

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

ANDREAS RUTZ HÜBBE

**ANÁLISE DE FORÇAS APLICADAS POR MECANISMO
PNEUMÁTICO NA INSPEÇÃO DE PINOS SOLDADOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2014

ANDREAS RUTZ HÜBBE

**ANÁLISE DE FORÇAS APLICADAS POR MECANISMO
PNEUMÁTICO NA INSPEÇÃO DE PINOS SOLDADOS**

Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Industrial Mecânica, ministrada pelo Departamento Acadêmico de Mecânica, do Campus Curitiba, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira

CURITIBA

2014

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos o Projeto de Pesquisa “ANÁLISE DE FORÇAS APLICADAS POR MECANISMO PNEUMÁTICO NA INSPEÇÃO DE PINOS SOLDADOS”, realizado pelo aluno Andreas Rutz Hübbe, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof^a. Dr^a. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira
DAMEC, UTFPR
Orientadora

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. Dr. Hilbeth Parente Azikri de Deus
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 22 de Maio de 2014.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família, que sempre esteve presente, incentivando e aguardando ansiosamente a conclusão da deste trabalho e da minha graduação.

AGRADECIMENTOS

Os parágrafos seguintes são destinados a agradecer as pessoas que estiveram diretamente relacionadas com a execução deste trabalho e com a minha graduação.

Primeiramente, agradeço a Prof^a. Dr^a. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira por ter aceitado orientar a execução deste trabalho e contribuir com sua experiência em mecânica estrutural.

Ao Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva, pelas críticas construtivas realizadas ao longo da execução do trabalho e, principalmente, por ter exigido informações de normas relacionadas aos assuntos abordados, que contribuíram muito com a aplicação do dispositivo proposto.

Ao Prof. Dr. Hilbeth Parente Azikri de Deus, por ter analisado aspectos matemáticos do trabalho com rigor e ajudar a melhorar a qualidade do conteúdo apresentado.

Ao Prof. Dr. Jorge Luiz Erthal, por esclarecer a análise de forças aplicadas em mecanismos através da aplicação do Princípio dos Trabalhos Virtuais.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná, pelo acervo de livros disponibilizado para consulta.

A todos os amigos e familiares pelo apoio e que, por diversos motivos, acabaram contribuindo com a execução desta pesquisa de projeto.

“Sábio é aquele que conhece os limites da própria ignorância.”

Sócrates

RESUMO

HÜBBE, Andreas R. **Análise de forças aplicadas por mecanismo pneumático na inspeção de pinos soldados**. 2014. 142 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Industrial Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2014.

Dentro de uma empresa de manufatura, um dos maiores problemas é o tempo perdido com retrabalho e inspeção. A solda tipo solda pino, do inglês *Stud Welding*, é de baixa confiabilidade e repetibilidade. As instabilidades e interferências da rede elétrica, mesmo que pequenas, causam oscilações no processo de fabricação que impactam a qualidade do produto. As variações no processo tornam necessárias, na maioria das aplicações, a inspeção de todos dos pinos soldados. A inspeção de solda, em grande parte das empresas, é feita manualmente utilizando um equipamento cuja força aplicada depende do operador e sua experiência. A fim de padronizar a força aplicada pelo operador e tornar a inspeção mais rápida, esse trabalho propõe o dimensionamento de um dispositivo pneumático que possibilita a inspeção do pino soldado ainda com o gabarito de soldagem posicionado no componente. As forças aplicadas no pino soldado, que dependem da pressão presente no cilindro pneumático do mecanismo, são determinadas de modo que, através do dispositivo proposto, se obtenha uma tensão equivalente à tensão gerada pelo torque aplicado por uma parafusadeira. O dispositivo foi modelado em SOLIDWORKS[®], as forças foram analisadas utilizando o princípio dos trabalhos virtuais, através do programa MATHCAD[®], e as tensões foram analisadas utilizando método dos elementos finitos, através do programa ANSYS[®]. As tensões geradas, tanto pelo mecanismo quanto pela parafusadeira, foram comparadas através do critério de falha de Von Mises.

Palavras-chave: Método dos Elementos Finitos. Princípio dos Trabalhos Virtuais. Mecanismos. Inspeção de Solda. Solda Pino.

ABSTRACT

HÜBBE, Andreas R. **Analysis of the forces applied by pneumatic mechanism in the inspection of welded studs**. 2014. 142 p. Monograph (Mechanical and Industrial Engineering graduation) – Federal Technology University of Parana. Curitiba, 2014.

Inside a manufacturing plant, one of the biggest problems is time spent on rework and inspection. The weld of stud, or Stud Welding, has low confiability and repeatability. The instability and interferences on the power lines, even low, cause oscillation on the manufacturing process which impacts the quality of the product. These variations on the process make necessary, in most cases, the inspection of all welded studs. The inspection is largely performed manually by devices in which the force applied to the stud relies on the operator that performs it and his experience. In order to standardize the force applied to the stud by the operator and to make the inspection faster, this works proposes the sizing of a pneumatic device that enables the inspection even with the welding jig positioned over the welded part. The forces applied on the welded stud, which depends on the pressure inside the pneumatic cylinder, are determined so that a stress equivalent to the stress caused by a screwdriver is obtained through the proposed device. The device was modeled in SOLIDWORKS[®], the forces were analyzed using the principle of virtual work, through the program MATHCAD[®], and the stresses were analyzed using the finite element method, through the program ANSYS[®]. The stresses generated through the proposed device were analyzed and compared to the stresses caused by a screwdriver using the Von Mises failure criterion.

