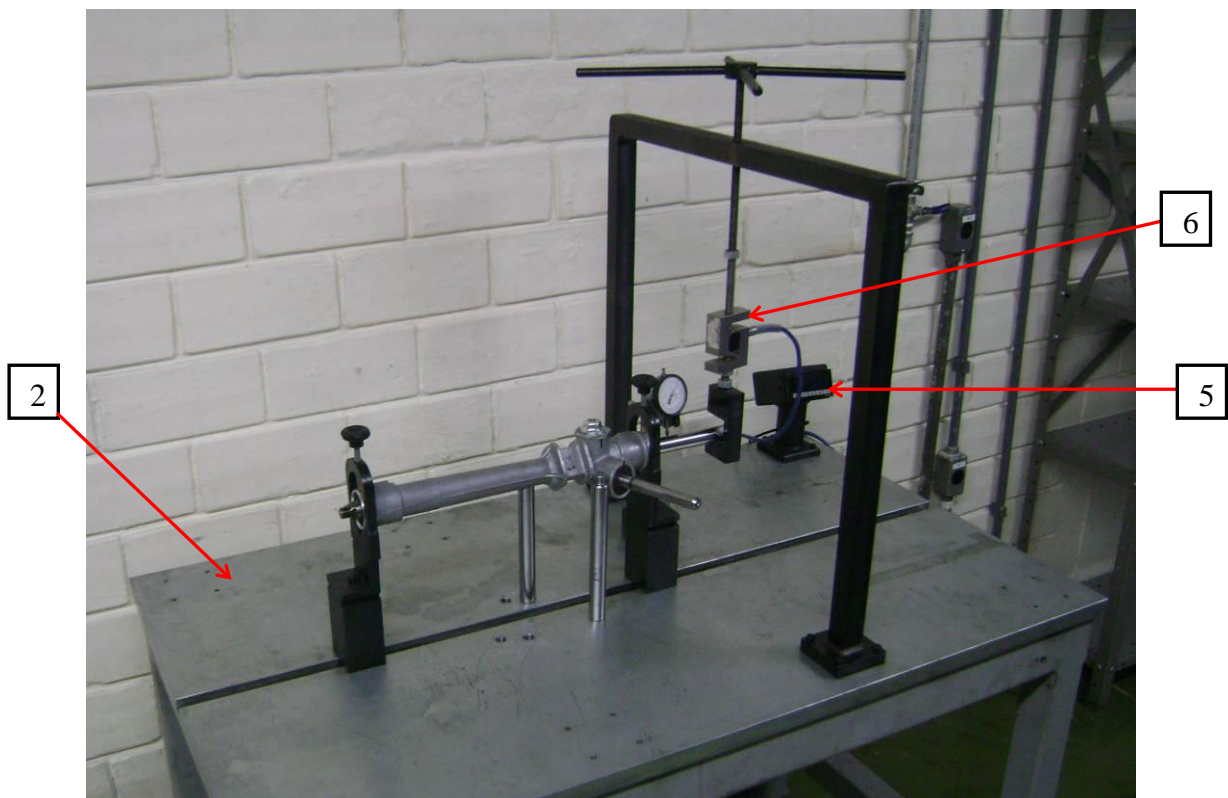


Figura 5.2 – Carga perpendicular a linha de centro da cremalheira

Para isso, aplicou-se uma carga superior a carga nominal da mola que é de 500 N, garantindo-se que a mola se comprimisse até o mancal tocar no bujão (empacotamento completo) utilizando uma célula de carga mostrada na Fig. 5.2. A Fig. 5.3 mostra as distâncias entre os mancais da cremalheira, onde “a” é a distância da bucha da cremalheira (mancal oposto ao sistema de ajuste) até o centro do mancal, que corresponde a 239,25 mm e “b” é a distância da mesma bucha ao ponto da cremalheira onde se mede a Folga Radial fora da caixa de direção, que corresponde a 360,75 mm. Aplicou-se 395 N ao ponto “b” para garantir que a mola havia sido comprimida e o mancal havia chegado ao fim de curso. Estes 395 N aplicados ao ponto “b”, que fica a 121,5 mm do mancal equivalem a 700 N sobre o próprio mancal. Esta força é maior que a força exercida pela mola e faz com que a mesma se comprima e empacote o sistema de ajuste garantindo assim a medição de toda a Folga Radial durante o ensaio.

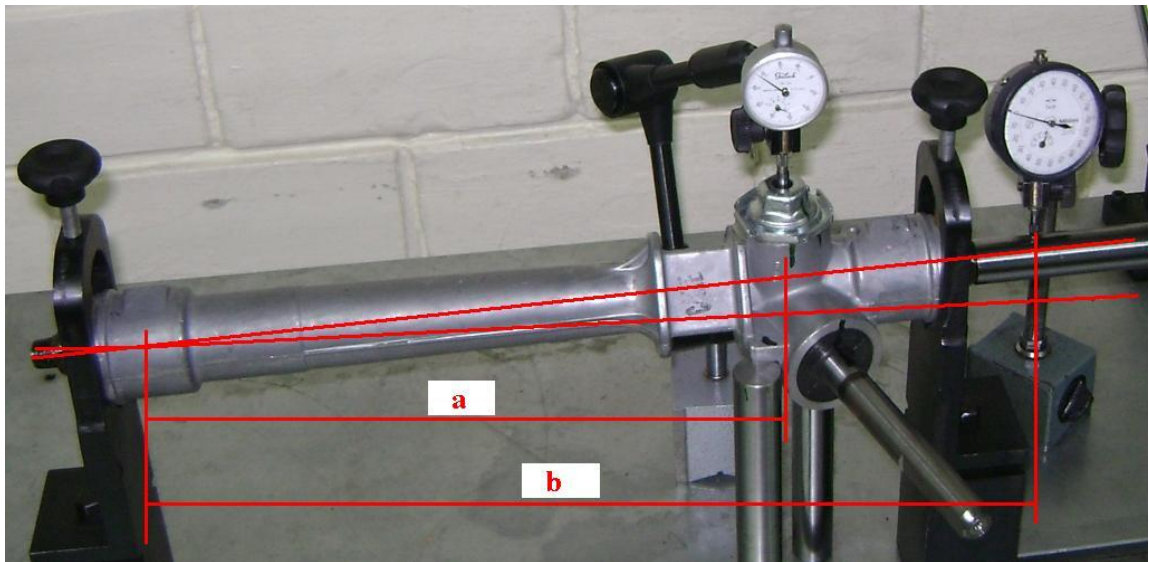


Figura 5.3 – Relação entre a posição do mancal e o ponto de medição

A fig. 5.4 mostra os resultados obtidos na medição da Folga Radial em função do ângulo de retorno do bujão que variou de 10 a 90° para cada uma das 10 caixas de direção.

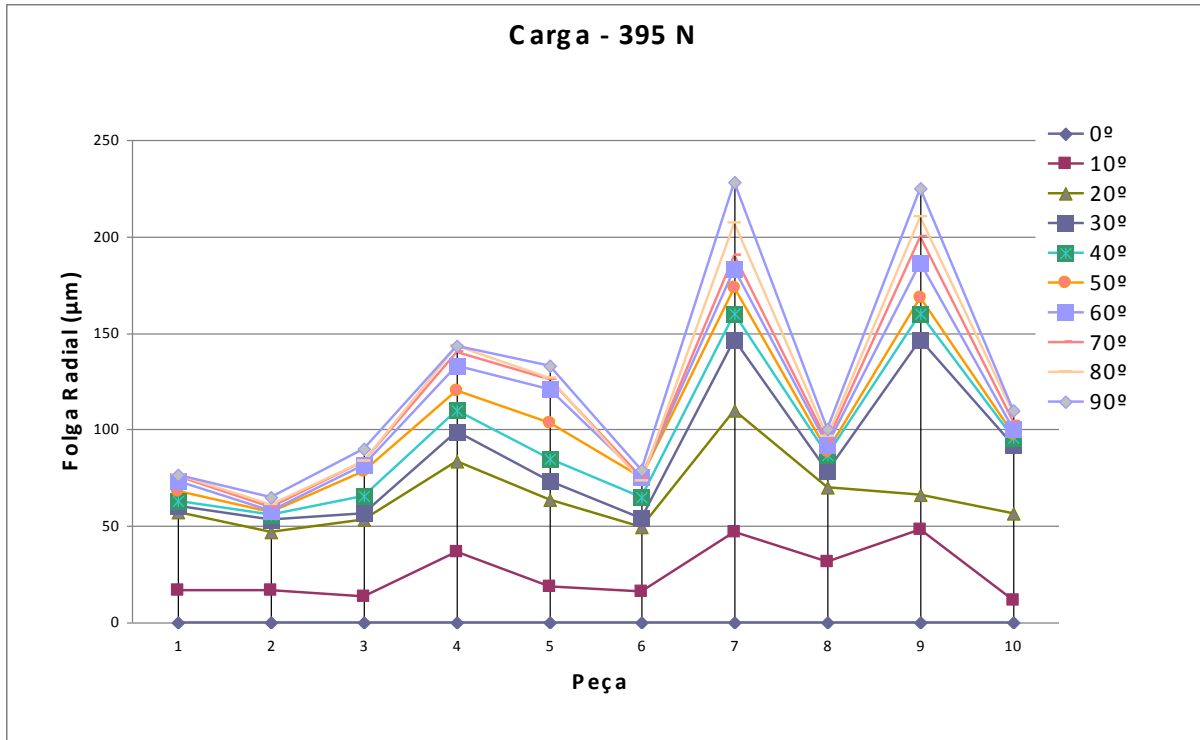


Figura 5.4 – Gráfico da folga radial com aplicação de carga perpendicular a cremalheira

Na análise do gráfico observou-se que para um mesmo ângulo de retorno as diferentes peças apresentavam uma variação muito grande quando o comportamento esperado eram linhas constantes e paralelas entre si para mostrar que a folga radial era a mesma em todas as peças de acordo com o ângulo de retorno aplicado.

Nota-se que não existe correlação entre a folga radial e o ângulo de retorno e duas razões para isso podem ser citadas:

- a) A deflexão da cremalheira não era igual em todas as peças para uma mesma carga aplicada sobre ela como mostra o gráfico da Fig. 5.5. Apoiou-se a cremalheira nos mesmos pontos dos mancais do mecanismo e fixou-se a mesma de forma rígida nestes dois pontos. Mediu-se somente a sua deflexão ao aplicar-se a mesma carga perpendicular a seu eixo no mesmo ponto que o experimento aplicou. Essa medição mostrou uma variação de aproximadamente 30 μm nas 10 amostras medidas.

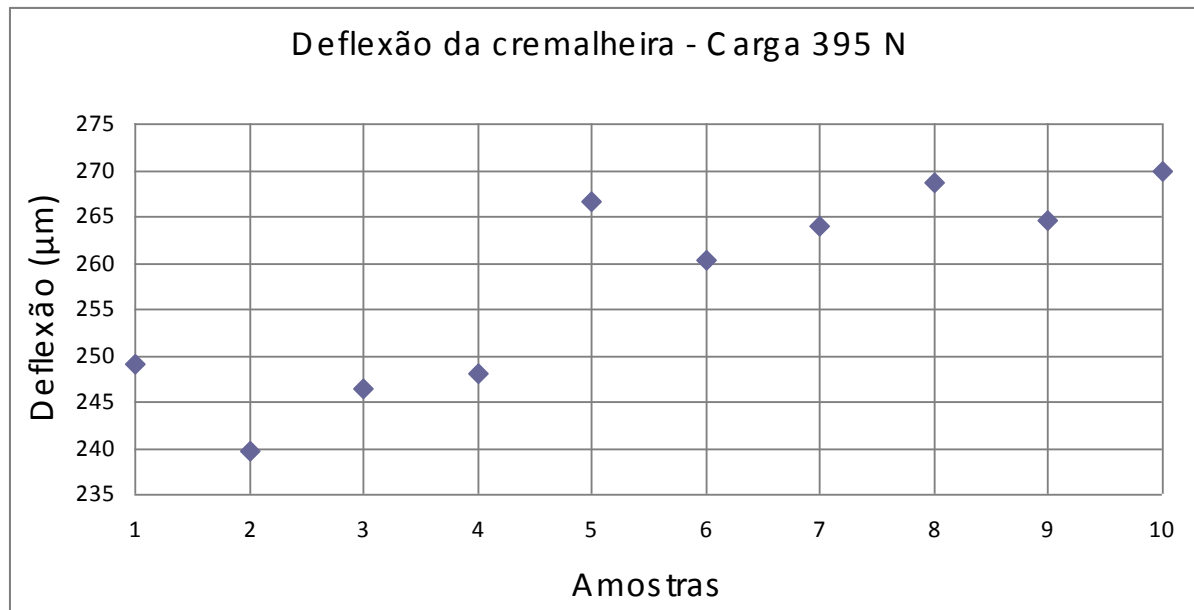


Figura 5.5 - Gráfico da deflexão da cremalheira

- b) O apoio da cremalheira oposto ao sistema de ajuste também possui uma folga e quando uma carga perpendicular a linha de centro da cremalheira é aplicada a uma extremidade, a outra se move no sentido oposto, e a amplitude deste movimento é proporcional a folga existente entre os diâmetros da cremalheira e da bucha que realiza a função de um mancal.

5.3 Experimento 2 – Análise da Folga Angular com aplicação de torque a cremalheira

No segundo experimento, recorreu-se a uma técnica empírica já utilizada para fazer a leitura do ângulo de retorno (*back-off*) através da leitura da folga angular da cremalheira. Correlacionou-se o ângulo de retorno do mecanismo com a Folga Angular, aplicou-se a cremalheira um torque de 10 Nm através de um sistema de aplicação de torque e ângulo, conforme mostra a Fig. 5.6 e mediu-se a variável de saída (Folga Angular) para diversos ângulos de retorno que variaram de 0 a 90°, novamente em 10 peças diferentes.

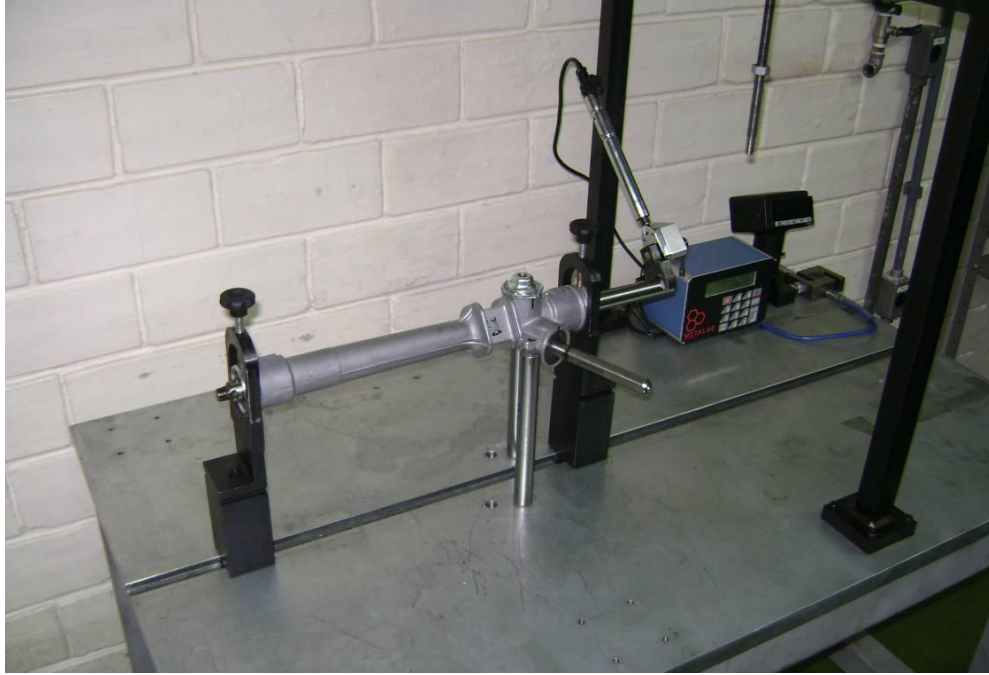


Figura 5.6 – Aplicação de torque e medição de ângulo

Na Fig. 5.7 são apresentados os resultados do experimento.

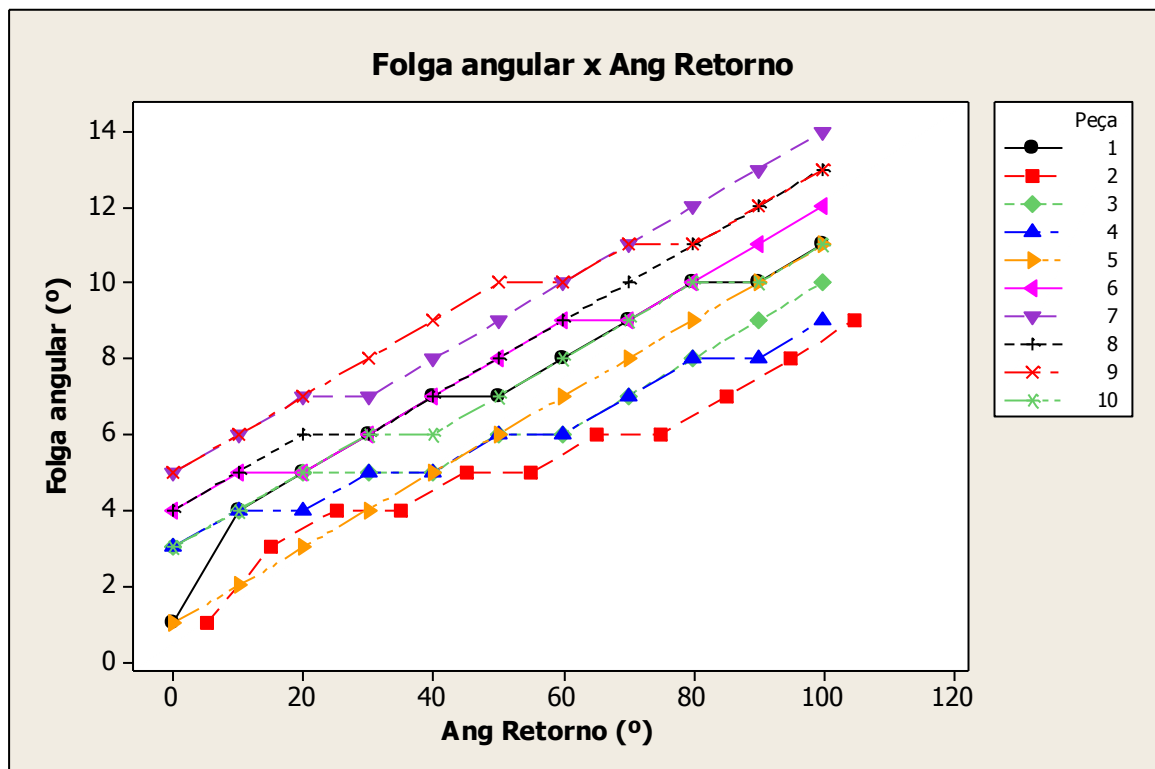


Figura 5.7 - Gráfico da Folga Angular em função do ângulo de retorno

Com o coeficiente de Pearson igual a 0,852, mostrado na Tabela 03, o Minitab diz que existe uma correlação não muito forte entre essas duas grandezas medidas. Quando observa-se o desempenho das amostras separadamente, pode-se observar que existe uma mesma taxa de crescimento das curvas, defasadas por um *off-set*. Observa-se também que para um mesmo ângulo de retorno, encontra-se uma variação no resultado da Folga Angular de até 4 graus, o que inviabiliza a inferência do ângulo de retorno através da leitura da Folga Angular.