Keywords: Finite Element Method. Principle of Virtual Work. Mechanisms. Weld Inspection. Stud Welding.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Pino soldado em chapa metálica, ambos de aço.	19
Figura 2 – Exemplo de gabarito de soldagem.	20
Figura 3 – Pistola de solda da marca AMENGTE modelo JD-35T.	20
Figura 4 – Máquina de solda da marca NELSON modelo N1500i.	21
Figura 5 – Fluxograma do processo de inspeção de soldagem comum.	22
Figura 6 – Fluxograma do processo de inspeção através do gabarito de soldagem.	23
Figura 7 – Inclinação recomendada para o teste de dobramento.	23
Figura 8 – <i>Stud Test</i>	24
Figura 9 – <i>Stud Test</i> em interferência geométrica.	24
Figura 10 – Dispositivo de inspeção liberando o pino.	25
Figura 11 – Dispositivo de inspeção aplicando força no pino.	25
Figura 12 – Elemento estrutural submetido a um estado tridimensional de tensões.	29
Figura 13 – Posições em mecanismo de quatro barras.	31
Figura 14 – Velocidades e acelerações em mecanismo de quatro barras.	32
Figura 15 – Princípio dos Trabalhos Virtuais em mecanismo de quatro barras.	36
Figura 16 – Tipos de elementos comuns.	39
Figura 17 – Elementos tetraédricos lineares e quadráticos.	40
Figura 18 – Elemento de barra.	41
Figura 19 – Malha de elementos de barra.	44
Figura 20 – Montagem da matriz de rigidez global.	46
Figura 21 – Exemplo de geração de malha.	48
Figura 22 – Exemplo de análise do comportamento estrutural.	49
Figura 23 – Soldagem de pinos.	50
Figura 24 – Tipos de pinos soldados.	51
Figura 25 – Solda pino com Fonte Indutiva.	52
Figura 26 – Solda pino com Descarga Capacitiva.	53
Figura 27 – Inspeção visual de pinos soldados.	57
Figura 28 – Pino com solda inadequada.	59
Figura 29 – Representação do diagrama de corpo livre do pino soldado.	60
Figura 30 – Seção longitudinal de um pino soldado.	63
Figura 31 – Macrografia da seção longitudinal de um pino soldado.	64

Figura 32 – Malha tetraédrica do pino sob torque.	67
Figura 33 – Condição de contorno do pino sob torque.....	68
Figura 34 – Torque aplicado ao pino soldado.	68
Figura 35 – Tensões de Von-Mises geradas por torque de 5,2 Nm.	69
Figura 36 – Tensões de cisalhamento geradas por torque de 5,2 Nm.....	69
Figura 37 – Tensões de Von-Mises na face soldada sob torque de 5,2 Nm.	70
Figura 38 – Mecanismo proposto.	72
Figura 39 – Esquemático do dispositivo de inspeção.....	72
Figura 40 – <i>Loop</i> 1 do mecanismo.	74
Figura 41 – <i>Loop</i> 2 do mecanismo.	74
Figura 42 – <i>Loop</i> 3 do mecanismo.	75
Figura 43 – <i>Loop</i> 4 do mecanismo.	75
Figura 44 – <i>Loops</i> do mecanismo sobrepostos.....	76
Figura 45 – Posições secundárias angulares.....	78
Figura 46 – Esquemático das posições secundárias.	78
Figura 47 – Destaque da pinça móvel.....	79
Figura 48 – Posição secundária linear.	80
Figura 49 – Pinças do mecanismo tocando o pino.....	80
Figura 50 – Validação do modelo matemático.	81
Figura 51 – Gráfico de K das variáveis secundárias angulares.....	85
Figura 52 – Gráfico de K da variável secundária Y	86
Figura 53 – Gráfico das velocidades das variáveis secundárias angulares.	88
Figura 54 – Gráfico da velocidade da variável secundária Y	88
Figura 55 – Gráfico do determinante da matriz jacobiana.	89
Figura 56 – Mecanismo de linha reta de Roberts.....	90
Figura 57 – Trajetória retilínea do ponto I	91
Figura 58 – Deslocamentos virtuais.	92
Figura 59 – Forças ativas no mecanismo.....	92
Figura 60 – Relação de transmissão em função da variável q	95
Figura 61 – Relações geométricas no elo que aciona o mecanismo.	95
Figura 62 – Valores de θ em função da variável primária q	96
Figura 63 – Valores de $\cos(\theta)$ em função da variável primária q	97
Figura 64 – Vista isométrica do modelo geométrico.....	98
Figura 65 – Vista detalhando bocal de acoplamento do dispositivo.	99

Figura 66 – Vista da lateral direita do dispositivo.	99
Figura 67 – Vista da lateral direita detalhando o bocal de acoplamento.	100
Figura 68 – Vista superior modelo tridimensional.....	100
Figura 69 – Vista lateral do dispositivo com o cilindro no curso mínimo.	101
Figura 70 – Vista lateral do dispositivo com o cilindro no curso máximo.....	101
Figura 71 – Modelo do mecanismo dentro do ambiente ANSYS®.....	103
Figura 72 – Modelo simplificado do mecanismo dentro do ambiente ANSYS®.....	103
Figura 73 – Fixação do pino.....	104
Figura 74 – Fixação da base.....	105
Figura 75 – Contato entre a pinça móvel e o pino.....	106
Figura 76 – Contato entre a base e o pino.	107
Figura 77 – Junta da pinça.....	108
Figura 78 – Deslocamento vertical da pinça.	108
Figura 79 – Tensão de Von Mises em todo o pino soldado.	109
Figura 80 – Tensão de Von Mises na face soldada.	110
Figura 81 – Sensor de força atuante na junta.	111
Figura 82 – Resultado tabular de tensão de Von Mises.....	112
Figura 83 – Tensão de Von Mises no instante de tempo interpolado.....	114
Figura 84 – Força atuante na pinça móvel no instante de tempo interpolado.	115
Figura 85 – Primeira malha tetraédrica utilizada.	115
Figura 86 – Última malha tetraédrica utilizada.	116
Figura 87 – Elementos tetraédricos no interior do pino.	116
Figura 88 – Primeira malha hexaédrica utilizada.....	117
Figura 89 – Última malha hexaédrica utilizada.....	118
Figura 90 – Elementos hexaédricos no interior do pino.	118
Figura 91 – Análise de convergência.	119
Figura 92 – Cilindro de dupla ação.....	120
Figura 93 – Cilindro pneumático de dupla ação tipo Mini.....	122
Figura 94 – Diagrama de corpo livre de um cilindro de dupla ação.....	123
Figura 95 – Forças teóricas de retorno.	125
Figura 96 – Forças teóricas de inspeção.	126
Figura 97 – Válvula de Alívio manual da marca SMC – Série VEX1.....	127
Figura 98 – Características da configuração de pressão.	127
Figura 99 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 1.	133

Figura 100 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 2.	133
Figura 101 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 3.	133
Figura 102 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 4.	134
Figura 103 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 5.	134
Figura 104 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 6.	134
Figura 105 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 7.	135
Figura 106 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 8.	135
Figura 107 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 9.	135
Figura 108 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 1.	136
Figura 109 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 2.	136
Figura 110 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 3.	136
Figura 111 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 4.	137
Figura 112 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 5.	137
Figura 113 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 6.	137
Figura 114 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 7.	138
Figura 115 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 8.	138
Figura 116 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 9.	138
Figura 117 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 10.	139
Figura 118 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 11.	139
Figura 119 – Variação do resultado entre as sucessivas simulações.	140
Figura 120 – Número de Elementos constituintes de cada malha utilizada.	140
Figura 121 – <i>Mesh Metrics Average</i> de cada malha utilizada nas simulações.	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Torque de inspeção requerido segundo norma ASME IX BPVC.....	65
Tabela 2 – Valores máximos sugeridos para de teste torque.....	66
Tabela 3 – Cotas do mecanismo.....	77
Tabela 4 – Valores das variáveis secundárias no ponto de contato.....	81
Tabela 5 – Valores de tensão e tempos utilizados na interpolação.....	113
Tabela 6 – Forças teóricas para cilindros tipo Compacto – Série CWP.....	123
Tabela 7 – Forças teóricas para cilindros tipo Mini – Série CUJ.....	124
Tabela 8 – Cilindros que podem ser utilizados no mecanismo proposto.....	126