5.4 Experimento 3 – Análise das folgas radial e angular com aplicação de torque na cremalheira

No experimento 2, percebeu-se que no momento que aplicou-se um torque a cremalheira, ao mesmo tempo em que ela sofria um movimento de rotação descrevendo um ângulo, ela também executava um pequeno movimento de translação alterando a posição do seu centro, descrevendo assim também uma flecha perpendicular a sua linha de centro, que nada mais era do que a Folga Radial medida no primeiro experimento. Porém aqui, o erro decorrente da deflexão da cremalheira causado pela aplicação da carga sobre a mesma não existia mais. Por este motivo, no experimento 3, decidiu-se observar o comportamento da Folga Radial quando um torque era aplicado à cremalheira como mostrado na Fig. 5.8.

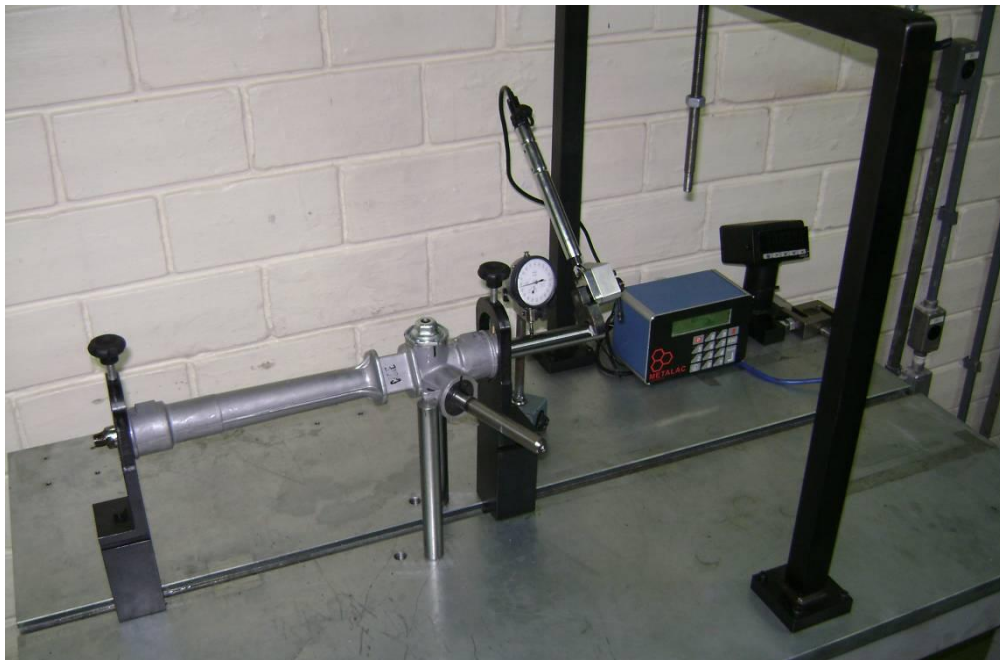


Figura 5.8 – Medição da folga angular e radial com aplicação de torque

O gráfico da Fig. 5.9 mostra os resultados obtidos para um tamanho de amostra de 10 peças variando o ângulo de retorno de 0 a 90°.

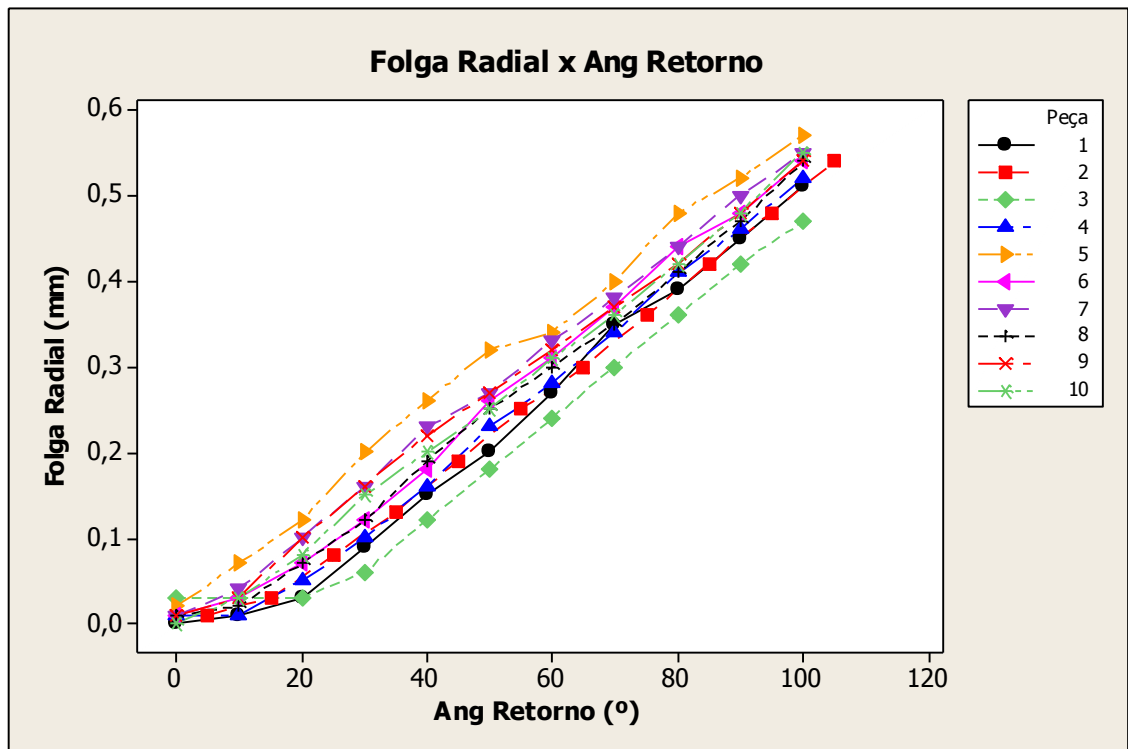


Figura 5.9 – Gráfico da Folga Radial em função do ângulo de retorno aplicado

Percebe-se, com um coeficiente de Pearson igual a 0,983 (Tab. 03), que a correlação melhora bastante e, principalmente, a diferença de comportamento entre as peças não é mais tão grande, mas ainda não se pode determinar o ângulo de retorno da peça através da medição da Folga Radial porque a diferença entre peças ainda é considerável tornando inviável esta inferência. Exemplificando, para uma leitura de 200 μm de Folga Radial, tem-se peças com 25, 40 e até 60° de ângulo de retorno.

5.5 Experimento 4 - Análise da Folga Radial e da Folga Angular com aplicação de torque na cremalheira x análise da Folga de Trabalho através de um bujão furado

Em meio a dificuldade de encontrar o ângulo de retorno através da medição da folga angular ou da folga radial, lembrou-se que o ângulo de retorno é apenas um parâmetro de processo para se obter a Folga de Trabalho necessária para o correto funcionamento do mecanismo de direção. E lembrou-se também que o ângulo de retorno existe como

especificação única em função do “*design*” das peças que compõem o sistema de ajuste e do bujão que não é furado e não permite medição direta da Folga de Trabalho.

Iniciou-se um trabalho de correlação das folgas Radial e Angular não mais com o ângulo de retorno, deixando este apenas como parâmetro de processo para o ajuste do mecanismo de direção, mas sim com a Folga de Trabalho, variável que realmente define a performance do mecanismo.

Realizou-se então os ensaios em mecanismos montados com bujões que foram furados, exemplo mostrado na Fig. 5.10, de modo a possibilitar a leitura da Folga de Trabalho Real.



Figura 5.10 – Bujão furado

Para isso adicionou-se um relógio apalpador que passou pelo centro do bujão e tocou no mancal, medindo assim a sua total amplitude de movimento chamada de Folga de Trabalho conforme mostra a Fig. 5.11.

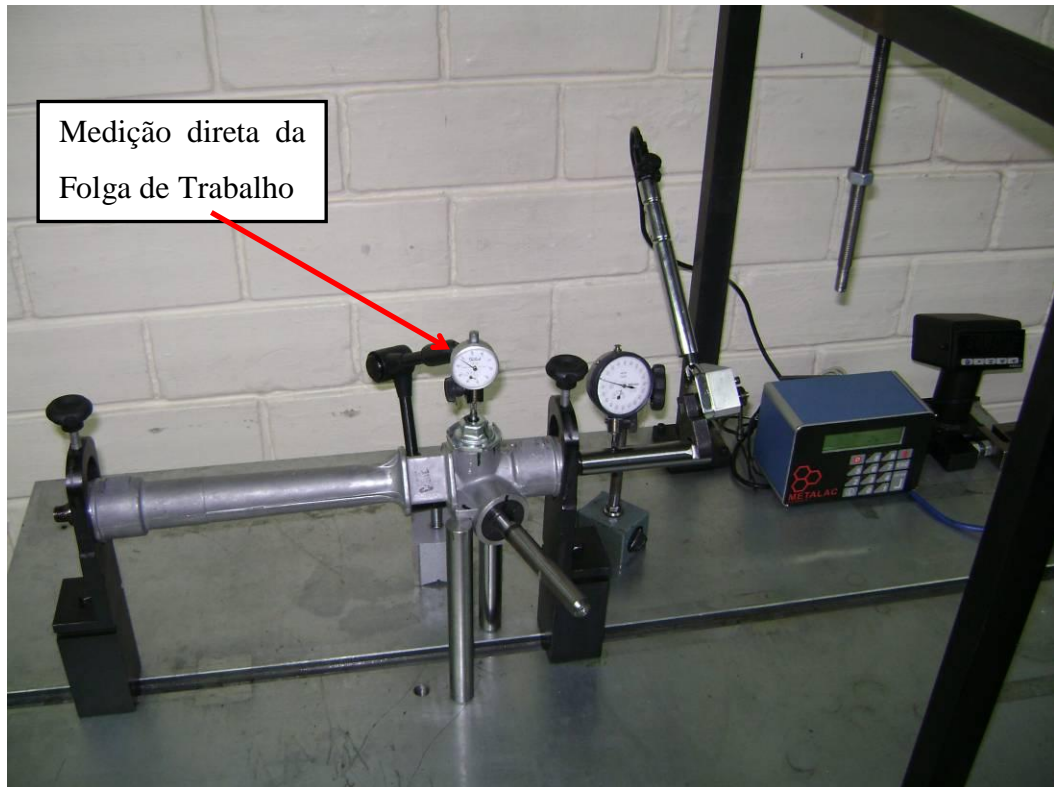


Figura 5.11 – Medição da Folga Radial, Folga Angular e Folga de Trabalho

As leituras de Folga de Trabalho foram primeiramente correlacionadas com o próprio ângulo de retorno aplicado as peças, o que teoricamente deveria apresentar uma correlação perfeita (coeficiente de Pearson = 1), mostrando no gráfico da Fig. 5.12 10 linhas retas e perfeitamente sobrepostas já que a Folga de Trabalho é decorrente da distância existente entre o bujão e o mancal que é gerada pelo ângulo de retorno do bujão. O resultado do ensaio mostrado no gráfico da Fig. 5.12 mostra um comportamento diferente do teoricamente esperado.

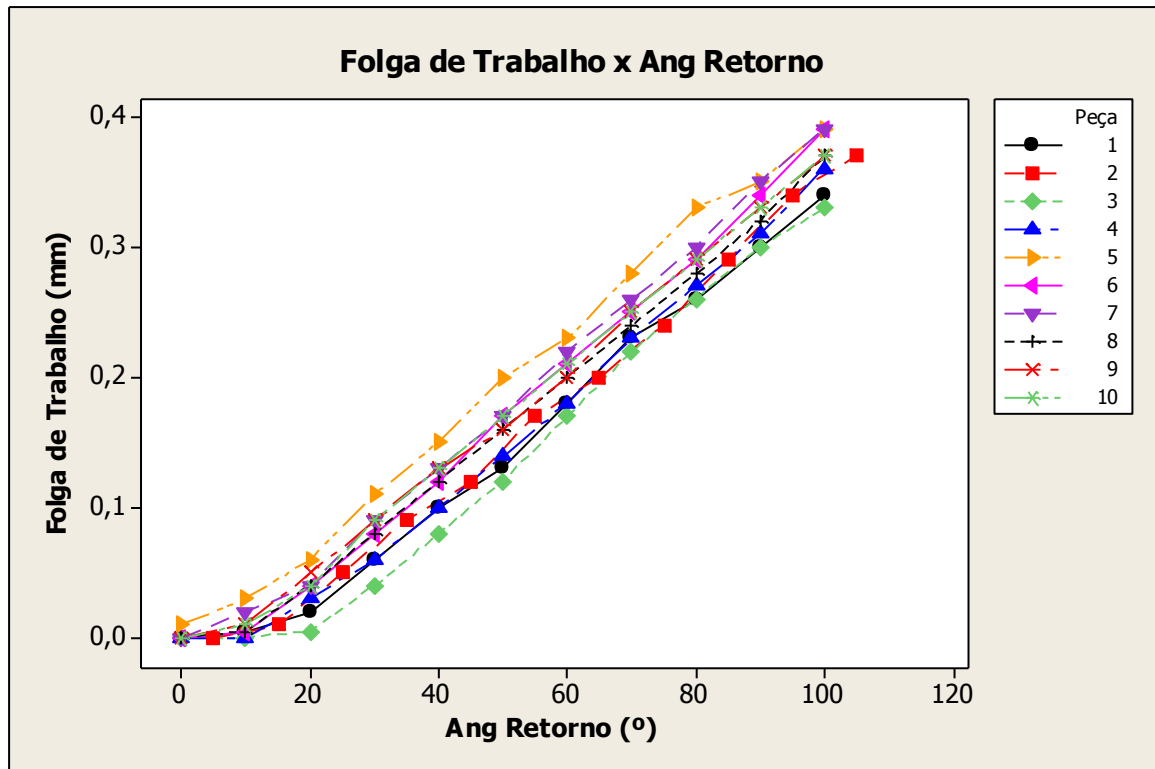


Figura 5.12 – Gráfico da Folga de Trabalho em função do ângulo de retorno

E isto permitiu concluir-se que:

a) Em algumas peças, a medida em que o bujão iniciava o seu movimento de abertura (ângulo de retorno aumentando), a Folga de Trabalho se mantinha inalterada e inexistente. Apenas a partir de um determinado valor de ângulo de retorno ela começava a existir e a crescer de forma proporcional ao movimento do bujão. Isto mostra que, para um mesmo torque de empacotamento aplicado ao bujão (torque necessário para se garantir que o bujão comprimiu a mola e tocou no mancal) temos deformações elásticas em todos os componentes do sistema de ajuste. Estas deformações possuem diferentes magnitudes que fazem com que a partir de um determinado momento o ângulo de giro do bujão não represente mais o valor da Folga de Trabalho de uma forma direta tanto fechando o bujão como quando estamos retornando o bujão (aplicando o ângulo de retorno). Isto infere um erro ou diferença, que na amostra apareceu de 0 até 20°, que se mantém constante até o final da curva, explicando assim o defasamento entre as curvas plotadas no gráfico.

b) O ângulo de retorno realmente não pode ser utilizado como um parâmetro a ser medido para se avaliar as condições de operação do sistema de ajuste, pois ele não representa de uma forma satisfatória a folga de trabalho que é o valor real do espaço existente entre o

bujão e o mancal para que o mecanismo possa trabalhar e atingir a performance desejada. Esta é sem dúvida, uma das mais importantes conclusões deste trabalho.

Assim sendo, correlacionou-se então as duas variáveis (Folga Radial e Angular) com a Folga de Trabalho medida através do bujão furado. A Fig. 5.13 mostra primeiramente a relação da Folga de Trabalho com a Folga Angular.

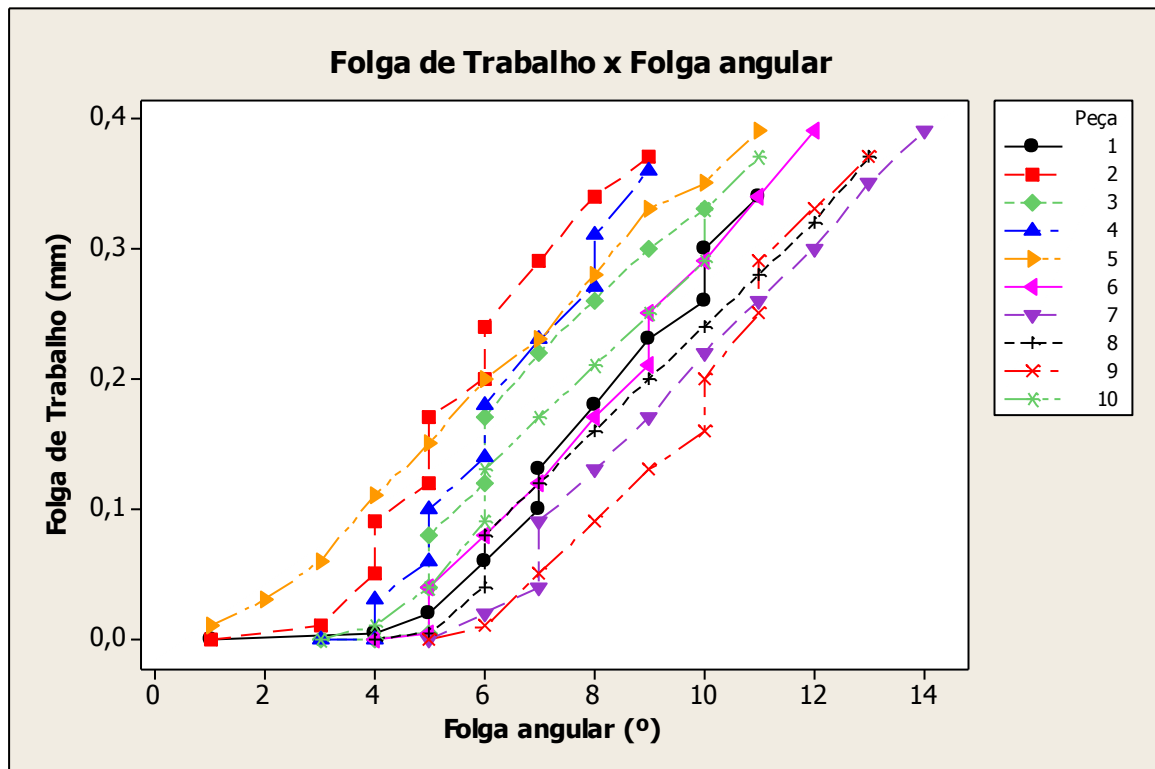


Figura 5.13 - Gráfico da folga angular em função da folga de trabalho

Com um coeficiente de Pearson de 0,864 (Tab. 03) esta correlação também se mostrou fraca. Isto mostra que a Folga Angular, tanto quando relacionada com o ângulo de retorno como quando relacionada com a Folga de Trabalho, não mostra uma forte correlação e não pode ser usada sozinha para se determinar a performance do mecanismo de direção. Este assunto será novamente abordado no Capítulo 6.4.

Em seguida, correlacionou-se a Folga de Trabalho com a Folga Radial e obteve-se o maior coeficiente de Pearson, conforme mostra o gráfico da Fig. 5.14.

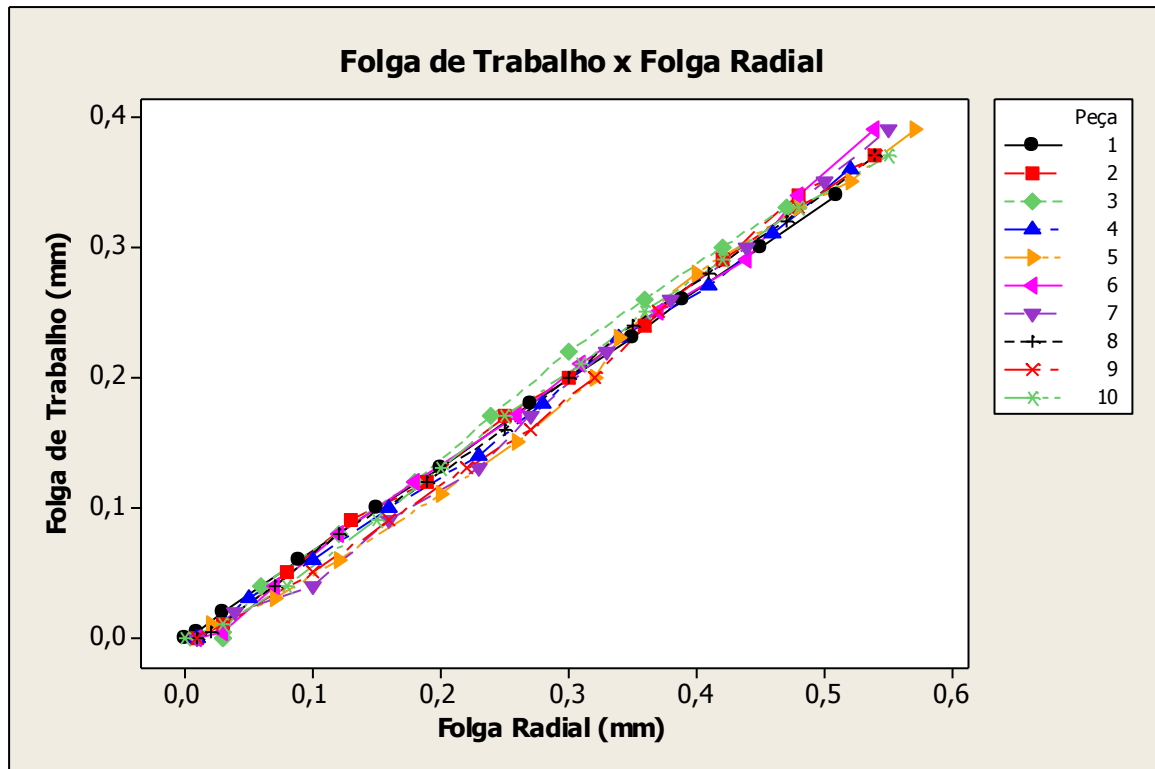


Figura 5.14 – Gráfico da Folga Radial em função da Folga de Trabalho

Com um coeficiente de Pearson igual a 0,998 (Tab. 03) esta correlação se mostrou praticamente linear. Isto permitiu dizer que existe sim um meio de avaliar a performance da operação de ajuste do mecanismo de direção sem que seja necessário abrir o mesmo, apenas observando o movimento radial da cremalheira quando um torque é aplicado. É importante salientar que as curvas de correlação entre estas variáveis servem para o modelo de mecanismo de direção utilizado neste trabalho, o S4200, e o mecanismo de direção deve estar com a cremalheira centrada no momento da medição.

A tabela abaixo mostra a saída do Minitab para todas as correlações solicitadas.

Tabela 03 - Correlações do Minitab

Correlations: Ang Retorno; Folga angular; Folga de Trabalho; Folga Radial			
	Ang Retorno	Folga angular	Folga de Trabalho
Folga angular	0,852		
Folga de Trabalho	0,986	0,864	
Folga Radial	0,983	0,868	0,998
Cell Contents: Pearson correlation			

6. O EQUIPAMENTO DE MEDIÇÃO CONSTRUÍDO

Após a realização dos experimentos e a certeza de que havia uma maneira de medir a Folga de Trabalho observando-se a variação da posição de alguma parte externa ao sistema de ajuste, iniciou-se a construção de um sistema de medição. A Fig. 6.1 mostra uma imagem do sistema construído.



Figura 6.1 – Sistema de medição construído

6.1 Materiais e Métodos – Máquina de Medição

O método de medição será descrito em detalhes ao longo deste capítulo e se baseou em uma bancada para a fixação do mecanismo, um trem de movimento da cremalheira que desliza em cima de um trilho para acoplar e desacoplar da cremalheira. Esse sistema possui uma pinça hidráulica para prender a cremalheira e evitar escorregamento durante a aplicação

de torque, acoplamentos flexíveis para compensar os desalinhamentos oriundos das variações de posição das linhas de centro do mecanismo de direção e do sistema de medição, um encoder para a medição da folga angular, um LVDT para a medição da folga radial, uma célula de torque para a medição do torque aplicado e um sistema de aplicação de torque composto por um cilindro hidráulico e um braço de alavanca. A Tabela 04 lista os materiais empregados e a Fig. 6.2, Fig. 6.3 e Fig. 6.4 mostram alguns desenhos do projeto da máquina.

Tabela 04 – Materiais utilizados na construção da máquina

1	CLP	Altus AL-600 – Dentro do Painei Eléctrico
2	Célula de Torque	Transtec – 30 Nm – 0,01 Nm
3	LVDT	HEIDENHEIN ST 1288
4	Encoder	DIADUR ROD 446
5	IHM	Altus – Exter K10
6	Unidade Hidráulica	Racisul – 40 L – 60 Bar
7	Bancada	Construída conforme desenhos das Fig. 6.2/3/4

A Fig. 6.2 mostra o berço construído para fixar o mecanismo de direção na máquina.

A Fig. 6.3 mostra o dispositivo de acionamento do movimento da cremalheira onde aparecem os principais elementos construtivos do sistema de medição e toda a instrumentação utilizada listada na Tabela 04.

A Fig. 6.4 mostra a base da máquina, a bancada sobre a qual todo o equipamento foi montado e posteriormente recebeu um fechamento com perfis de alumínio e chapas de acrílico.

Estes três elementos montados constituem o projeto mecânico da máquina.

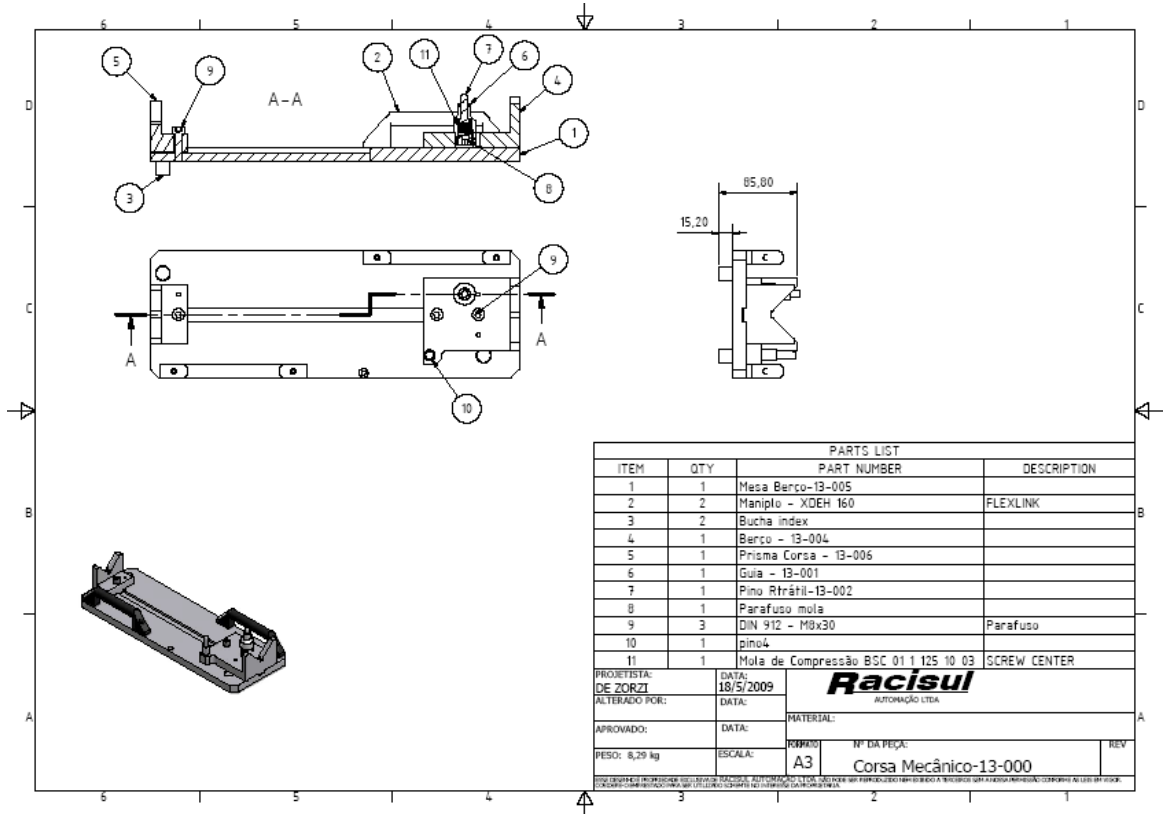


Figura 6.2 – Berço de fixação

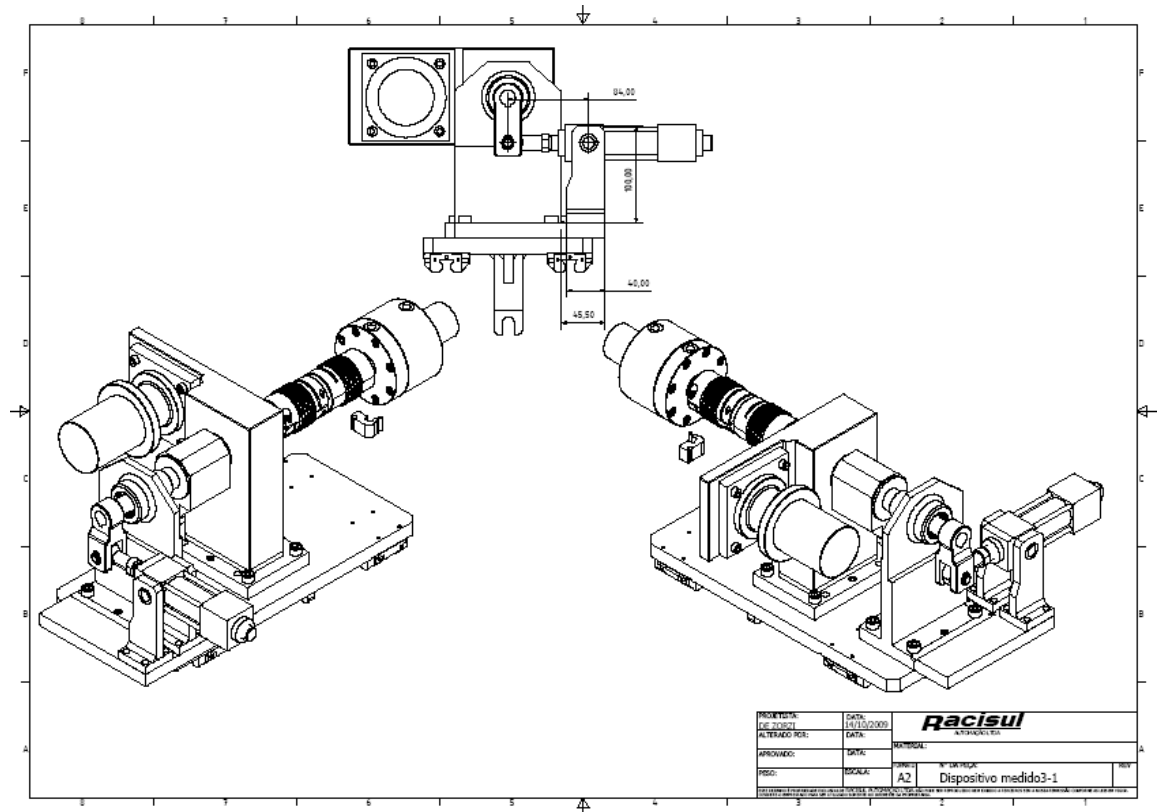


Figura 6.3 –Dispositivo de acionamento do movimento da cremalheira

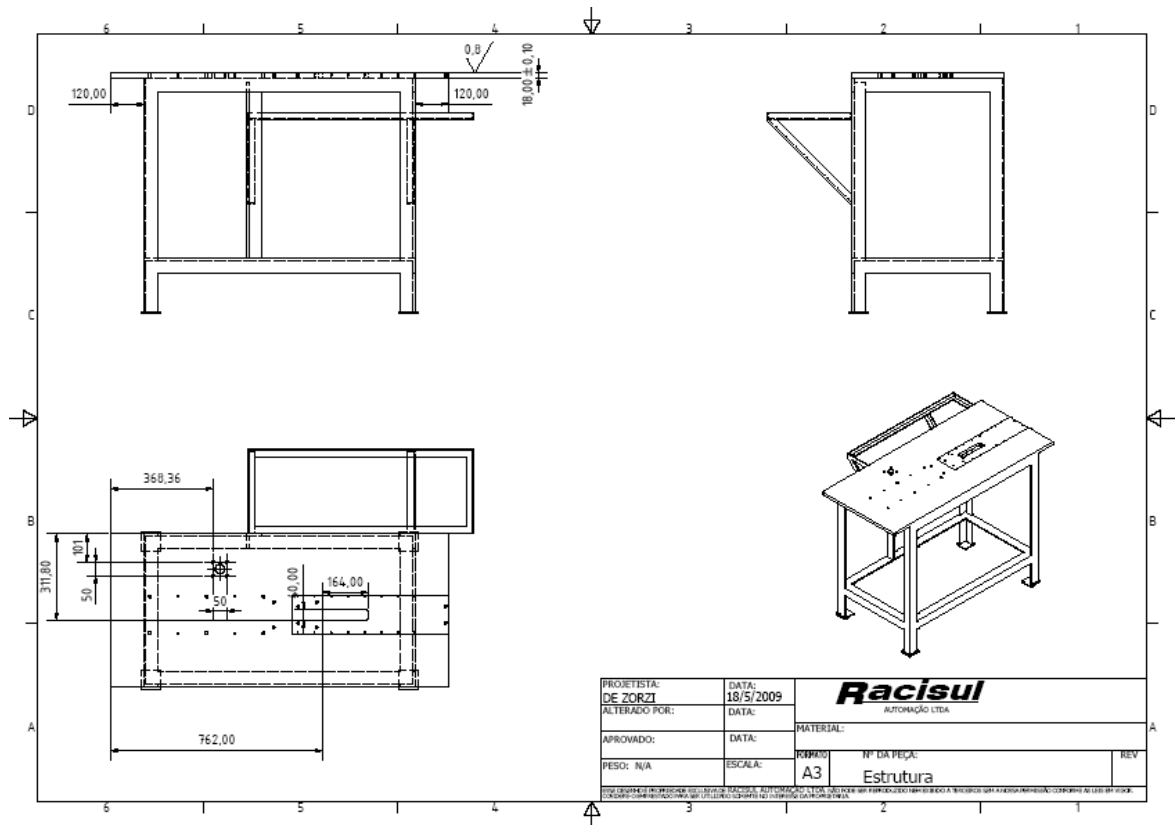


Figura 6.4 – Base da máquina

6.2 Validação do equipamento de medição

Para fazer a validação do sistema de medição, realizou-se o estudo de R&R de acordo com o procedimento descrito no ANEXO A deste trabalho. Utilizou-se 10 peças que foram medidas três vezes cada uma por três operadores diferentes.

6.2.1 Estudo de R&R

O primeiro R&R realizado analisou a medição da Folga Angular. Os dados estão expostos na Tabela 05 em graus e o resultado fornecido pelo Minitab está exposto na Fig. 6.5.