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Curso padrão para cilindros Compactos ISO 21287 - Série CWP.....	121
Quadro 2 – Curso padrão para cilindros Mini - Série CUJ.	122

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

MEF	Método dos Elementos Finitos
PTV	Princípio dos Trabalhos Virtuais
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
PPP	Proposta de Projeto de Pesquisa
PP	Projeto de Pesquisa
BPVC	<i>Boiler Pressure and Vessel Code</i>
EPS	Especificação do Procedimento de Soldagem
ZTA	Zona Termicamente Afetada
DAMEC	Departamento Acadêmico de Mecânica

LISTA DE SÍMBOLOS

σ_e	Tensão equivalente de Von Mises [Pa]
σ_x	Tensão na direção x [Pa]
σ_y	Tensão na direção y [Pa]
σ_z	Tensão na direção z [Pa]
τ_{xy}	Tensão cisalhante no plano em x na direção y [Pa]
τ_{yz}	Tensão cisalhante no plano em y na direção z [Pa]
τ_{zx}	Tensão cisalhante no plano em z na direção x [Pa]
M	Grau de mobilidade de um sistema
n	Número de elos
P_1	Número de pares cinemáticos com um grau de liberdade
P_2	Número de pares cinemáticos com dois graus de liberdade
$[J]$	Matriz Jacobiana
$\{\dot{S}\}$	Vetor coluna contendo as velocidades secundárias
$\{Q\}$	Vetor contendo os coeficientes relativos à variação da variável primária
q	Variável primária [m]
\dot{q}	Derivada da variável primária [m/s]
$\{K\}$	Vetor contendo os coeficientes de velocidade
δW	Trabalho virtual [W]
A	Área resistente [m ²]
E	Módulo de elasticidade [GPa]
ϵ_x	Deformação em x [%]
N_1	Função de interpolação
N_1'	Derivada da função de interpolação

$e(x)$	Função resíduo
u	Deslocamento [m]
u'	Derivada do deslocamento [m/s]
T	Torque aplicado [Nm]
c	Distancia da linha neutra até a superfície [m]
J	Momento polar de inércia [m ⁴]
F_i	Força de inspeção [N]
F_p	Força aplicada pelo cilindro pneumático [N]
F_c	Força aplicada pelo cilindro pneumático corrigida [N]
D	Diâmetro [m]
T_i	Tempo interpolado [s]
T_1	Primeiro valor de tempo utilizado na interpolação [s]
T_2	Segundo valor de tempo utilizado na interpolação [s]
σ_1	Primeiro valor de tensão utilizado na interpolação [Pa]
σ_2	Segundo valor de tensão utilizado na interpolação [Pa]
σ_i	Tensão interpolada [Pa]
A_e	Área efetiva do cilindro [mm ²]
P	Pressão presente no cilindro pneumático [Bar]
D_{embolo}	Diâmetro do embolo do cilindro pneumático [mm]
D_{haste}	Diâmetro da haste do cilindro pneumático [mm]
x_1	Deslocamento no ponto 1 [m]
x_2	Deslocamento no ponto 2 [m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	CONTEXTO DO TEMA.....	18
1.2	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	19
1.3	OBJETIVOS.....	26
1.3.1	Objetivo Geral.....	26
1.3.2	Objetivos Específicos.....	26
1.3.3	Justificativa.....	26
1.3.4	Etapas do trabalho.....	27
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	29
2.1	CRITÉRIO DE FALHA DE VON MISES-HENCKY.....	29
2.2	ANÁLISE CINEMÁTICA DE MECANISMOS.....	30
2.3	PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS (PTV).....	34
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	38
2.5	SOLDAGEM DE PINOS.....	50
2.5.1	Tipos de Máquinas de Solda.....	51
2.5.1.1	Fonte indutiva.....	52
2.5.1.2	Descarga capacitiva.....	53
2.5.2	Defeitos de soldagem.....	54
2.5.3	Inspeção de solda.....	56
3	PROCEDIMENTOS METODOLOGICOS.....	60
3.1	DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA.....	60
3.2	JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA.....	62
4	RESULTADOS.....	63
4.1	DETERMINAR TENSÃO DE REFERÊNCIA.....	63
4.2	ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO PROPOSTO.....	71
4.2.1	Análise de Posição.....	71
4.2.2	Análise de Velocidades.....	82
4.2.3	Ponto Singular.....	89
4.3	PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS NO MECANISMO.....	90
4.4	MODELO SOLIDWORKS®.....	98
4.5	SIMULAÇÃO ESTRUTURAL.....	102
4.5.1	Importar Geometria para o ANSYS®.....	102
4.5.2	Condições de Contorno.....	104
4.5.3	Malhas e Simulações.....	109
4.6	SELEÇÃO DO CILINDRO PNEUMÁTICO.....	120
5	CONCLUSÕES.....	129
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	130
	APÊNDICE A – MALHAS UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES.....	133
	APÊNDICE B – MÉTRICAS DAS MALHAS UTILIZADAS.....	140

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO DO TEMA

Os desperdícios de tempo envolvidos na manufatura e inspeção são de extrema relevância para o sucesso de qualquer indústria. A solda pino é muito problemática quando se trata de desperdício por retrabalho.

O processo de fabricação de peças que contém pinos soldados é bastante instável devido a diversos fatores, tais como:

1. Variação da temperatura das peças antes de ser executada a solda – os parâmetros de soldagem são determinados para uma faixa de temperaturas de operação e, eventualmente, pode ocorrer grande redução da temperatura ambiente e, conseqüentemente, resfriamento dos metais a serem soldados;
2. Variação na composição química dos metais fornecidos;
3. Falta de limpeza na superfície soldada – As peças de aço carbono são, grande parte das vezes, transportadas e armazenadas com a superfície impregnada de óleo para que seja reduzida a oxidação. A presença de óleo, oxidação ou impurezas nas superfícies soldadas pode comprometer a qualidade da solda.
4. Instabilidade e interferências presentes na rede elétrica.
5. A perda da vida útil da máquina de solda – devido à eventual adesão de respingos de solda à superfície da pistola, problemas em componentes eletrônicos, perda de calibração do equipamento utilizado ou até mesmo a obsolescência;

Os fatores citados são inerentes ao processo de soldagem e, por menor que sejam, podem causar impacto na qualidade dos produtos. Frente a esse cenário, as indústrias, geralmente, inspecionam todos os pinos soldados para que seus produtos tenham garantia de funcionamento.