Tabela 05 – Dados do estudo da folga angular

Peça	Operador	1º Medição	2º Medição	3º Medição
1	A	6,2	6,2	6,4
2	A	5,8	6,4	6,0
3	A	6,2	6,4	6,2
4	A	6,8	7,0	5,8
5	A	6,6	6,0	6,2
6	A	6,6	6,4	5,8
7	A	6,8	6,6	7,4
8	A	7,0	6,8	7,0
9	A	6,4	6,6	6,4
10	A	6,8	7,2	7,4
1	B	6,4	5,8	5,4
2	B	4,6	4,8	4,6
3	B	5,4	5,2	5,2
4	B	5,4	5,6	5,6
5	B	5,8	5,6	6,8
6	B	4,8	7,8	6,0
7	B	6,0	7,6	8,4
8	B	7,6	6,2	6,6
9	B	5,4	5,6	6,4
10	B	6,0	6,0	6,4
1	C	8,6	5,4	8,2
2	C	5,2	5,0	5,0
3	C	5,2	6,4	8,8
4	C	6,4	5,4	5,4
5	C	7,0	5,8	5,4
6	C	4,6	6,8	9,6
7	C	7,8	6,6	6,2
8	C	6,0	7,0	6,0
9	C	5,6	6,6	6,0
10	C	6,0	6,0	7,2

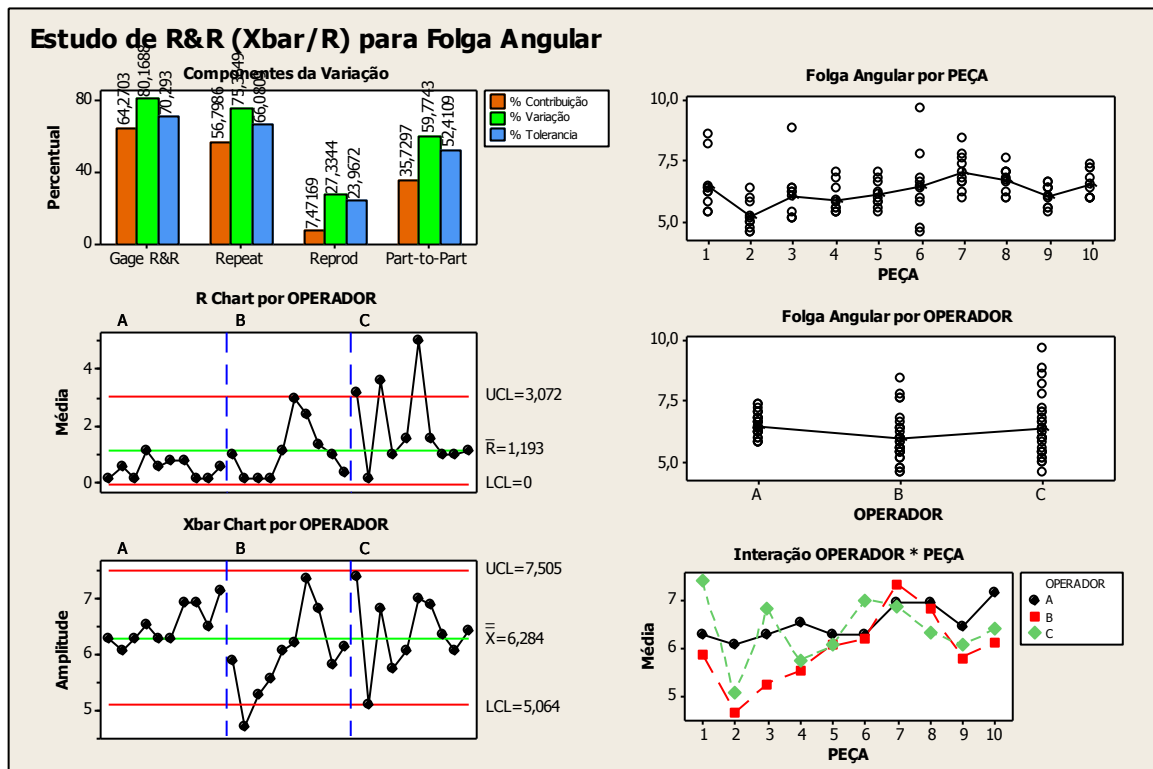


Figura 6.5 – Resultado do R&R da medição da Folga Angular

O resultado do R&R é fornecido pelo Minitab no gráfico de barras entitulado Gage R&R na barra do percentual de tolerância (terceira da esquerda para a direita do primeiro bloco de barras). Com 70,3 pontos percentuais, o R&R foi considerado reprovado, pois o mínimo para aprovação seria de 30 pontos percentuais. Neste caso percebe-se no gráfico da Média por operador (primeiro da segunda linha de gráficos) da Fig. 6.5 que a performance do operador B degradou-se e piorou bastante no operador C. Lembrando que a Repetitividade é a capacidade que o sistema tem de repetir uma mesma medição sob as mesmas condições e Reprodutibilidade é a capacidade de reproduzir a medição quando o sistema é operado sob condições diversas. O Método da Média e Amplitude (Xbar e R) descrito no Manual de Referência do MSA (1995) cita que quando a repetitividade é grande comparada com a reprodutibilidade, conforme mostra o gráfico da Fig. 6.5, as razões podem ser:

- 1) O dispositivo de medição precisa de manutenção;
- 2) O dispositivo de medição precisa ser reprojetoado para ter maior rigidez;
- 3) A fixação ou a posição para a medição precisam ser melhoradas;
- 4) Existe uma excessiva variação das próprias da peças.

Analisando os quatro tópicos acima dispostos pelo Manual, entendeu-se que o que ocorreu foi um misto dos números 2 e 3 devido ao fato de existir um escorregamento da pinça que prende a cremalheira que estava trabalhando com uma pressão relativamente baixa (20 Bar) e que não foi suficiente para manter a aderência a medida que o lubrificante da cremalheira foi se acumulando na pinça. Este modo de falha se tornou perceptível ao passo que a cada novo ciclo a posição inicial da pinça se modificava.

A seguir estão expostos os dados do estudo e o resultado do R&R da folga radial na Tabela 06 em micrometros e Fig. 6.6 respectivamente.

Tabela 06 – Dados do estudo da folga radial

Peça	Operador	1º Medição	2º Medição	3º Medição
1	A	263	244	256
2	A	169	150	168
3	A	152	156	160
4	A	131	155	184
5	A	237	218	213
6	A	224	220	218
7	A	226	233	244
8	A	203	214	243
9	A	255	268	244
10	A	237	267	286
1	B	234	254	220
2	B	123	125	126
3	B	149	142	143
4	B	141	138	158
5	B	229	225	233
6	B	191	185	197
7	B	233	235	227
8	B	253	271	263
9	B	247	257	284
10	B	273	315	296
1	C	212	257	219
2	C	168	149	170
3	C	159	158	188
4	C	166	166	159
5	C	260	270	255
6	C	211	209	210
7	C	303	294	297
8	C	271	230	226
9	C	310	261	256
10	C	287	285	299

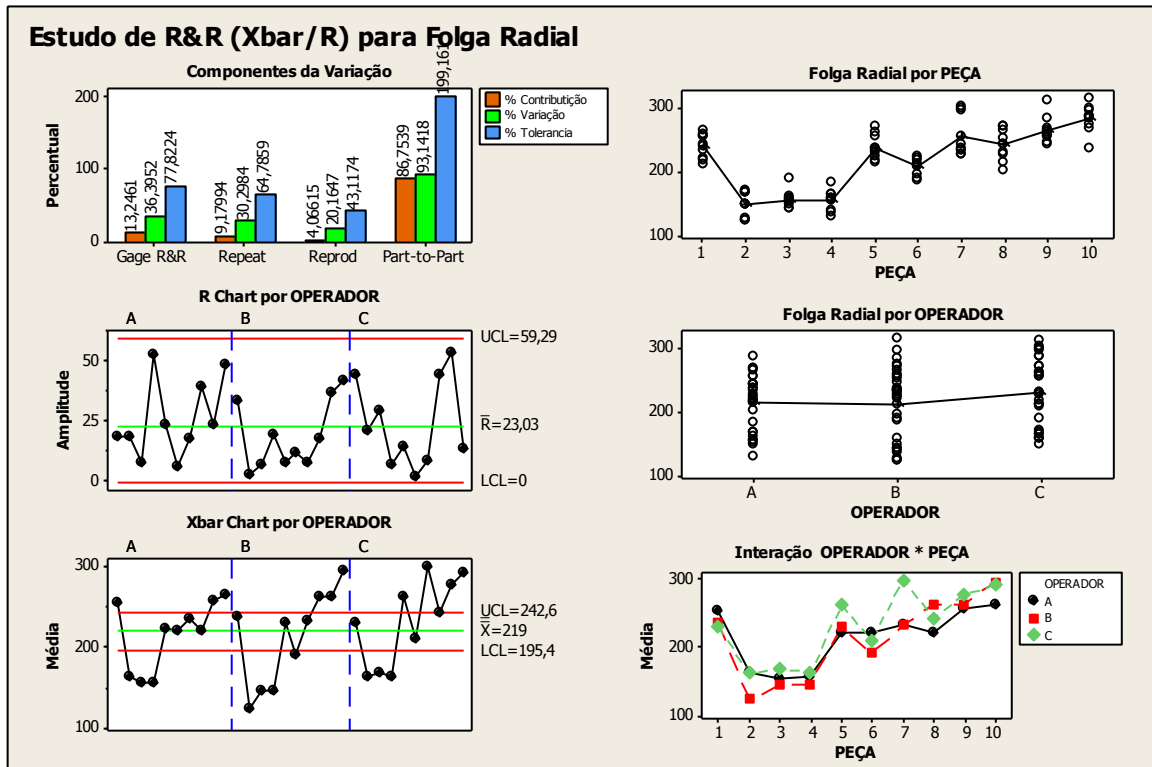


Figura 6.6 – R&R da medição da folga radial

Com 77,8 pontos percentuais, o R&R foi considerado reprovado. Analisando-se as informações do gráfico da Fig. 6.6 de forma análoga a anterior, baseado nas informações do Manual de Referência do MSA (1995) percebe-se que o resultado do gráfico Interação Operador Peça (segundo gráfico da terceira linha de gráficos) foi o de pior desempenho indicando que a amostra não representa a variação do processo esperada e principalmente, os gráficos Xbar e R comprometem o resultado do R&R. Ao se procurar causas no sistema de medição com performance distante da desejada, encontrou-se um fator que pode estar depreciando os três indicadores comentados neste parágrafo. Analisando o sistema de acionamento do movimento da cremalheira, percebeu-se que o motor hidráulico (Fig. 6.7) que gira a mesma não tem o controle de torque e velocidade requeridos para esta medição, pois como se trata de uma amplitude bastante pequena de movimento, a velocidade deve ser extremamente baixa, na ordem de 1°/seg, para assegurar que o sistema de leitura não perca nenhuma informação oriunda do encoder. O problema é que ao reduzir-se muito a velocidade do motor, tem-se também uma queda no torque do mesmo que não mais consegue chegar aos 10 Nm requeridos para a medição.

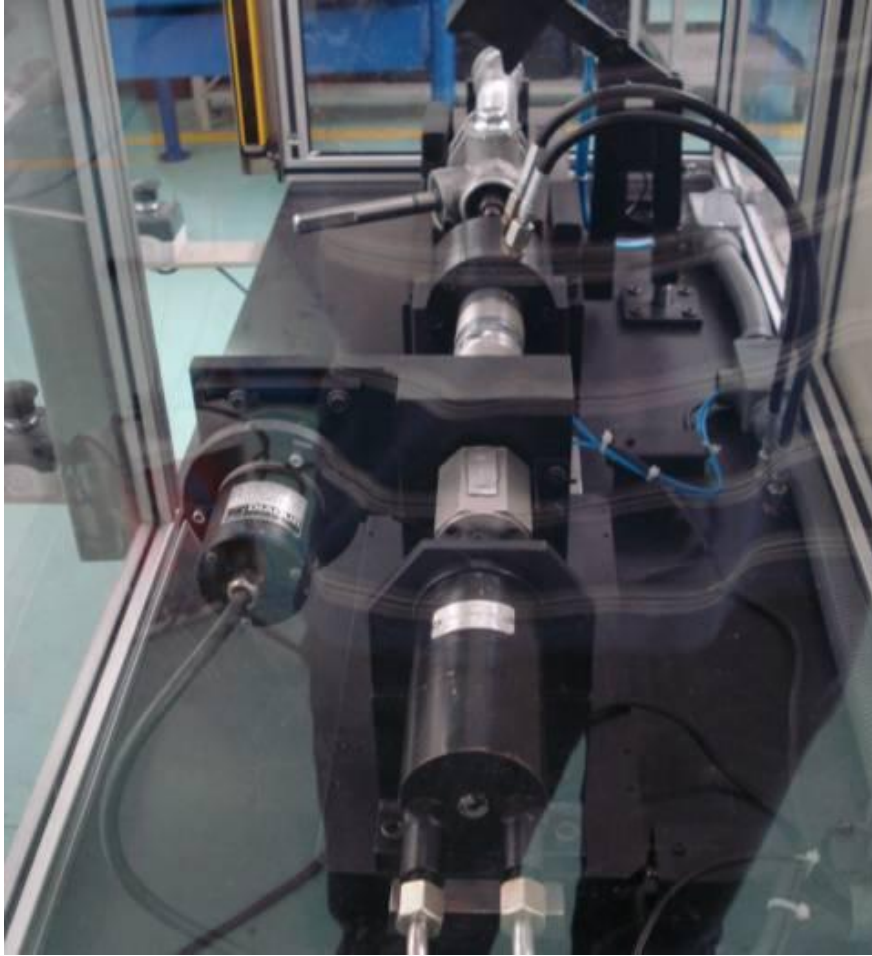


Figura 6.7 – Trem de acionamento da cremalheira com motor hidráulico

6.2.2 Melhorias Implementadas para aprovação do R&R

Para se melhorar o desempenho da medição da Folga Angular a pressão da pinça subiu de 20 para 40 Bar e uma análise do acabamento superficial da cremalheira foi executado para garantir que marcas na superfície da mesma não iriam surgir em decorrência do aumento da pressão e conseqüente aumento da força das garras da pinça contra a cremalheira.

Para se melhorar o desempenho da Folga Radial foi construído um novo sistema de acionamento da cremalheira, em substituição ao motor hidráulico. Foi instalado um sistema composto por um cilindro hidráulico mais um braço de alavanca para aplicar torque na cremalheira nos dois sentidos e com a velocidade de deslocamento controlada através de um regulador de vazão e o torque controlado por um regulador de pressão instalado nas linhas de pressão e retorno do cilindro. O novo trem de acionamento da cremalheira é mostrado na Fig. 6.8.

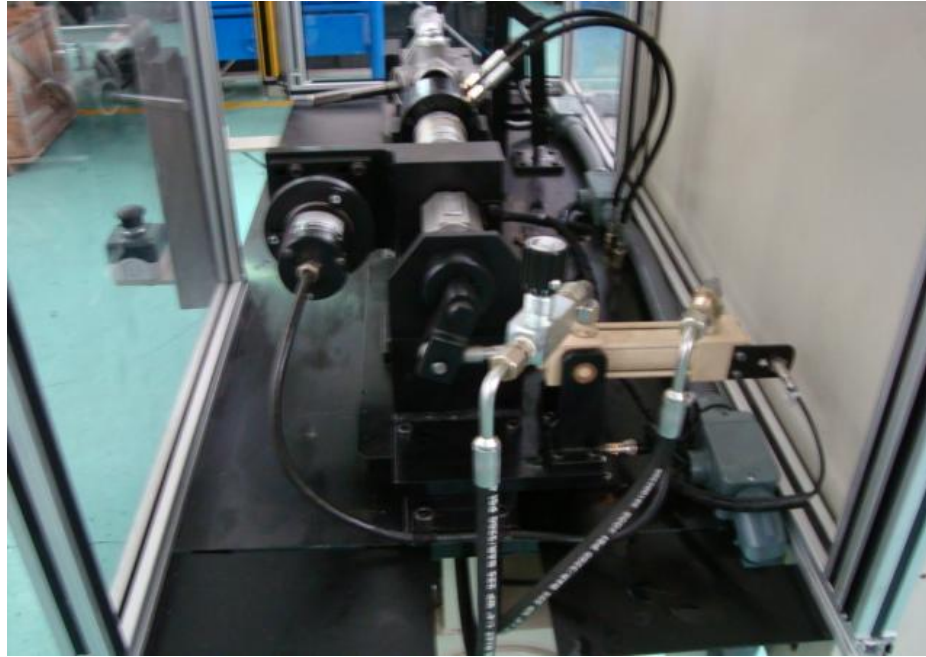


Figura 6.8 – Trem de acionamento da cremalheira com cilindro hidráulico

6.2.3 Novo estudo de R&R

Após a implementação das melhorias supracitadas, o estudo de R&R foi refeito e os resultados estão mostrados na Fig. 6.9 para Folga Angular:

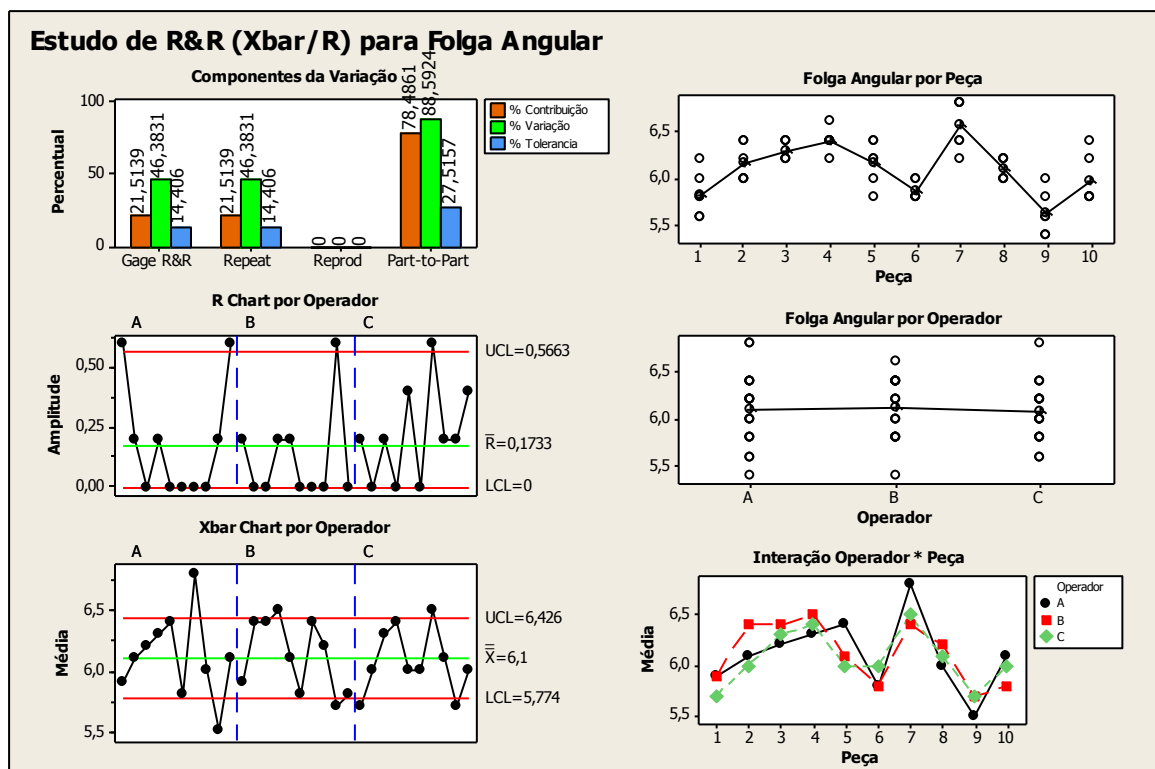


Figura 6.9 – Resultados da repetição do R&R da Folga Angular

E a Fig. 6.10 mostra o resultado para a repetição do estudo para a Folga Radial:

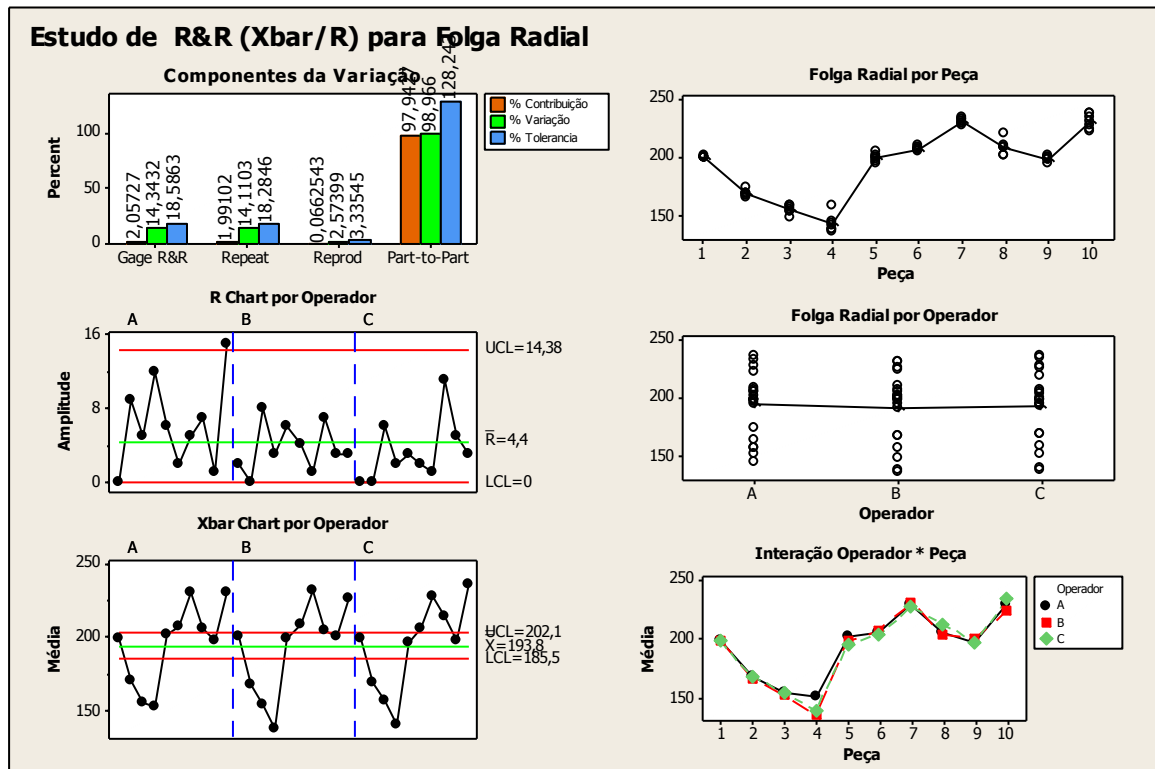


Figura 6.10 – Resultados da repetição do R&R da Folga Radial

Com resultados de 14,4 e 18,6 pontos percentuais respectivamente, os R&Rs foram considerados aprovados, conforme critérios expostos no ANEXO A, em função de estar-se tratando de uma medição de um sistema dinâmico e não apenas de uma simples leitura de uma dimensão por exemplo. Este sistema envolve diversas variáveis ao mesmo tempo, como o torque aplicado a cremalheira, velocidade do movimento, medição do deslocamento angular e medição do deslocamento radial.

6.3 Calibração do sistema de medição

Com o R&R aprovado realizou-se um estudo similar ao experimento realizado na bancada de teste com 10 peças ajustadas em 10 ângulos de retornos diferentes só que desta vez isto foi feito no equipamento de medição construindo monitorando-se as folgas Radial e Angular através das informações fornecidas pela máquina e acoplado-se um relógio comparador que tocava no mancal através de um furo no centro do bujão que foi montado em

todas estas peças de teste, conforme mostra a Fig. 6.11. Os resultados são mostrados na Tabela 07.

Esta medição direta realizada na peça foi considerada a medida de referênica para a calibração do sistema.

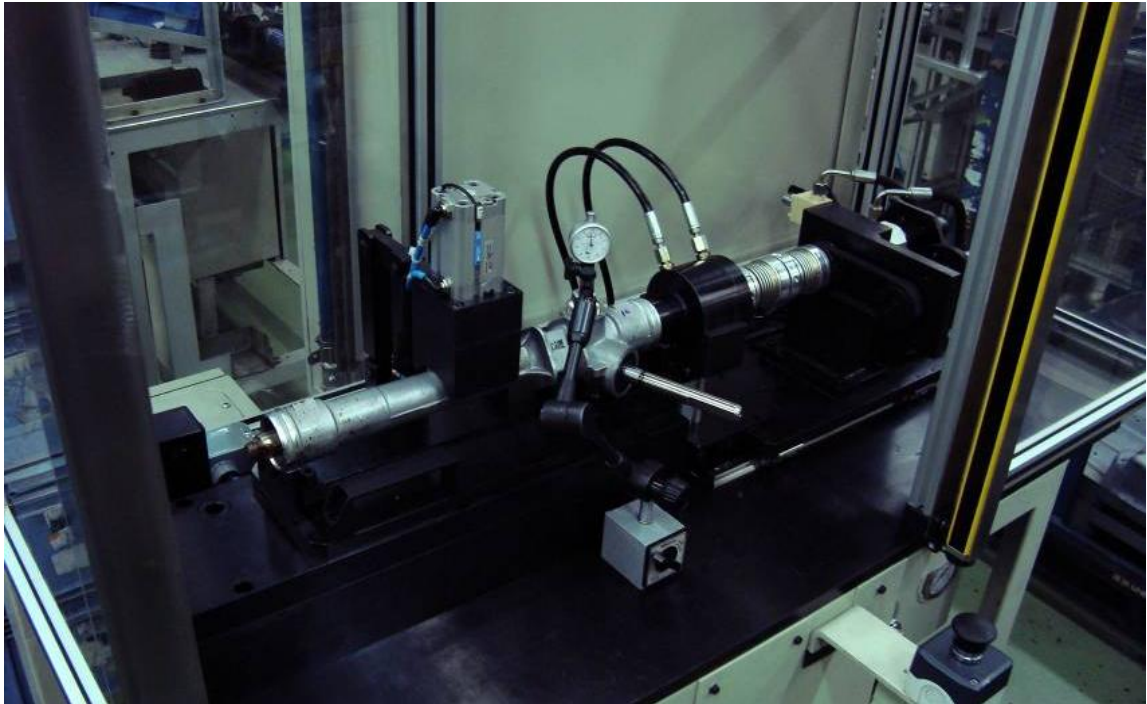


Figura 6.11 – Máquina com o relógio comparador

Note que neste caso a folga do mancal, mostrada na Fig. 6.12, representa a Folga de Trabalho real do mecanismo.

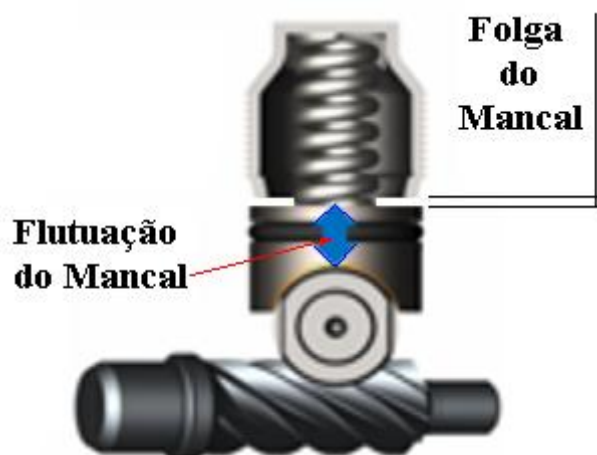


Figura 6.12 – Folga do mancal

A tabela 07 mostra as medidas comparativas entre os resultados medidos e o padrão (relógio comparador passando por dentro do bujão furado) realizadas na máquina de medição construída. A primeira coluna indica o número da amostra, a segunda o ângulo de retorno aplicado. A terceira indica Folga de Trabalho real medida pelo comparador sobre a peça dentro da máquina. Em seguida a Folga Radial e a Folga Angular medidas pela máquina. A sexta coluna indica Folga de Trabalho Predita pela máquina que é o resultado final obtido pela aplicação dos valores obtidos das leituras de Folga Radial (coluna 4) e Angular (coluna 5) na equação da Folga de Trabalho mostrada na Tabela 08 fornecida pelo Minitab que foi acrescentada ao *software* do CLP da máquina. A Folga de Trabalho Teórica que é calculada relacionando-se o ângulo de retorno com o passo do bujão de ajuste (1,5 mm) é mostrada na sétima coluna. A oitava mostra a diferença entre a Folga Real e a Teórica e a última coluna é a que mostra a diferença entre o resultado fornecido pela máquina (sistema de medição construído) e a medição real realizada. A determinação da equação da Folga de Trabalho Predita está exposta logo após a Tabela 07.

Tabela 07 – Dados para a determinação da equação

Peça	Ang. De Retorno (°)	Folga Trab Real (mm)	Folga Radial (mm)	Folga Angular (°)	Folga Trab Predita (equação) (mm)	Folga Trab Teórica (mm)	Diferença Real x Teórica	Diferença Real x Predita (mm)
1	0	0,000	0,033	1,6	-0,013	0,000	0,000	0,013
	10	0,005	0,048	2,4	0,004	0,042	-0,037	0,001
	20	0,015	0,069	2,8	0,020	0,083	-0,068	-0,005
	30	0,050	0,120	3,6	0,058	0,125	-0,075	-0,008
	40	0,090	0,173	4,6	0,099	0,167	-0,077	-0,009
	50	0,130	0,227	5,4	0,139	0,208	-0,078	-0,009
	60	0,180	0,283	6,8	0,186	0,250	-0,070	-0,006
	70	0,220	0,336	7,0	0,219	0,292	-0,072	0,001
	80	0,260	0,384	8,4	0,261	0,333	-0,073	-0,001
	90	0,300	0,427	9,0	0,292	0,375	-0,075	0,008
2	0	0,000	0,040	1,6	-0,009	0,000	0,000	0,009
	10	0,000	0,037	2,4	-0,003	0,042	-0,042	0,003
	20	0,025	0,066	3,0	0,020	0,083	-0,058	0,005
	30	0,050	0,125	3,8	0,063	0,125	-0,075	-0,013
	40	0,090	0,179	4,2	0,099	0,167	-0,077	-0,009
	50	0,130	0,228	5,2	0,138	0,208	-0,078	-0,008
	60	0,180	0,296	6,6	0,192	0,250	-0,070	-0,012
	70	0,230	0,353	7,2	0,231	0,292	-0,062	-0,001
	80	0,260	0,405	7,6	0,266	0,333	-0,073	-0,006
	90	0,300	0,454	8,4	0,303	0,375	-0,075	-0,003
3	0	0,000	0,049	1,6	-0,004	0,000	0,000	0,004
	10	0,000	0,040	2,0	-0,005	0,042	-0,042	0,005

Tabela 07 – Dados para a determinação da equação (cont.)

	20	0,010	0,041	2,8	0,003	0,083	-0,073	0,007
	30	0,020	0,067	3,2	0,023	0,125	-0,105	-0,003
	40	0,050	0,121	4,2	0,064	0,167	-0,117	-0,014
	50	0,090	0,166	5,0	0,099	0,208	-0,118	-0,009
	60	0,140	0,223	5,4	0,137	0,250	-0,110	0,003
	70	0,180	0,278	6,0	0,175	0,292	-0,112	0,005
	80	0,220	0,339	7,2	0,223	0,333	-0,113	-0,003
	90	0,260	0,389	8,2	0,262	0,375	-0,115	-0,002
4	0	0,000	0,036	1,6	-0,011	0,000	0,000	0,011
	10	0,000	0,038	2,6	0,000	0,042	-0,042	0,000
	20	0,015	0,054	2,8	0,011	0,083	-0,068	0,004
	30	0,050	0,123	4,0	0,064	0,125	-0,075	-0,014
	40	0,100	0,180	4,8	0,105	0,167	-0,067	-0,005
	50	0,130	0,220	5,2	0,133	0,208	-0,078	-0,003
	60	0,170	0,289	6,6	0,187	0,250	-0,080	-0,017
	70	0,220	0,338	7,2	0,222	0,292	-0,072	-0,002
	80	0,260	0,396	8,0	0,264	0,333	-0,073	-0,004
	90	0,310	0,466	8,8	0,314	0,375	-0,065	-0,004
5	0	0,000	0,055	1,6	0,000	0,000	0,000	0,000
	10	0,000	0,044	2,0	-0,003	0,042	-0,042	0,003
	20	0,010	0,061	2,8	0,015	0,083	-0,073	-0,005
	30	0,025	0,089	3,2	0,036	0,125	-0,100	-0,011
	40	0,070	0,140	4,0	0,074	0,167	-0,097	-0,004
	50	0,110	0,179	4,8	0,105	0,208	-0,098	0,005
	60	0,150	0,225	5,4	0,138	0,250	-0,100	0,012
	70	0,190	0,271	6,2	0,173	0,292	-0,102	0,017
	80	0,220	0,324	7,0	0,212	0,333	-0,113	0,008
	90	0,270	0,368	7,6	0,244	0,375	-0,105	0,026
6	0	0,000	0,057	1,6	0,001	0,000	0,000	-0,001
	10	0,000	0,041	2,2	-0,002	0,042	-0,042	0,002
	20	0,010	0,057	2,8	0,013	0,083	-0,073	-0,003
	30	0,045	0,126	3,6	0,062	0,125	-0,080	-0,017
	40	0,080	0,156	4,4	0,087	0,167	-0,087	-0,007
	50	0,120	0,203	5,4	0,125	0,208	-0,088	-0,005
	60	0,160	0,240	6,2	0,154	0,250	-0,090	0,006
	70	0,190	0,291	6,6	0,188	0,292	-0,102	0,002
	80	0,230	0,337	8,0	0,229	0,333	-0,103	0,001
	90	0,280	0,402	8,2	0,270	0,375	-0,095	0,010
7	0	0,000	0,035	2,0	-0,008	0,000	0,000	0,008
	10	0,010	0,032	2,6	-0,004	0,042	-0,032	0,014
	20	0,010	0,052	3,2	0,014	0,083	-0,073	-0,004
	30	0,040	0,096	4,0	0,048	0,125	-0,085	-0,008
	40	0,070	0,141	4,6	0,080	0,167	-0,097	-0,010
	50	0,110	0,188	5,6	0,118	0,208	-0,098	-0,008
	60	0,150	0,253	6,4	0,164	0,250	-0,100	-0,014
	70	0,190	0,315	7,4	0,211	0,292	-0,102	-0,021

Tabela 07 – Dados para a determinação da equação (cont.)

	80	0,230	0,379	8,0	0,254	0,333	-0,103	-0,024	
	90	0,290	0,433	9,2	0,298	0,375	-0,085	-0,008	
8	0	0,000	0,041	1,8	-0,006	0,000	0,000	0,006	
	10	0,005	0,045	2,4	0,002	0,042	-0,037	0,003	
	20	0,020	0,069	3,0	0,022	0,083	-0,063	-0,002	
	30	0,050	0,116	3,8	0,058	0,125	-0,075	-0,008	
	40	0,090	0,161	4,6	0,092	0,167	-0,077	-0,002	
	50	0,130	0,198	5,4	0,122	0,208	-0,078	0,008	
	60	0,170	0,253	6,2	0,162	0,250	-0,080	0,008	
	70	0,210	0,305	7,4	0,205	0,292	-0,082	0,005	
	80	0,240	0,358	7,6	0,238	0,333	-0,093	0,002	
	90	0,290	0,408	8,6	0,277	0,375	-0,085	0,013	
9	0	0,000	0,056	1,4	-0,001	0,000	0,000	0,001	
	10	0,005	0,064	2,0	0,009	0,042	-0,037	-0,004	
	20	0,010	0,065	2,8	0,018	0,083	-0,073	-0,008	
	30	0,025	0,096	3,6	0,044	0,125	-0,100	-0,019	
	40	0,060	0,138	4,2	0,074	0,167	-0,107	-0,014	
	50	0,110	0,187	5,0	0,111	0,208	-0,098	-0,001	
	60	0,150	0,230	5,8	0,145	0,250	-0,100	0,005	
	70	0,190	0,274	6,6	0,178	0,292	-0,102	0,012	
	80	0,240	0,332	7,4	0,221	0,333	-0,093	0,019	
	90	0,280	0,402	8,2	0,270	0,375	-0,095	0,010	
10	0	0,000	0,045	1,8	-0,004	0,000	0,000	0,004	
	10	0,005	0,033	2,4	-0,005	0,042	-0,037	0,010	
	20	0,010	0,045	3,0	0,008	0,083	-0,073	0,002	
	30	0,030	0,079	3,8	0,036	0,125	-0,095	-0,006	
	40	0,070	0,103	4,4	0,056	0,167	-0,097	0,014	
	50	0,100	0,139	5,0	0,083	0,208	-0,108	0,017	
	60	0,120	0,163	5,4	0,101	0,250	-0,130	0,019	
	70	0,160	0,217	6,0	0,139	0,292	-0,132	0,021	
	80	0,190	0,273	6,8	0,180	0,333	-0,143	0,010	
	90	0,240	0,351	8,6	0,244	0,375	-0,135	-0,004	
							Média	-0,07550	0,00002
							Desvio (SD)	0,03380	0,00964

6.4 Determinando a equação de relação entre as Folgas Radial e Angular com a Folga de Trabalho

Para a determinação da equação de relação entre as variáveis medidas e a real Folga de Trabalho fornecida pelo relógio comparador, utilizou-se a regressão múltipla que o Minitab

fornece, usando como dados de entrada os valores medidos mostrados na Tabela 07. A Tabela 08 mostra o resultado fornecido. A equação está em negrito.