O processo em questão consiste em soldar um pino de metal, que é muitas vezes rosqueado e desempenha a função de parafuso prisioneiro, em uma superfície plana, como é mostrado na Figura 1.



Figura 1 – Pino soldado em chapa metálica, ambos de aço.

Fonte: Experts in Stud Welding¹

Esses pinos com rosca são utilizados para fixação entre componentes e devem suportar determinados estados de tensão, ditados pelo torque que a parafusadeira aplica ao apertar uma porca.

1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Gabaritos para o posicionamento adequado da pistola de solda são utilizados dentro de indústrias de manufatura, de forma a garantir as cotas presentes nos desenhos de fabricação. Esses gabaritos, geralmente, são dotados de um bocal para o acoplamento da pistola de solda. A Figura 2 mostra um exemplo de gabarito e a Figura 3 mostra um exemplo de pistola utilizada na máquina de solda pino.

¹As ilustrações e tabelas sem indicação de fonte foram compiladas pelo próprio autor.

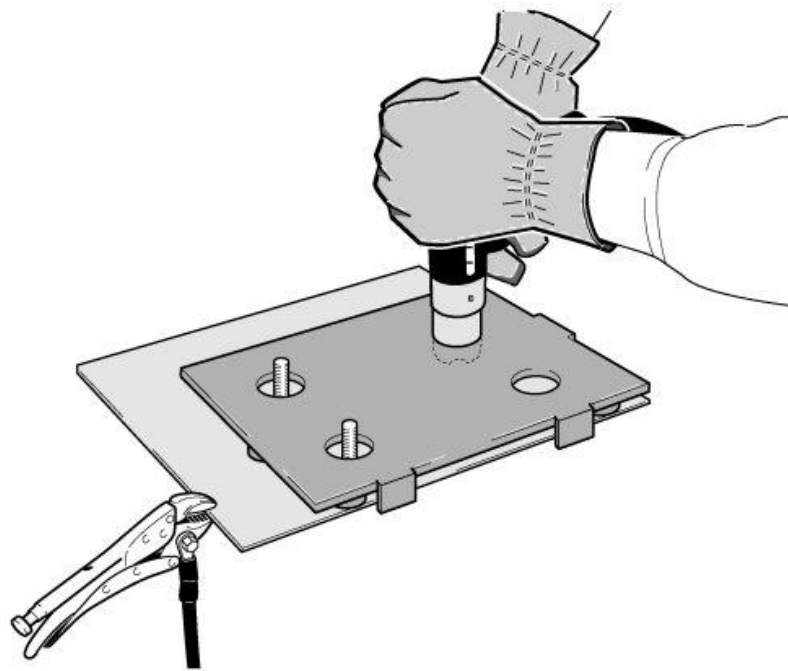


Figura 2 – Exemplo de gabarito de soldagem.
Fonte: <http://www.thomas-welding.com>



Figura 3 – Pistola de solda da marca AMENGTE modelo JD-35T.
Fonte: <http://www.arc-weldingmachine.com>

A parte frontal da pistola de solda tem formato cilíndrico e então o posicionamento concêntrico ao bocal do gabarito é facilitado. A pistola é alimentada pela máquina de solda, que é o equipamento que fornece a energia elétrica dentro dos parâmetros de soldagem especificados. A Figura 4 mostra um exemplo de máquina de solda.



Figura 4 – Máquina de solda da marca NELSON modelo N1500i.

Fonte: R. J. Kates Company

A inspeção da solda pino, em geral, ocorre de acordo com uma das três seguintes formas:

1. Inspeção Final – ao término de toda a soldagem do produto, ele é encaminhado para uma célula de inspeção, onde todos os pinos são testados. Essa forma causa problemas quanto à utilização dos gabaritos de soldagem, já que o operador que executa a inspeção deve buscar o gabarito, realizar a solda reprovada, retirar o gabarito para realizar a inspeção novamente e, após a inspeção ter sido aprovada, o operador devolve o gabarito ao seu local de origem. Dependendo do tamanho da indústria e do número de células de fabricação nela presentes, o tempo desperdiçado na movimentação em busca e devolução do gabarito pode ser longo. O fluxo de trabalho para este caso é mostrado na Figura 5.

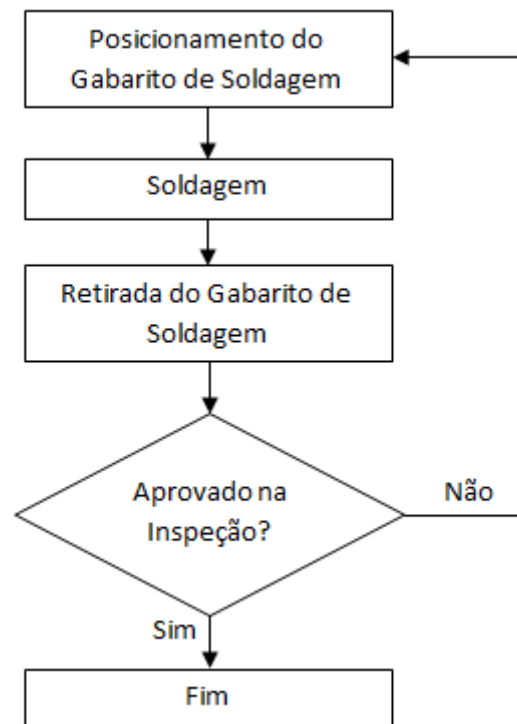


Figura 5 – Fluxograma do processo de inspeção de soldagem comum.

2. Inspeção por célula de fabricação – com os gabaritos perto das peças soldadas, realiza-se a inspeção. Assim como na inspeção final, perde-se tempo com o posicionamento e retirada dos gabaritos de soldagem. Porém a distância percorrida pelo operador é menor, já que ele só inspeciona os pinos que foram soldados através dos gabaritos presentes em sua área de trabalho.
3. Através do gabarito de soldagem – a inspeção é feita ainda com o gabarito de soldagem posicionado nas peças que foram soldadas. Dessa forma, é eliminado o desperdício relativo ao posicionamento e à retirada de gabaritos, como mostra a Figura 6.