Tabela 08 – Determinação da equação pelo Minitab

Regression Analysis: Folga de Trabalho versus Folga Radial; Folga Angular						
The regression equation is						
Folga de Trabalho = - 0,0482 + 0,592 Folga Radial + 0,00976 Folga Angular						
Predictor	Coef	SE Coef	T	P		
Constant	-0,048204	0,003949	-12,21	0,000		
Folga Radial	0,59202	0,03570	16,58	0,000		
Folga Angular	0,009765	0,002074	4,71	0,000		
S = 0,00972903 R-Sq = 99,0% R-Sq(adj) = 99,0%						
Analysis of Variance						
Source	DF	SS	MS	F	P	
Regression	2	0,95457	0,47728	5042,41	0,000	
Residual Error	97	0,00918	0,00009			
Total	99	0,96375				
Source	DF	Seq SS				
Folga Radial	1	0,95247				
Folga Angular	1	0,00210				
Unusual Observations						
Obs	Folga Radial	Folga Mancal	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
20	0,454	0,300000	0,302596	0,002967	-0,002596	-0,28 X
50	0,368	0,270000	0,243871	0,001775	0,026129	2,73R
68	0,315	0,190000	0,210541	0,001577	-0,020541	-2,14R
69	0,379	0,230000	0,254289	0,001737	-0,024289	-2,54R
81	0,056	0,000000	-0,001380	0,002954	0,001380	0,15 X
89	0,332	0,240000	0,220605	0,001464	0,019395	2,02R
97	0,163	0,120000	0,101024	0,002198	0,018976	2,00R
98	0,217	0,160000	0,138852	0,001654	0,021148	2,21R
R denotes an observation with a large standardized residual. X denotes an observation whose X value gives it large leverage.						
Correlations: Folga Mancal; Folga Radial; Folga Angular						
	Folga Mancal	Folga Radial				
Folga Radial	0,994					
	0,000					
Folga Angular	0,982	0,977				
	0,000	0,000				
Cell Contents: Pearson correlation P-Value						

Os gráficos das Figuras 6.13 e 6.14 mostram o comportamento da Folga Angular e Radial no experimento realizado na máquina de medição:

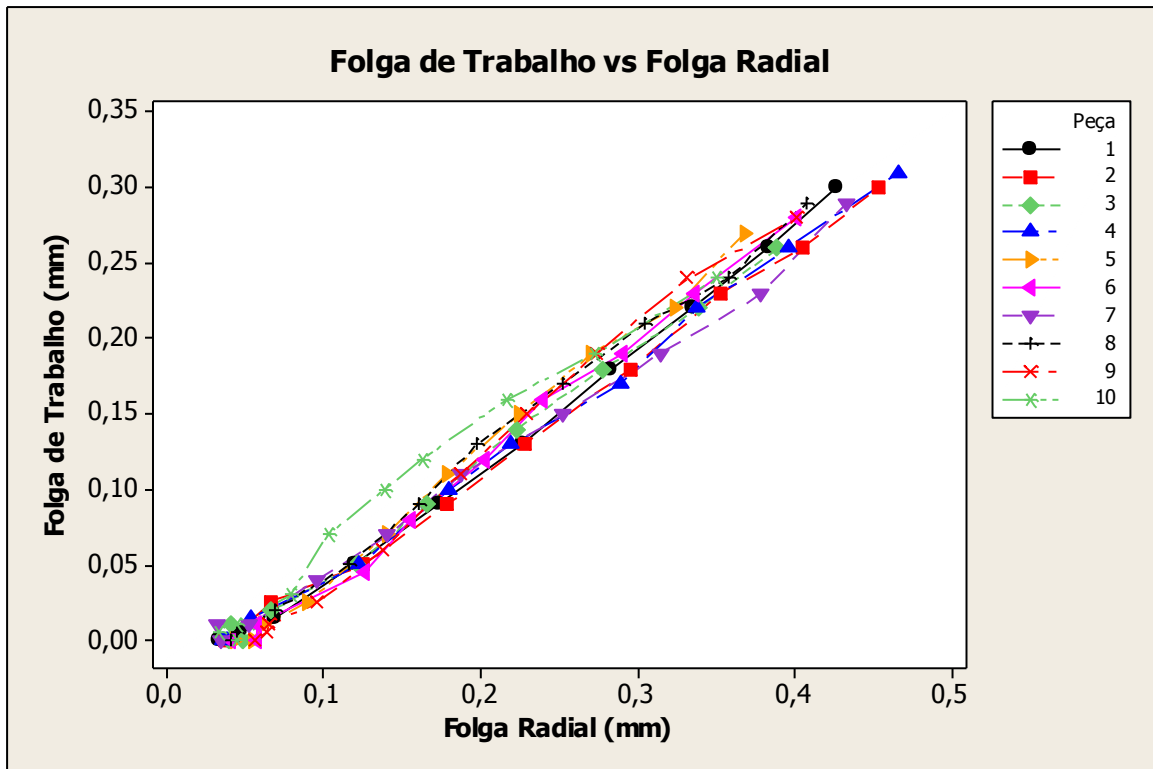


Figura 6.13 – Folga Radial medida na máquina

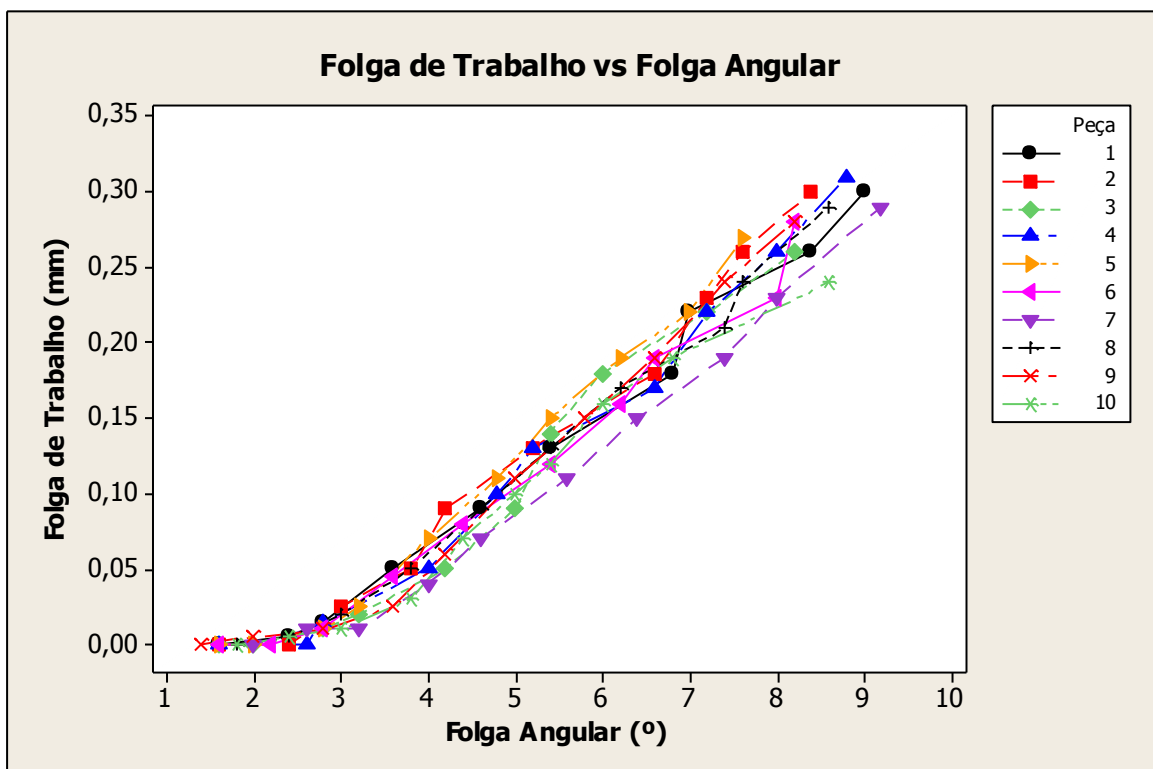


Figura 6.14 – Folga Angular medida na máquina

Analisando os gráficos e as correlações fornecidas pelo Minitab, concluiu-se que a Folga Radial manteve o mesmo comportamento tanto na bancada experimental quanto na máquina construída com Coeficiente de Pearson igual a 0,998 e 0,994 respectivamente.

Porém a Folga Angular teve uma melhora significativa, mudando o Coeficiente de Pearson de 0,864 para 0,982 aumentando bastante a sua participação no resultado final da Folga de Trabalho fornecido pela equação da regressão múltipla. Esta diferença pode ser explicada pela dificuldade que existia na realização desta medição na bancada experimental. O sistema de medição da Metalac possui uma baixa resolução (1°) e se baseia num peso morto para manter fixo o braço de referência enquanto o dispositivo gira para medir a amplitude do movimento angular. A forma como era preso o dispositivo de medição a cremalheira deixava uma folga a ser descontada do resultado final. Isto tudo adicionou uma incerteza de medição ao experimento que só não foi abandonado em função da resposta positiva da Folga Radial.

Além disso, atribui-se a diferença no padrão de comportamento da curva na faixa de 0 a 2° à deformação elástica dos componentes do sistema de ajuste quando o torque de empacotamento (10 Nm) é aplicado ao sistema. Como essa deformação não é a mesma em todas as peças, algumas se deformam mais que as outras fazendo com que o Ângulo de Retorno seja maior para começar a apresentar Folga de Trabalho. Como mostra o gráfico da Fig. 6.14, pode-se ter até $2,5^\circ$ de Folga Angular e ainda assim não existir Folga de Trabalho.

6.5 Fluxograma do sistema de medição

A Fig. 6.15 descreve um fluxograma que mostra de forma simplificada como é realizada a operação pelo sistema de medição construído.

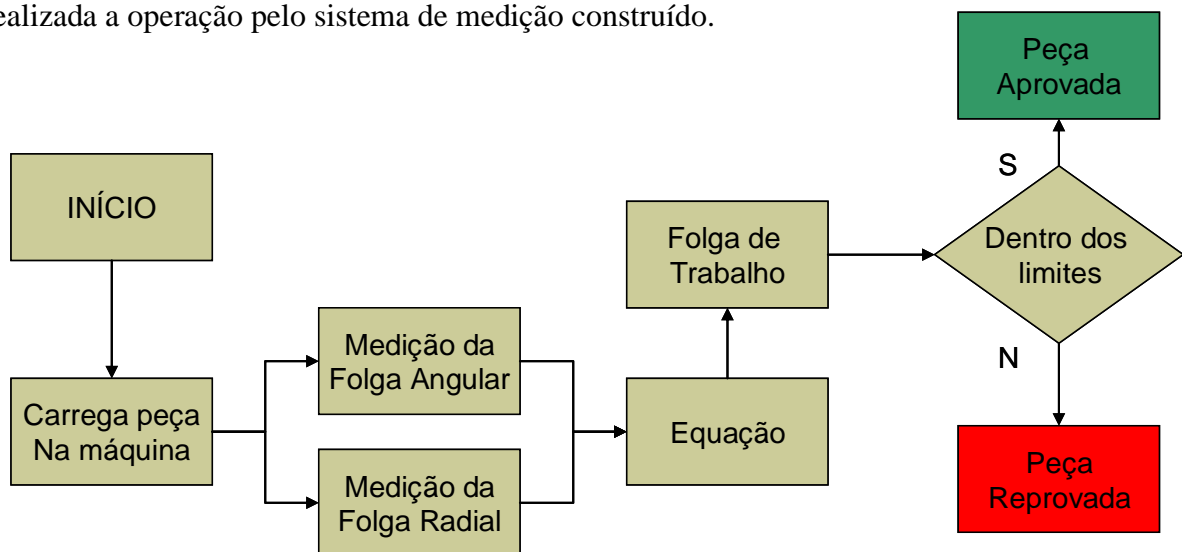


Figura 6.15 – Fluxograma do sistema de medição

6.6 Validação da equação de correlação

Repetiram-se as medições da mesma forma como foi feito para se determinar a equação de correlação porém usando outro conjunto de peças. Os resultados estão descritos na Tabela 09.

Para validar a equação obtida anteriormente desenhou-se um envelope assumindo uma Incerteza de Medição de 95%, mostrado na Fig. 6.16. Para ser considerada validada a equação, pelo menos 95% das medições teriam que estar dentro do envelope.

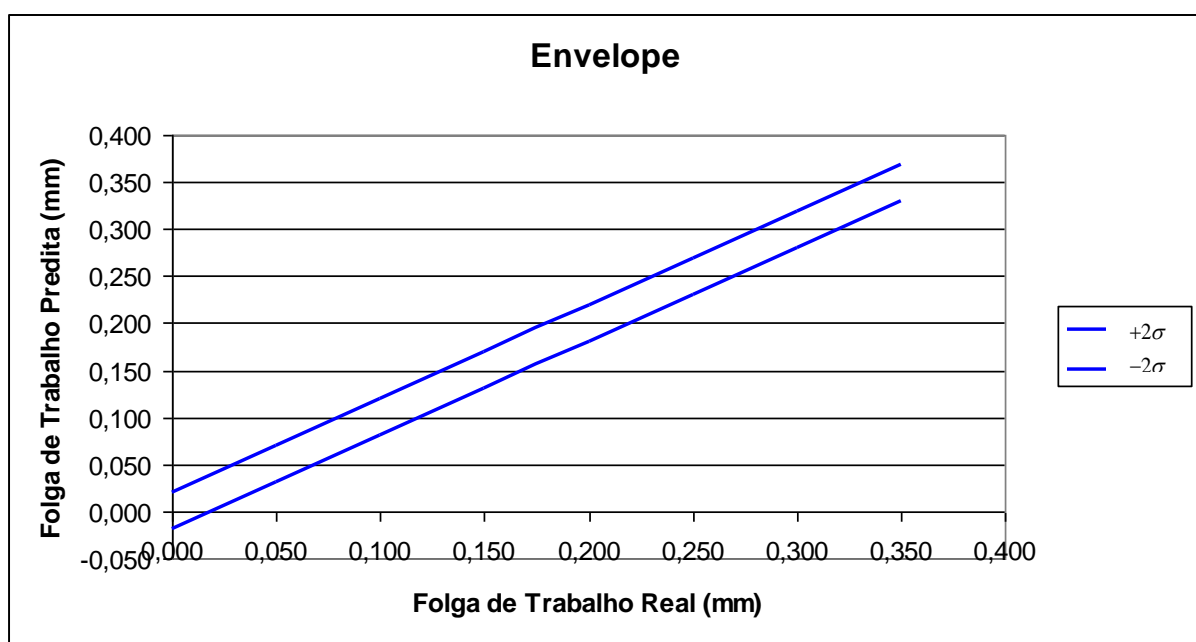


Figura 6.16 - Envelope da curva Real x Predita

Este envelope foi determinado a partir de uma linha central que considera que a Predita é igual a Real e traça uma linha superior adicionando dois desvios-padrão e uma inferior subtraindo dois desvios da reta descrita por $X=Y$ (Predita = Real). Utilizou-se dois desvios em virtude da Incerteza de Medição ser igual a 95%.

A Tabela 09 mostra o resultado das medições da validação da equação.

Tabela 09 - Dados de validação da equação

Amostra	Ang. de retorno	Folga Trab Real	Folga Radial	Folga Angular	Folga Trab Predita (equação)	Folga Trab Teórica	Diferença Real x Teórica	Diferença Real x Predita
1	0	0,000	0,043	1,4	-0,009	0,000	0,000	0,009
1	10	0,000	0,044	2,6	0,003	0,042	-0,042	-0,003
1	20	0,005	0,058	2,6	0,012	0,083	-0,078	-0,007
1	30	0,015	0,058	3,2	0,017	0,125	-0,110	-0,002
1	40	0,045	0,104	4	0,052	0,167	-0,122	-0,007
1	50	0,085	0,145	4,8	0,084	0,208	-0,123	0,001
1	60	0,120	0,195	5,2	0,118	0,250	-0,130	0,002
1	70	0,150	0,229	6	0,146	0,292	-0,142	0,004
1	80	0,185	0,284	6,6	0,184	0,333	-0,148	0,001
1	90	0,240	0,343	7,4	0,227	0,375	-0,135	0,013
2	0	0,000	0,044	2	-0,003	0,000	0,000	0,003
2	10	0,005	0,038	2,2	-0,004	0,042	-0,037	0,009
2	20	0,010	0,058	3,2	0,017	0,083	-0,073	-0,007
2	30	0,025	0,086	3,6	0,038	0,125	-0,100	-0,013
2	40	0,060	0,142	4,6	0,081	0,167	-0,107	-0,021
2	50	0,100	0,202	5,4	0,124	0,208	-0,108	-0,024
2	60	0,150	0,272	6	0,171	0,250	-0,100	-0,021
2	70	0,190	0,314	6,6	0,202	0,292	-0,102	-0,012
2	80	0,220	0,371	7,4	0,244	0,333	-0,113	-0,024
2	90	0,265	0,435	8	0,287	0,375	-0,110	-0,022
3	0	0,000	0,035	2,4	-0,004	0,000	0,000	0,004
3	10	0,000	0,041	3,2	0,007	0,042	-0,042	-0,007
3	20	0,020	0,087	3,8	0,040	0,083	-0,063	-0,020
3	30	0,060	0,142	4,6	0,081	0,125	-0,065	-0,021
3	40	0,090	0,182	5,2	0,110	0,167	-0,077	-0,020
3	50	0,140	0,239	5,6	0,148	0,208	-0,068	-0,008
3	60	0,170	0,283	6,2	0,180	0,250	-0,080	-0,010
3	70	0,200	0,332	7	0,217	0,292	-0,092	-0,017
3	80	0,230	0,38	7,8	0,253	0,333	-0,103	-0,023
3	90	0,280	0,426	8,4	0,286	0,375	-0,095	-0,006
4	0	0,000	0,042	2,8	0,004	0,000	0,000	-0,004
4	10	0,000	0,031	2,8	-0,003	0,042	-0,042	0,003
4	20	0,005	0,037	3	0,003	0,083	-0,078	0,002
4	30	0,040	0,073	4,2	0,036	0,125	-0,085	0,004
4	40	0,070	0,123	4,8	0,071	0,167	-0,097	-0,001
4	50	0,100	0,166	5,8	0,107	0,208	-0,108	-0,007
4	60	0,140	0,206	6,2	0,134	0,250	-0,110	0,006
4	70	0,190	0,265	7	0,177	0,292	-0,102	0,013
4	80	0,220	0,317	7,4	0,212	0,333	-0,113	0,008
4	90	0,270	0,389	8,6	0,266	0,375	-0,105	0,004
5	0	0,000	0,039	2	-0,006	0,000	0,000	0,006
5	10	0,005	0,04	2,6	0,001	0,042	-0,037	0,004
5	20	0,010	0,05	3,2	0,013	0,083	-0,073	-0,003
5	30	0,025	0,089	4	0,044	0,125	-0,100	-0,019

Tabela 09 - Dados de validação da equação (cont.)

5	40	0,055	0,123	4,6	0,070	0,167	-0,112	-0,015
5	50	0,090	0,169	5,2	0,103	0,208	-0,118	-0,013
5	60	0,130	0,215	5,8	0,136	0,250	-0,120	-0,006
5	70	0,170	0,262	6,8	0,173	0,292	-0,122	-0,003
5	80	0,205	0,312	7,4	0,209	0,333	-0,128	-0,004
5	90	0,250	0,374	8,4	0,255	0,375	-0,125	-0,005
6	0	0,000	0,042	1,6	-0,008	0,000	0,000	0,008
6	10	0,000	0,042	2,6	0,002	0,042	-0,042	-0,002
6	20	0,010	0,054	2,6	0,009	0,083	-0,073	0,001
6	30	0,025	0,073	3,6	0,030	0,125	-0,100	-0,005
6	40	0,055	0,12	4	0,062	0,167	-0,112	-0,007
6	50	0,100	0,175	5	0,104	0,208	-0,108	-0,004
6	60	0,140	0,227	5,6	0,141	0,250	-0,110	-0,001
6	70	0,180	0,284	6,2	0,180	0,292	-0,112	0,000
6	80	0,220	0,325	7,2	0,214	0,333	-0,113	0,006
6	90	0,245	0,363	7,6	0,241	0,375	-0,130	0,004
7	0	0,000	0,038	1,8	-0,008	0,000	0,000	0,008
7	10	0,000	0,036	2,6	-0,002	0,042	-0,042	0,002
7	20	0,005	0,047	3	0,009	0,083	-0,078	-0,004
7	30	0,010	0,05	2,8	0,009	0,125	-0,115	0,001
7	40	0,020	0,064	3,4	0,023	0,167	-0,147	-0,003
7	50	0,090	0,146	5	0,087	0,208	-0,118	0,003
7	60	0,130	0,221	5,3	0,134	0,250	-0,120	-0,004
7	70	0,180	0,26	6,4	0,168	0,292	-0,112	0,012
7	80	0,210	0,302	7,2	0,201	0,333	-0,123	0,009
7	90	0,250	0,356	8,2	0,243	0,375	-0,125	0,007
8	0	0,000	0,045	1,6	-0,006	0,000	0,000	0,006
8	10	0,000	0,038	2,2	-0,004	0,042	-0,042	0,004
8	20	0,020	0,083	3	0,030	0,083	-0,063	-0,010
8	30	0,050	0,126	3,6	0,062	0,125	-0,075	-0,012
8	40	0,080	0,174	5	0,104	0,167	-0,087	-0,024
8	50	0,130	0,222	5,6	0,138	0,208	-0,078	-0,008
8	60	0,170	0,269	6	0,170	0,250	-0,080	0,000
8	70	0,210	0,317	7,2	0,210	0,292	-0,082	0,000
8	80	0,250	0,363	7,4	0,239	0,333	-0,083	0,011
8	90	0,280	0,403	8,4	0,272	0,375	-0,095	0,008
9	0	0,000	0,038	2	-0,006	0,000	0,000	0,006
9	10	0,000	0,045	2,2	0,000	0,042	-0,042	0,000
9	20	0,005	0,059	2,8	0,014	0,083	-0,078	-0,009
9	30	0,040	0,094	3,6	0,043	0,125	-0,085	-0,003
9	40	0,060	0,127	4	0,066	0,167	-0,107	-0,006
9	50	0,100	0,173	4,8	0,101	0,208	-0,108	-0,001
9	60	0,140	0,226	5,4	0,138	0,250	-0,110	0,002
9	70	0,180	0,285	6,6	0,185	0,292	-0,112	-0,005
9	80	0,220	0,339	7,2	0,223	0,333	-0,113	-0,003
9	90	0,250	0,371	7,4	0,244	0,375	-0,125	0,006

Tabela 09 - Dados de validação da equação (cont.)

10	0	0,000	0,051	2	0,002	0,000	0,000	-0,002
10	10	0,000	0,03	2,8	-0,003	0,042	-0,042	0,003
10	20	0,025	0,049	3,2	0,012	0,083	-0,058	0,013
10	30	0,060	0,084	4	0,041	0,125	-0,065	0,019
10	40	0,100	0,138	5	0,082	0,167	-0,067	0,018
10	50	0,130	0,171	5,4	0,106	0,208	-0,078	0,024
10	60	0,170	0,224	6	0,143	0,250	-0,080	0,027
10	70	0,210	0,285	7	0,189	0,292	-0,082	0,021
10	80	0,250	0,353	8	0,239	0,333	-0,083	0,011
10	90	0,290	0,407	8,4	0,275	0,375	-0,085	0,015

Média	-0,084	-0,001
Desvio Padrão (SD)	0,038525	0,010858

O gráfico dos resultados da Tabela 09 é mostrado na Fig. 6.17.

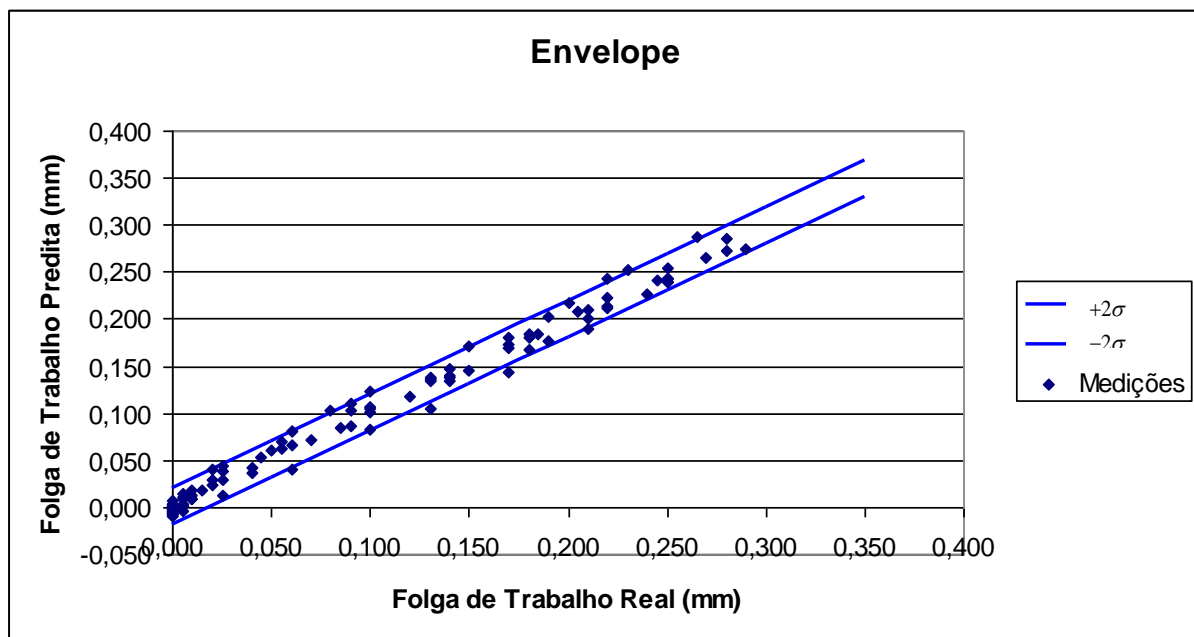


Figura 6.17 – Envelope preenchido com os dados de validação

Com base nos resultados mostrados na Fig. 6.17 conclui-se que a equação da Tabela 08 realmente representa o comportamento da Folga de Trabalho Real predita pelas leituras de Folga Radial e Angular com um intervalo de confiança de 95%. Portanto, esta equação de correlação será utilizada para se medir a qualidade da operação de Ajuste do Bujão das caixas de direção do modelo deste trabalho.

6.7 Determinação da incerteza de medição

A equação que descreve a relação entre a Folga de Trabalho e as Folgas Radial e Angular é:

$$F_t = -0,0482 + 0,592F_r + 0,00976F_a \quad (6.1)$$

Sendo: F_t = Folga de Trabalho

F_r = Folga Radial

F_a = Folga Angular

A incerteza da F_t (ΔF_t) é obtida a partir dos cálculos das incertezas de F_r e de F_a bem como de seus coeficientes que são dados pelo Minitab na Tabela 08 como 0,003949 para a constante, 0,03570 para o coeficiente da Folga Radial e 0,002074 para o coeficiente da folga angular. O LVDT que mede a Folga Radial é o HEIDENHEIN ST 1288 que segundo o manual do fabricante, possui uma incerteza de $U_{95\%} = 0,03\mu m + 0,06 \cdot 10^{-6} L$, onde L é o comprimento do intervalo de medição. Como o intervalo de medição é bastante pequeno, em torno de 200um, será considerada a incerteza do LVDT como $U_{95\%} = 0,03\mu m$. O encoder que mede a Folga Radial é o Diadur ROD 446 com uma incerteza igual a 12 segundos de grau, conforme informações do fabricante.

Fazendo a função F_t igual a:

$$F_t = a + b.F_r + c.F_a \quad (6.2)$$

Então tem-se que:

$$\Delta F_t = \sqrt{\left(\frac{\partial F_t}{\partial a} \cdot \Delta a\right)^2 + \left(\frac{\partial F_t}{\partial b} \cdot \Delta b\right)^2 + \left(\frac{\partial F_t}{\partial r} \cdot \Delta r\right)^2 + \left(\frac{\partial F_t}{\partial c} \cdot \Delta c\right)^2 + \left(\frac{\partial F_t}{\partial a} \cdot F_a\right)^2} \quad (6.3)$$

$$\Delta F_t = \sqrt{(1 \cdot \Delta a)^2 + (F_r \cdot \Delta b)^2 + (b \cdot \Delta r)^2 + (F_a \cdot \Delta c)^2 + (c \cdot \Delta F_a)^2} \quad (6.4)$$

Tomando-se o erro padrão dos coeficientes fornecido pelo Minitab na Tabela 08 e multiplicando-se este valor por 1,96, conforme Beckwith (1993) página 61, tem-se as incertezas de cada um dos coeficientes dados por:

$$a = -0,0482, \quad b = 0,5920 \quad \text{e} \quad c = 0,00976 \quad (6.5)$$

Logo:

$$\Delta a = 1,96 \cdot 0,0039 = 0,0076 \quad (6.6)$$

$$\Delta b = 1,96 \cdot 0,0357 = 0,0700 \quad (6.7)$$

$$\Delta c = 1,96 \cdot 0,0021 = 0,0041 \quad (6.8)$$

Os valores de ΔF_r e ΔF_a são dados pelos seus fabricantes, sendo $0,03 \cdot 10^{-6}$ m e $3,3 \cdot 10^{-3}$ respectivamente. Vale lembrar que a equação foi obtida com os valores em milímetros, portanto faremos $\Delta F_r = 0,03 \cdot 10^{-3}$ mm.

Substituindo-se os valores na Equação 6.4 tem-se:

$$\Delta F_t = \sqrt{(1,0,0076)^2 + (F_r \cdot 0,0700)^2 + (0,5920 \cdot 0,03 \cdot 10^{-3})^2 + (F_a \cdot 0,0041)^2 + (0,00976 \cdot 0,0033)^2} \quad (6.9)$$

$$\Delta F_t = \sqrt{57,8 \cdot 10^{-6} + 0,0049 \cdot F_r + 16,8 \cdot 10^{-6} F_a} \quad (6.10)$$

Assim tem-se a equação da incerteza em função de F_r e F_a . Como diversos valores de F_r e F_a podem ser assumidos, será tomada a média de todas as medições de F_r e F_a em cada um dos ângulos de retorno (0 a 90°) calculando-se a F_t em função destes dados e montando-se uma tabela com o valor da incerteza para cada F_t correspondente. Desta forma, será mostrada a incerteza para 10 diferentes áreas que a F_t pode assumir.

O resultado do cálculo das médias é mostrado na Tabela 10.

Tabela 10 – Médias de Fr e Fa aplicadas a equação da Ft

Ângulo de Retorno (°)	Média Fr	Média Fa	Ft
0	0,045	1,66	-0,006
10	0,042	2,30	-0,001
20	0,058	2,90	0,014
30	0,104	3,66	0,049
40	0,149	4,40	0,083
50	0,194	5,20	0,117
60	0,246	6,08	0,156
70	0,298	6,76	0,194
80	0,353	7,60	0,235
90	0,410	8,48	0,277

E substituindo-se os valores de Fr e Fa mostrados na Tabela 10 na Equação 6.10 tem-se como resultado a Tabela 11 que mostra o valor da incerteza para cada faixa de Ft.

Tabela 11 – Incerteza de medição em função da Folga de Trabalho

Ft	Incerteza
-0,006	0,011
-0,001	0,012
0,014	0,015
0,049	0,018
0,083	0,022
0,117	0,026
0,156	0,031
0,194	0,035
0,235	0,040
0,277	0,046

6.8 Definindo a tolerância de processo em função da incerteza de medição

Para este modelo de mecanismo de direção o desenho de produto especifica que o ângulo máximo de retorno do bujão (*back-off*) é de 40°. Como o passo da rosca é 1,5 mm a Folga de Trabalho teórica resultante é de 0,167 mm ou 167 µm. Este seria então o parâmetro de aceitação do processo de medição da Folga de Trabalho realizado pela máquina, porém quer-se ter a garantia de que 100% das peças estarão dentro da especificação máxima do produto. Para isso precisa-se levar em conta a incerteza de medição.

Observando a Tabela 11 percebe-se que na linha da Folga de Trabalho correspondente a 0,156 mm a incerteza é de 0,031mm e para Ft de 0,194 mm a incerteza é de 0,035 mm. Portanto, interpolando estes quatro valores pode-se descobrir a incerteza para a Ft máxima teórica que é 0,167 mm. O resultado da interpolação mostra que para uma Ft = 0,167 mm tem-se uma incerteza de medição de 0,032 mm.

Para chegar-se a tolerância de processo, retira-se a incerteza, que é igual a 0,032 mm da tolerância máxima do produto que é 0,167 mm e chega-se ao resultado de 0,135 mm. Portanto, os mecanismos serão considerados aprovados pela máquina de medição de Folga de Trabalho se a mesma apresentar um resultado inferior a 0,135 mm, conforme mostra a Fig. 6.18.

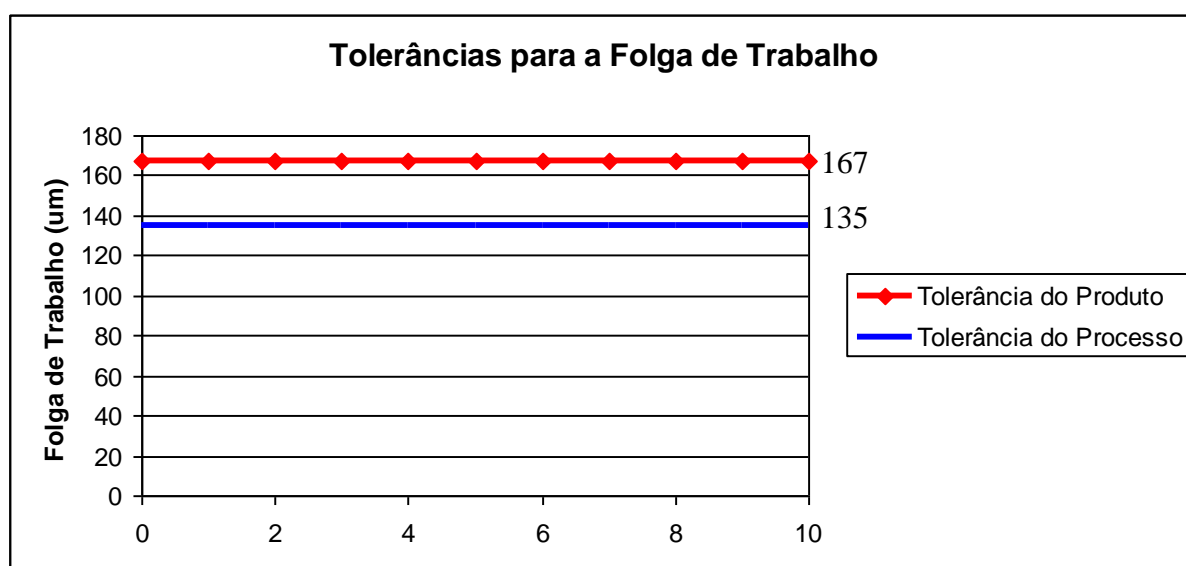


Figura 6.18 - Gráfico das tolerâncias para a Folga de Trabalho

6.9 Avaliando o impacto da entrada do equipamento na linha de produção

Baseado nesta tolerância máxima de processo, o gráfico da Fig. 6.19 mostra o comportamento do processo atual dentro desses parâmetros. Para isso, foram utilizados todos os dados de peças com até 40° de ângulo de retorno nos dois experimentos anteriormente realizados, o da determinação da equação e o da validação da lei.

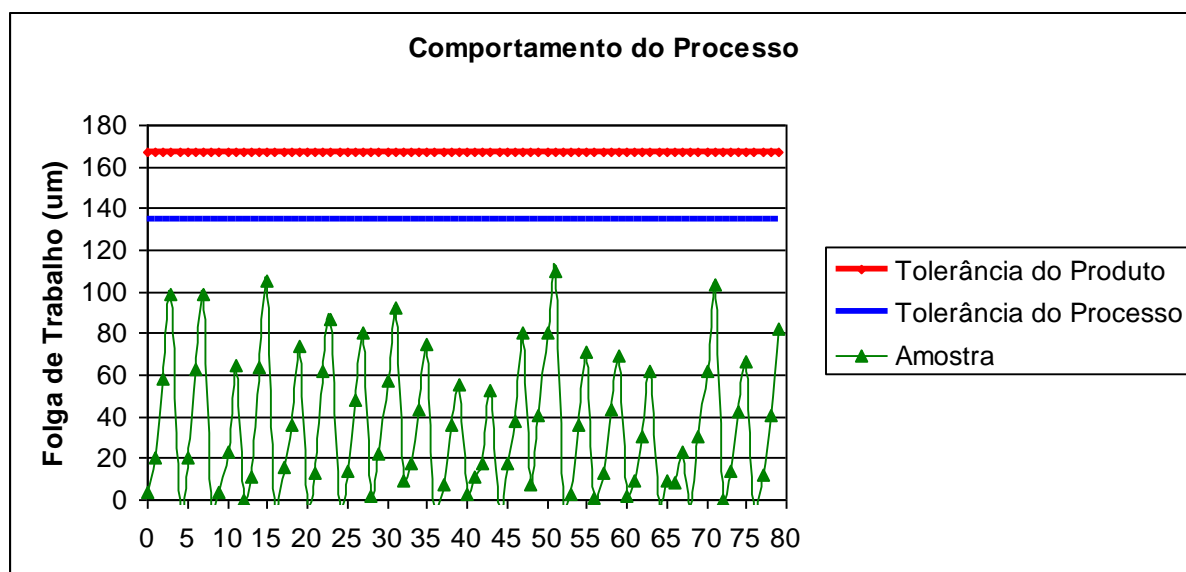


Figura 6.19 – Gráfico do comportamento do processo de fabricação

Este gráfico mostra que pode-se utilizar a tolerância de processo sem que haja um impacto negativo na produção baseado no comportamento das peças estudadas, pois as peças produzidas com até 40° de ângulo de retorno (máxima especificação de produto) estão suficientemente abaixo da tolerância de processo.