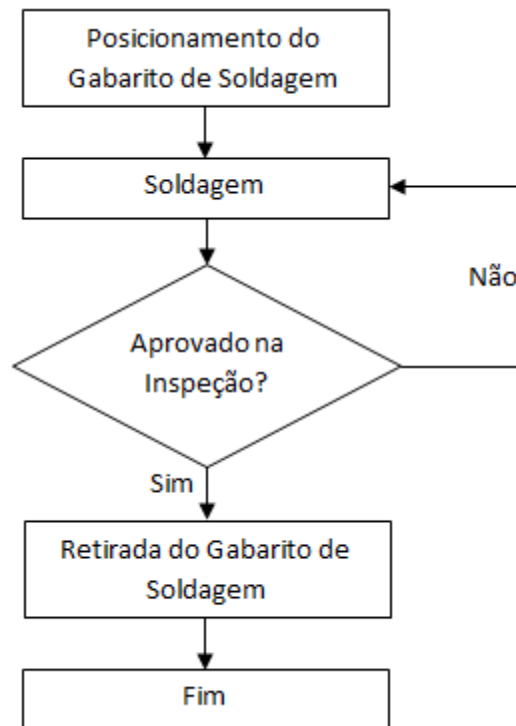


Figura 6 – Fluxograma do processo de inspeção através do gabarito de soldagem.

A inspeção do pino pode ser feita através do teste de dobramento, em que se utiliza uma alavanca para deformar o pino cerca de 60°, como ilustra a Figura 7. Este teste não pode ser realizado com o gabarito de soldagem posicionado devido à interferência geométrica que ocorre entre o gabarito e a alavanca, decorrente inclinação necessária para que seja realizada inspeção.

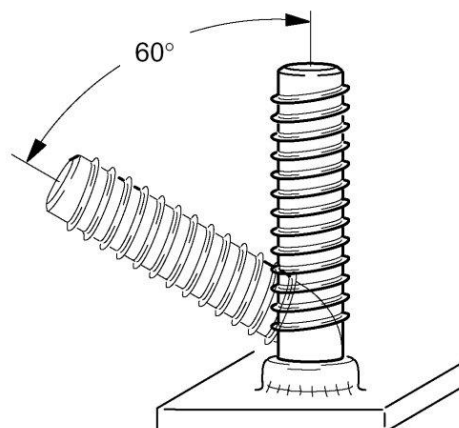


Figura 7 – Inclinação recomendada para o teste de dobramento.

Fonte: Bend Test

Existe atualmente no mercado um produto chamado *Stud Test*, mostrado na Figura 8, porém este dispositivo funciona através de mola e então sofre desgaste relativamente rápido, ou seja, a calibração não se mantém após um número grande de inspeções.



Figura 8 – *Stud Test*.

Fonte: <http://www.mountztorque.com/blog>

Este dispositivo, muitas vezes, não pode ser usado na inspeção com o gabarito de soldagem posicionado devido à inclinação necessária para que seja realizada inspeção, que é impedida pelo gabarito de soldagem. A Figura 9 ilustra a interferência geométrica que pode ocorrer entre o StudTest e o gabarito de soldagem, caracterizado pela cor verde na figura.

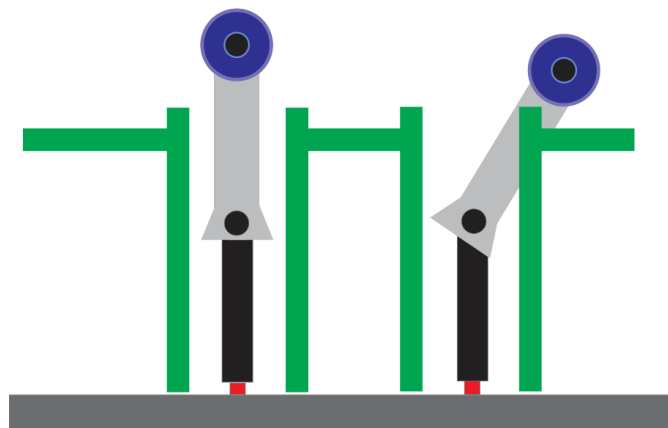


Figura 9 – *Stud Test* em interferência geométrica.

Dentro deste contexto, foi criado um dispositivo de atuação pneumática que permite a inspeção com força e velocidade padronizadas, configuráveis através de uma válvula de alívio e uma válvula reguladora de fluxo, respectivamente.

A Figura 10 mostra a vista lateral do dispositivo proposto. O pino está situado ao lado direito do desenho, concêntrico a um bocal que é utilizado para o acoplamento ao gabarito de soldagem. A figura citada mostra o dispositivo pronto para ser acionado e ainda sem estar em equilíbrio estático com o pino.

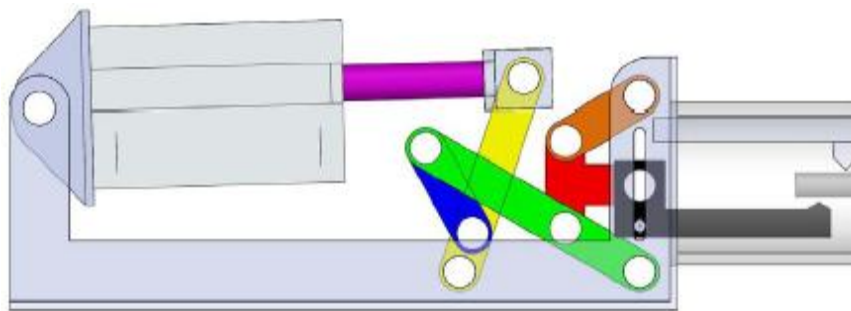


Figura 10 – Dispositivo de inspeção liberando o pino.

Ao ter o fluxo de ar invertido, o cilindro pneumático é contraído e coloca o mecanismo em movimento até que a pinça móvel do dispositivo toque o pino soldado. A Figura 11 ilustra a posição em que ocorre esta situação.

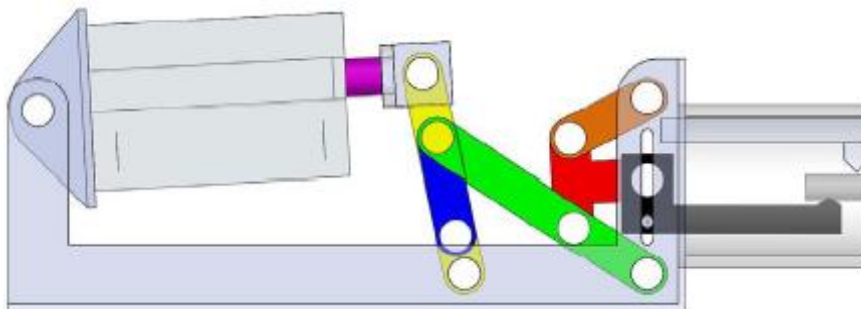


Figura 11 – Dispositivo de inspeção aplicando força no pino.

Este equipamento torna possível realizar inspeções muito rápidas e em lugares com difícil acessibilidade, sujeitando todos os pinos inspecionados a um mesmo estado de tensões, ditado pela pressão aplicada. O dispositivo proposto tem

dimensões e formato parecido com as pistolas de soldagem, essa característica permite que o equipamento seja utilizado em qualquer local em que a pistola possa ser acoplada. Além disso, a calibração é dada, basicamente, por um manômetro, o que facilita muito a manutenção do equipamento em relação ao StudTest, que é calibrado com a utilização de extensômetros.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo desse trabalho é dimensionar o dispositivo de inspeção proposto de modo que seja possível gerar no pino soldado uma tensão equivalente à tensão de referência utilizada para inspeção.

1.3.2 Objetivos Específicos

O primeiro objetivo específico do trabalho é entender como se determina as forças envolvidas em um mecanismo, através de relações de transmissão definidas a partir do cálculo analítico. O segundo é dominar uma ferramenta de simulação estrutural por elementos finitos, conhecendo o processo de refino de malha, solução e análise dos resultados.

1.3.3 Justificativa

A inovação nos processos de fabricação é necessária em todas as empresas de manufatura. Diminuir o tempo de fabricação de um produto é essencial para aumentar a competitividade e eficiência da empresa. Os tempos perdidos com retrabalho e inspeção causam bastante impacto em linhas de montagem e, neste cenário, torna-se necessário o desenvolvimento de um dispositivo que seja rápido e confiável.

O dimensionamento do dispositivo proposto engloba muitos conceitos vistos ao longo da graduação em Engenharia Industrial Mecânica e consolida informações obtidas em diferentes disciplinas, tais como Mecanismos, Mecânica dos Sólidos, Elementos de Máquinas, Métodos Numéricos e Soldagem. Dominar as ferramentas de simulação é de grande importância para um profissional que deseja atuar na área de projetos de máquinas, tendo em vista que os resultados analíticos podem trazer erro, devido às simplificações necessárias para resolver o modelo tridimensional de modo bidimensional, e não representam a realidade de forma satisfatória para a validação do dispositivo.

1.3.4 Etapas do trabalho

O trabalho apresentado é estruturado de forma que a sequência dos capítulos apresentados coincida com a sequência de execução.

O Capítulo 2 revisa toda a fundamentação teórica necessária para a compreensão dos procedimentos metodológicos utilizados, que são, basicamente, o critério de falha de Von Mises, a análise cinemática de mecanismos, o Princípio dos Trabalhos Virtuais e o Método dos Elementos Finitos.

Após a revisão dos assuntos abordados, é apresentada no Capítulo 3 a metodologia que foi utilizada para se alcançar o objetivo geral do trabalho. Neste capítulo é explicado de forma mais abrangente o que será feito em cada etapa do trabalho, justificando devidamente os procedimentos escolhidos.

O Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos com a aplicação da metodologia, apresentada no Capítulo 3, e suas seções detalham cada etapa do método utilizado.

O procedimento inicial do trabalho é mostrado na Seção 4.1, em que são analisadas informações sobre torques aplicados em pinos soldados e informações presentes na norma ASME. Após comparar informações de diferentes fontes, é definida uma tensão de referência que será usada nos cálculos nas seções seguintes.

A Seção 4.2 é destinada à realização da análise cinemática do mecanismo. Nesta etapa a movimentação de cada componente do mecanismo é descrita matematicamente sem que se leve em consideração as forças aplicadas e a inércia do mecanismo.

Após a análise cinemática ter sido realizada, o PTV pode ser aplicado ao mecanismo idealizado. A Seção 4.3 é destinada a estabelecer uma relação entre a força aplicada pelo cilindro pneumático e a força demandada para se realizar a inspeção de solda.

A Seção 4.4 visa mostrar o modelo geométrico construído no ambiente do software SOLIDWORKS[®]. Nesta etapa os elos do mecanismo são posicionados de modo que não haja interferências geométricas ao longo de todo o curso do cilindro pneumático.

O modelo construído é então importado para o ambiente de simulação estática estrutural do ANSYS[®]. A Seção 4.5 detalha cada etapa do processo de simulação e ao seu final é determinada a força que deve ser aplicada na inspeção.

A seleção do cilindro pneumático é realizada na Seção 4.6, finalizando o dimensionamento do dispositivo. Informações obtidas nas Seções 4.1 a 4.5 são então interligadas para que se escolha o cilindro que melhor se adeque ao mecanismo proposto e que possa ser ajustado de maneira apropriada.

O Capítulo 5 é reservado para as considerações finais acerca do trabalho realizado, objetivos atingidos e comentários relevantes sobre os assuntos abordados.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CRITÉRIO DE FALHA DE VON MISES-HENCKY

As tensões de escoamento, dos mais diversos materiais, são determinadas através de testes de ensaio conduzidos em corpos de provas que são submetidos a carregamentos em uma única direção, que geralmente é tração. Um estado de tensões causado por quaisquer tipos de carregamentos, em três dimensões, é comparado à tensão de escoamento através da conversão do estado tridimensional de tensões em um valor equivalente que representa a esforço em apenas uma direção (BHATTI, 2006).

O critério de Von Mises-Hencky, também conhecido como teoria da máxima energia de distorção ou, simplesmente, de critério de Von Mises, é critério mais utilizado para realizar essa conversão de estados de tensões, quando se trata de materiais dúcteis e isotrópicos. A Figura 12 ilustra um elemento estrutural submetido a um determinado estado de tensões.

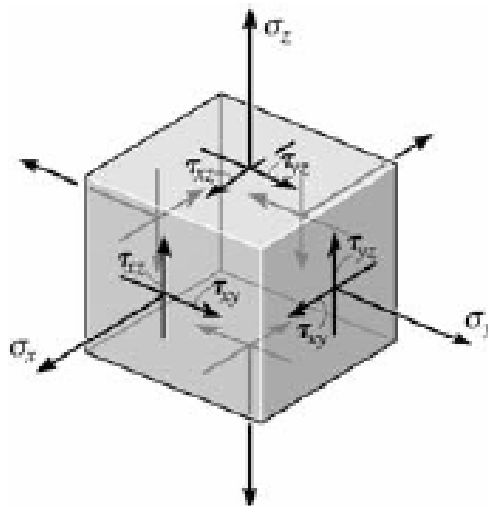


Figura 12 – Elemento estrutural submetido a um estado tridimensional de tensões.

Fonte: (HIBBELER, 2010)

Qualquer estado de tensões tridimensional presente em um elemento estrutural pode ser convertido para uma tensão equivalente de Von Mises através da Eq. (1). Onde σ_x , σ_y e σ_z são as tensões de tração ou compressão nas direções x, y e z, respectivamente. A tensão τ_{xy} é a tensão cisalhante localizada em um plano em x na direção y, τ_{yz} atua em um plano em y na direção z e τ_{zx} se situa em um plano em z na direção x.

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (1)$$

A análise estrutural de um componente pode ocorrer de diversas formas, dependendo do tipo de carregamento e do material. O dispositivo analisado realiza a inspeção em apenas um ciclo e, por mais que haja deslocamento através do cilindro pneumático, a velocidade é baixa. Essas características implicam em se considerar o carregamento estático.

2.2 ANÁLISE CINEMÁTICA DE MECANISMOS

O estudo de mecanismos pode ser definido como a divisão de projeto de máquinas preocupada em estudar o projeto cinemático de elos, cames, engrenagens e trens de engrenagens. Mecanismo é a combinação de corpos rígidos ou resistentes conectados de forma que se movam juntos com movimento relativo definido. Uma máquina é um mecanismo, ou conjunto de mecanismos, que transmitem força de um ponto a outro (MABIE, 1987).

A análise cinemática de um mecanismo consiste em determinar as posições, velocidades e acelerações secundárias em função das variáveis primárias, ou independentes. O número de graus de liberdade de um mecanismo é um conceito fundamental da cinemática. Representa o número mínimo parâmetros necessários para determinar a posição de cada elo de um mecanismo.

A mobilidade total de um sistema é dada pela Eq. (2), denominada critério de Gruebler (MABIE, 1987). Onde n é o número de elos, que são efetivamente o número de peças do mecanismo conectadas entre si, P_1 é o número de juntas com um grau de liberdade e P_2 é o número de juntas com dois graus de liberdade. Essa equação deve ser usada com cuidado já que há um número de mecanismos com geometrias especiais para os quais a equação pode não funcionar (MABIE, 1987). O critério não leva em consideração o tamanho e a forma dos elos, por isso pode falhar.

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2P_1 - P_2 \quad (2)$$

Quando os elos de um mecanismo formam um contorno fechado, o somatório dos componentes em x e y das peças deve ser zero (MABIE, 1987). Esse contorno é também chamado de *loop*. Cada *loop* fornece um par de equações de posição cujos termos são os componentes em x e y dos vetores que representam os elos que formam o contorno do mecanismo. A Figura 13 mostra um desenho esquemático de mecanismo de quatro barras para exemplificar a análise de posição.

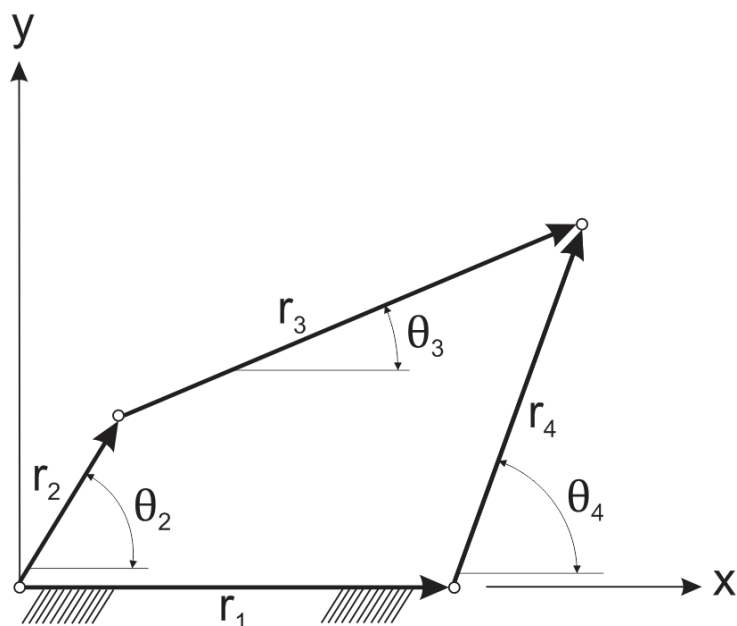


Figura 13 – Posições em mecanismo de quatro barras.
Fonte: (MABIE, 1987)

As Eqs. (3) e (4) representam o somatório das componentes em x e y , respectivamente, do mecanismo de quatro barras mostrado.

$$r_1 + r_4 \cdot \cos(\theta_4) - r_2 \cdot \cos(\theta_2) - r_3 \cdot \cos(\theta_3) = 0 \quad (3)$$

$$r_4 \cdot \sin(\theta_4) - r_2 \cdot \sin(\theta_2) - r_3 \cdot \sin(\theta_3) = 0 \quad (4)$$

Os comprimentos dos elos são conhecidos e o problema é determinar os ângulos θ_3 e θ_4 para um dado valor de θ_2 . Esses valores são chamados de raízes da equação. Encontrar as raízes desse sistema de equações é equivalente a encontrar valores de θ_3 e θ_4 , também chamados de posições secundárias, que satisfazem as Eqs. (3) e (4). Essas raízes são determinadas a partir da solução numérica do sistema de equações através de um método numérico como o método de Newton-Raphson (MABIE, 1987).

Após determinar as posições secundárias do mecanismo, é feita a análise de velocidades. As equações de posição são derivadas em relação ao tempo. A Figura 14 mostra o mecanismo de quatro barras com as velocidades secundárias ω_3 e ω_4 e com as acelerações secundárias α_3 e α_4 .

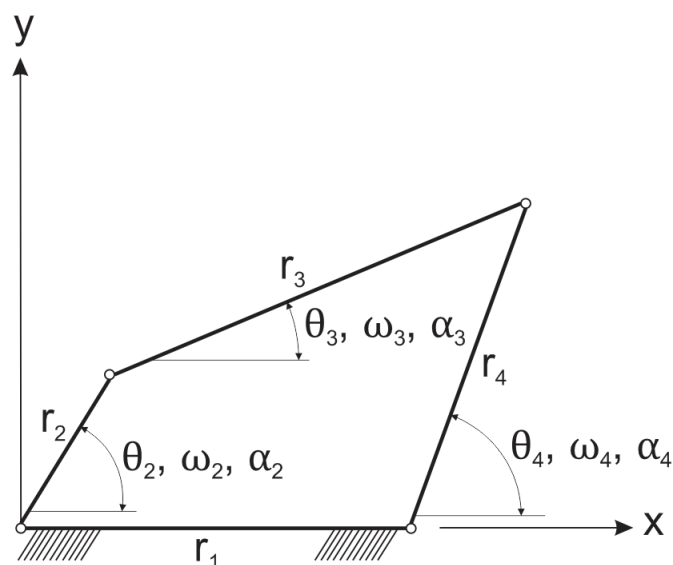


Figura 14 – Velocidades e acelerações em mecanismo de quatro barras.

Fonte: (MABIE, 1987)

As Eqs. (5) e (6) são as equações de posição derivadas em relação ao tempo em x e y, respectivamente, do mecanismo de quatro barras mostrado.

$$r_4 \cdot \text{sen}(\theta_4) \cdot \omega_4 - r_2 \cdot \text{sen}(\theta_2) \cdot \omega_2 - r_3 \cdot \text{sen}(\theta_3) \cdot \omega_3 = 0 \quad (5)$$

$$-r_4 \cdot \text{cos}(\theta_4) \cdot \omega_4 + r_2 \cdot \text{cos}(\theta_2) \cdot \omega_2 + r_3 \cdot \text{cos}(\theta_3) \cdot \omega_3 = 0 \quad (6)$$

A análise de velocidades, é realizada assumido que os comprimentos dos elos e θ_2 são conhecidos e que as posições secundárias θ_3 e θ_4 já foram determinadas. A velocidade primária, ω_2 , também deve ser informada. As únicas incógnitas são as velocidades secundárias ω_3 e ω_4 (MABIE, 1987).

As equações de velocidade são transferidas do sistema para a forma matricial mostrada na Eq. (7) em que $[J]$ é matriz Jacobiana que contém os coeficientes das variáveis secundárias, mostrada na Eq. (8). $\{\dot{S}\}$ é o vetor coluna das velocidades secundárias, mostrada na Eq. (9), \dot{q} é a velocidade da variável primária e $\{Q\}$ é o vetor coluna com os coeficientes relativos à variável primária, mostrado na Eq. (10).

$$[J]\{\dot{S}\} + \{Q\} \cdot \dot{q} = \{0\} \quad (7)$$

$$[J] = \begin{bmatrix} -r_3 \cdot \text{sen}(\theta_3) & r_4 \cdot \text{sen}(\theta_4) \\ r_3 \cdot \text{cos}(\theta_3) & -r_4 \cdot \text{cos}(\theta_4) \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\{\dot{S}\} = \begin{Bmatrix} \omega_3 \\ \omega_4 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$\{Q\} = \begin{bmatrix} -r_2 \cdot \text{sen}(\theta_2) \\ r_2 \cdot \text{cos}(\theta_2) \end{bmatrix} \quad (10)$$

A multiplicação da matriz $[J]$ pelo vetor coluna $\{\dot{S}\}$ ocorre multiplicando cada linha da matriz pela coluna do vetor, resultando em um vetor coluna. A multiplicação do vetor coluna $\{Q\}$ pelo escalar \dot{q} ocorre multiplicando todas as linhas do vetor pelo valor do escalar. As velocidades secundárias são então determinadas analiticamente

a partir das posições já calculadas. Separa-se $\{\dot{S}\}$ e chega-se na Eq. (11), em que a multiplicação da matriz jacobiana $[J]$ invertida pelo vetor de coeficientes da variável primária $\{Q\}$ define os coeficientes de velocidades $\{K\}$ como mostra a Eq. (12). Com isso, a Eq. (11) pode ser reescrita em termos desses coeficientes como mostra a Eq. (13).

$$\{\dot{S}\} = [-J]^{-1}\{Q\} \cdot \dot{q} \quad (11)$$

$$\{K\} = -[J]^{-1}\{Q\} \quad (12)$$

$$\{\dot{S}\} = \{K\} \cdot \dot{q} \quad (13)$$

Os coeficientes de velocidade $\{K\}$, por sua vez, representam quanto cada posição secundária varia em função da variável primária q e são mostrados na Eq. (14).

$$\{K\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \theta_3}{\partial q} \\ \frac{\partial \theta_4}{\partial q} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

O dimensionamento do mecanismo de teste em questão não leva em consideração as acelerações secundárias e a análise cinemática pode ser considerada finalizada.

2.3 PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS (PTV)

O termo Trabalho Virtual refere-se a um trabalho que resulta de um deslocamento infinitesimal, que é imaginário. Se um sistema, que está em equilíbrio sob ação de forças ou torques externos, é submetido a um deslocamento virtual, o trabalho virtual deve ser zero (MABBIE, 1987).

O PTV é muito útil na resolução de certos tipos de problemas de equilíbrio, particularmente aqueles envolvendo uma série de corpos rígidos conectados (HIBBELER, 1974).

Um corpo rígido não deforma quando sujeito a um dado carregamento e então o trabalho total feito pelas forças internas é nulo, já que não há deformação. Se o trabalho virtual feito por um sistema de forças externas em um corpo rígido é zero para qualquer deslocamento virtual independente do corpo, então ele está em equilíbrio (HIBBELER, 1974).

Um sistema de corpos conectados tem o número de deslocamentos virtuais independentes igual ao número de coordenadas independentes necessárias para especificar completamente a posição de todos os membros do sistema. Ou seja, o número de deslocamentos virtuais é igual ao grau de mobilidade do mecanismo (HIBBELER, 1974).

O PTV foi desenvolvido por John Bernoulli e é um conceito que possibilita estabelecer relações entre forças aplicadas a um sistema. Sempre que um corpo é impedido de se mover, as cargas devem satisfazer as condições de equilíbrio e os deslocamentos, as de compatibilidade. Especificamente, as condições de equilíbrio exigem que as cargas externas estejam relacionadas apenas às cargas internas, e as condições de compatibilidade exigem que os deslocamentos externos estejam relacionados apenas com as deformações internas (HIBBELER, 2010).

Um sistema de corpos rígidos idealmente conectados fica em equilíbrio desde que o trabalho virtual realizado por todas as forças *Ativas* agindo no sistema seja zero para quaisquer deslocamentos consistentes com os limites impostos pelas conexões e suportes (HIBBELER, 1974).

Dois corpos são idealmente conectados quando não há atrito na junção entre eles, por definição. Quando há um deslocamento virtual envolvendo uma série de corpos rígidos idealmente conectados somente as forças *Ativas* geram trabalho. Forças *Ativas* são definidas como forças que tendem a deixar os corpos em movimento, como forças externas aplicadas, peso ou outras forças