Isolando-se somente os valores de Folga de Trabalho para ângulos de retorno de 40° pode-se avaliar o comportamento estatístico do processo quando este está com a maior propensão de apresentar o modo de falha Folga de Trabalho acima da especificação. Neste caso, a especificação de processo igual a 0,135 mm. Para essa análise utilizou-se a ferramenta do Minitab chamada de “*Capability Analysis*” para se fazer a análise da capacidade do processo para atender a esta especificação. O estudo é mostrado na Fig. 6.20.

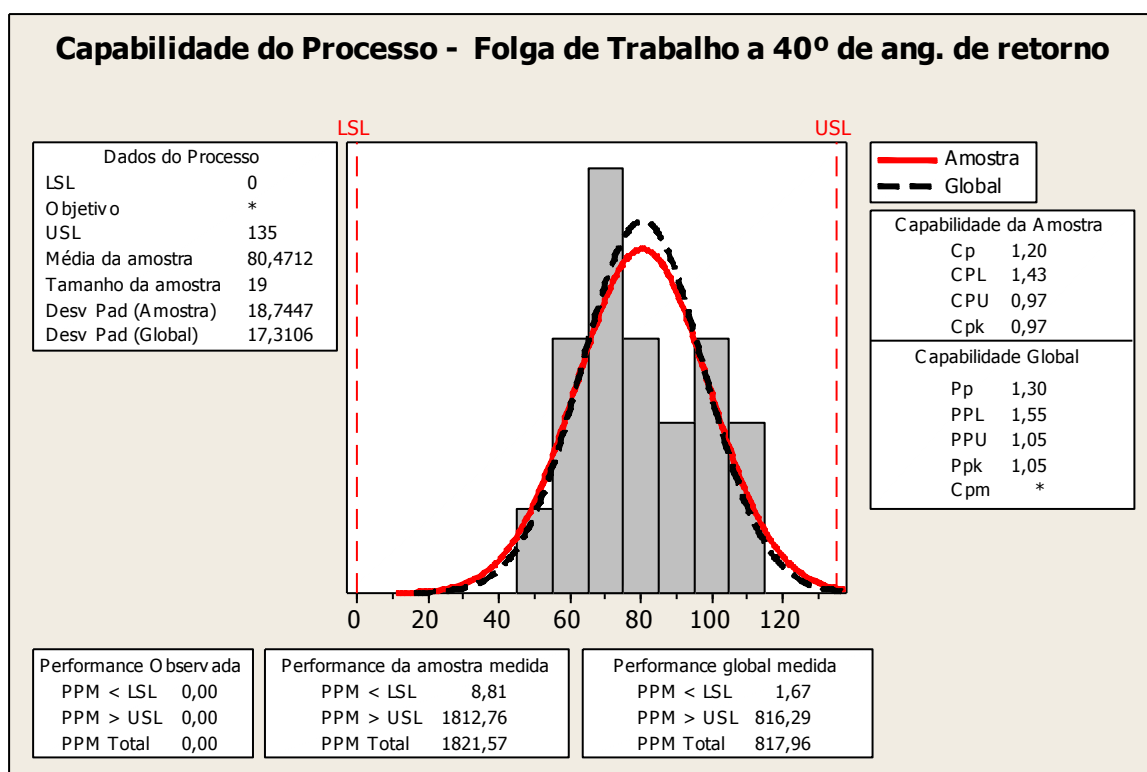


Figura 6.20 – Gráfico do Estudo de Capabilidade do processo para um ângulo de retorno de 40°

Com um Cpk de 0,97 e um PP de 1,30 pode-se dizer que o processo cabe dentro da especificação porém está deslocado para cima. Como não se pode centrá-lo, temos que o único inconveniente que se acrescenta ao processo é a adição de um PPM de 1812 decorrente da incerteza de medição, isto significa que no máximo, duas peças a cada mil teriam que ser segregadas e reavaliadas, o que ainda representa um custo aceitável frente a garantia de qualidade apresentada.

7. CONCLUSÕES

Este trabalho objetivou a validação de uma metodologia para se avaliar e medir a qualidade da operação de regulagem do sistema de ajuste de mecanismos de caixa de direção e, ao seu final, podemos concluir que a proposta foi considerada satisfatória.

Os dados levantados experimentalmente em uma bancada instrumentada mostraram que:

- a melhor maneira de se excitar a cremalheira para a análise das folgas do sistema de ajuste é através do momento torsor e não do fletor como se tentou inicialmente;

- não existe uma correlação forte entre o ângulo de retorno (*Back-Off*) do bujão e as Folgas Radial e Angular medidas externamente mas as Folgas Radial e Angular têm uma forte correlação com a Folga de Trabalho, que é o que realmente importa para a performance do sistema de ajuste;

- do parágrafo acima vem uma das primeiras conclusões, ângulo de retorno não deve ser uma especificação de projeto do produto e sim um mero parâmetro de processo;

- o projeto do produto deve especificar uma Folga de Trabalho.

A construção da máquina para realizar a verificação da Folga de Trabalho na linha de produção de caixas de direção gerou a necessidade da realização de um estudo de R&R para validar a capacidade de medição do equipamento e concluiu-se que:

- o equipamento construído tem uma exatidão bastante grande para ler aquilo que foi projetado porém o produto tem uma pequena diferença de comportamento de peça para peça o que acarreta uma também pequena incerteza de medição no sistema;

- o movimento que aplica torque a cremalheira deve ser extremamente lento e com o torque bastante controlado, o que levou a substituição do motor hidráulico por um cilindro hidráulico, ficando a recomendação de um servo-acionamento para as próximas implementações.

A calibração do sistema definiu uma equação de correlação entre as variáveis medidas e a Folga de Trabalho Real com uma incerteza de medição de 95%. Para atenuar os efeitos da incerteza, estabeleceu-se uma tolerância de processo menor que a de produto, descontando exatamente o valor da incerteza.

Para finalizar, realizou-se um estudo de capacidade de processo onde concluiu-se que o processo é capaz de produzir dentro das tolerâncias especificadas.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Dentro desta mesma linha de raciocínio, a próxima etapa seria realizar um trabalho para se determinar qual seriam os limites ideais que a Folga de Trabalho poderia assumir para garantir a melhor performance do sistema de ajuste.

Para isso seria necessário comparar o desempenho de diferentes valores de Folga de Trabalho sujeitando a mesmas a testes de NVH (*Noise, Vibration and Harshness*) objetivos e subjetivos, e também, a testes de vida do produto.

Outro ponto que poderia ser abordado é a deformação elástica dos componentes do sistema de ajuste quando o torque de empacotamento é aplicado, a fim de se determinar uma forma de evitar que esta variável tenha um comportamento não previsível dentro da regulagem do sistema de ajuste.

Ainda, podem ser estudados métodos para se avaliar de forma objetiva os ruídos existentes em um mecanismo de direção ainda dentro da linha de montagem através da construção de um equipamento que tivesse a capacidade de expor o mecanismo as mesmas solicitações que o mesmo encontra nas pistas de rodagem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Beckwith, T. G., Marangoni, R. D., Lienhard, J. H., 1993. “Mechanical Measurements”. Addison-Wesley Publishing Company, Inc., 5th ed., Massachusetts.
- Dally, J. W., Riley, W. F., McConnell, K. G., 1993. “Instrumentation for Engineering Measurements”. John Wiley & Sons, Inc. , 2nd ed., Iowa.
- Doebelin, E. O., 2004. “Measurements Systems: application and design”. McGraw-Hill, 5th ed., New York.
- Engineering Training Book, 1995. “Rack and Pinion Gear”. Delphi Automotive Systems, Saginaw Steering Systems Division, Michigan.
- Barbetta, P. A., Reis, M. M., Bornia, A. C., 2004. “Estatística para Cursos de Engenharia e Informática”. Editora Atlas S.A., 2ª ed., São Paulo.
- Montgomery, D. C., Runger, G. C., 2006. “Applied Statistics and Probability for Engineers” John Wiley & Sons, Inc. 4th ed., Phoenix.
- Frade, G. C., Souza, J. F., 2003. “Dispositivo para a calibração de trenas e réguas graduadas”. Anais do Metrologia 2003 –Metrologia para a Vida, Ed. Sociedade Brasileira de Metrologia, Recife, PE, 1 a 5 set.
- Análise dos Sistemas de Medição, 1995. “Manual de Referência”. Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2nd ed., São Paulo.
- Gerges, S. N. Y., 2005. “Ruídos e Vibrações Veiculares”. NR Editora, 1ª ed., Florianópolis.
- Aguiar, J. G., Santana, M. A., Diniz, A. C. G. C., 2003. “Comparação entre métodos de calibração de torquímetros baseado na incerteza de medição”. Anais do Metrologia

2003 –Metrologia para a Vida, Ed. Sociedade Brasileira de Metrologia, Recife, PE, 1 a 5 set.

Arencibia, R. V., Sato, D. P. V., Novaski, O., Giacomo, B. D., 2009. “Uncertainty in CMMs”. COBEM 2009.

Long, M. R., 1999. “Isolating Hydraulic Noise from Mechanical Noise in Power Rack and Pinion Steering Systems”. SAE – International Congress and Exposition, Detroit, MI, 1 -4 September.

Champagne, A. J., 2000. “Correlation of Electric Power Steering Vibration to Subjective Ratings”. SAE – World Congress, Detroit, MI, 6 – 9 March.

Demers, M. A., 2001. “Steering Wheel Vibration Diagnosis”. SAE – 2001-01-1607.

Cruz, J. M. X., 2006. “Estudo de caso de ruído Knock Noise em mecanismos de caixa de direção tipo Pinhão e Cremalheira”. USP, São Paulo.

Liker, J. K., Meier, D., 2007. “O Modelo Toyota – Manual de Aplicação”. Editora Bookman, 1º ed., Porto Alegre.

Pahl, G., Beitz, W., 1996. “Engineering Design: Systematic Approach”. Springer-Verlag, 2ª ed., London.

Lohmann, E., 2008. “Projeto de dispositivo para a montagem de tubos de sucção”. UFRGS, Porto Alegre.

ANEXO A - Repetitividade e Reprodutibilidade (R&R)

Independente do número de operadores, as replicações e as peças podem variar, a subsequente discussão representa a condição ótima de se conduzir o estudo. O procedimento detalhado está a seguir:

1. Referir-se aos operadores como A, B, e C e numerar as peças com números de 1 a 10, onde os números não devem ser visíveis para o operador.

NOTA: As 10 peças deveriam ser selecionadas aleatoriamente através de toda a extensão do processo - é importante que as peças, na extensão possível, sejam representativas da variação total do processo.

2. Calibrar o meio de medição.
3. Fazer com que o operador A meça as 10 peças ordenadas ao acaso e um outro observador coloque os resultados na planilha. Fazer com que os operadores B e C meçam as mesmas 10 peças sem olhar para as outras leituras.
4. Repetir o ciclo usando uma diferente ordem aleatória de medições, de acordo com o nº de replicações.
5. Os passos 3 e 4 podem ser alterados para o seguinte quando a dimensão da peça é grande ou a não disponibilidade simultânea das peças torna isto necessário:
 - a. Faça com que o operador A meça a primeira peça e registre a leitura. Faça com que o operador B meça a primeira peça e registre a leitura. Faça com que o operador C meça a primeira peça e registre a leitura.
 - b. Faça com que o operador A repita a leitura sobre a primeira peça e registre a leitura, o operador B repetir a leitura e registre, e o operador C repetir a leitura e registre. Repetir o ciclo e coloque os resultados na planilha, se três aplicações forem usadas.
6. Um método alternativo pode ser usado se os operadores são de diferentes turnos. Faça com que o operador A meça todas as 10 peças e entre com as leituras. Em seguida o operador A repete as leituras em uma diferente ordem e entra com os resultados. Faça o mesmo com os outros operadores B e C nos outros turnos.

Cálculos de repetitividade e reprodutibilidade

O procedimento dos cálculos é dado a seguir:

1 - Calcular a média das medições de cada avaliador (\bar{X}_A, \bar{X}_B e \bar{X}_C).

2 - Calcular a amplitude média de cada avaliador (\bar{R}_A, \bar{R}_B e \bar{R}_C).

3 - Calcular a média das amplitudes médias ($\bar{\bar{R}}$).

4 - Calcular o Limite Superior de Controle das Amplitudes.

$$LSC_R = \bar{\bar{R}} \cdot D_4$$

Sendo: $D_4 \Rightarrow 2$ medições = 3,27

$$D_4 \Rightarrow 3$$
 medições = 2,58

5 - Analisar as amplitudes dos avaliadores A, B e C, procedendo da seguinte forma:

5.1 - Identifique as amplitudes que estão acima do limite (circular).

5.2 - Identifique as causas e corrija.

5.3 - Repita as medições da amostra que apresentem a amplitude acima do limite, usando a mesma amostra e o mesmo avaliador, ou descarte as medições dessa amostra e refaça todos os cálculos.

5.4 - Recalcule novo $\bar{\bar{R}}$ e repita o item 5.

6 - Calcular a média das peças (\bar{X}_p) das medições de todos os avaliadores.

7 - Calcular a média das médias ($\bar{\bar{X}}$) e a amplitude das peças (RP).

8 - Identificar e registrar a maior média (\bar{X}_{\max}) e a menor média (\bar{X}_{\min}) e calcular a diferença entre as médias (\bar{X}_{dif}).

9 - Calcular a Variação da Repetitividade do Equipamento (VRE).

$$VRE = \bar{\bar{R}} \cdot K_1$$

Sendo K_1 depende do número de replicações (medições) usadas no estudo:

$$K_1 \Rightarrow 2$$
 medições = 4,56

$$K_1 \Rightarrow 3$$
 medições = 3,05

10 - Calcular as variações entre os avaliadores (VA).

$$VA = \sqrt{(\bar{X}_{\text{dif}} K_2)^2 - [VRE^2 / (nr)]^2}$$

Sendo: K_2 depende do número de avaliadores envolvidos no estudo:

$$K_2 \Rightarrow 2$$
 avaliadores = 3,65

$$K_2 \Rightarrow 3 \text{ avaliadores} = 2,70$$

n = número de peças avaliadas

r = número de medições (replicações)

11 - Calcular a Repetibilidade e Reprodutibilidade (r & R).

A variação do sistema de medição devido a repetibilidade e reprodutibilidade (r&R) é calculada pela soma do quadrado da variação do equipamento, com o quadrado da variação entre os avaliadores, extraindo a raiz quadrada.

$$r\&R = \sqrt{VRE^2 + VA^2}$$

12 - Calcular a variação peça a peça (VP).

$$VP = Rp \cdot K_3$$

Sendo: K_3 depende do número de peças medidas

$$K_3 \Rightarrow 2 \text{ peças} - 3,65$$

$$K_3 \Rightarrow 3 \text{ peças} - 2,70$$

$$K_3 \Rightarrow 4 \text{ peças} - 2,30$$

$$K_3 \Rightarrow 5 \text{ peças} - 2,08$$

$$K_3 \Rightarrow 6 \text{ peças} - 1,93$$

$$K_3 \Rightarrow 7 \text{ peças} - 1,82$$

$$K_3 \Rightarrow 8 \text{ peças} - 1,74$$

$$K_3 \Rightarrow 9 \text{ peças} - 1,67$$

$$K_3 \Rightarrow 10 \text{ peças} - 1,62$$

13 - Calcular a variação total (VT).

$$VT = \sqrt{r\&R^2 + VP^2}$$

Se a variação do processo é conhecida e o valor é baseado em 6σ , então isto pode ser usado no lugar da variação total do estudo (V_T), calculada a partir dos dados do estudo do instrumento. Isto é conseguido através dos cálculos a seguir:

$$1 - VT = 5,15 \quad (\text{Variação do Processo})$$

6

$$2 - VP = \sqrt{VT^2 - r\&R^2} \quad VP$$

Ambos os valores (VT e VP) substituiriam aqueles calculados anteriormente.

14 - Calcular a porcentagem que a variação do equipamento (VRE) participa da variação total:

$$\% \text{ VRE} = 100 (\text{VRE} / \text{VT})$$

15 - Calcular a porcentagem que os outros fatores participa da variação total:

$$\% \text{ VA} = 100. (\text{VA} / \text{VT})$$

$$\% \text{ r\&R} = 100. (\text{r\&R} / \text{VT})$$

$$\% \text{ VP} = 100. (\text{VP} / \text{VT})$$

NOTA: A soma do percentual de participação por todos os fatores não será igual a 100%.

Avaliação dos resultados

Os resultados deste percentual da variação do processo deveriam ser avaliados para determinar se o sistema de medição é aceitável para a aplicação pretendida. Se as análises baseadas no percentual da tolerância são preferidas ao invés do percentual da variação do processo, então o formulário de relatório de repetitividade e reprodutibilidade do meio de medição pode ser modificado, sendo que no lado direito do formulário representa o percentual de tolerância ao invés do percentual da variação do processo. Neste caso, %VE, %VO, %r&R e %VP são calculados substituindo-se o valor da tolerância nos denominadores de cálculos no lugar da variação total (VT). Ambas as abordagens deveriam ser tomadas.

Diretrizes para aceitação da repetitividade e Reprodutibilidade do instrumento (% r&R) usando ambas as abordagens descritas acima são:

- | | |
|--------------------|--|
| Erro abaixo de 10% | - sistema de medição OK. |
| Erro de 10% a 30% | - pode ser aceitável baseado na importância da aplicação, custo do instrumento de medição, custo de reparos, etc. |
| Erro acima de 30 | - sistema de medição necessita de melhoria. Fazer todo esforço em identificar os problemas e atuar corretivamente. |

Base dos cálculos de repetitividade e reprodutibilidade utilizados

Todos os cálculos são baseados na estimativa de 5,15 desvios padrão (99,0% da área abaixo da curva normal).

$K_1 = 5,15/d_2$, onde d_2 depende do número de replicações e do número de peças vezes o número de operadores que é assumido como maior que 15.

VO - Se um valor negativo é calculado dentro da raiz quadrada, então $VO = 0$.

$K_2 = 5,15/d_2^*$, onde d_2^* depende do número de operadores e é 1, pois existe somente 1 cálculo da amplitude.

$K_3 = 5,15/d_2^*$, onde d_2^* depende do número de peças e é 1, pois existe somente 1 cálculo da amplitude.

d_2^* é obtido da tabela D3, "Quality Control and Industrial Statistics". ^aJ. Duncan.

Aterações Efetuadas: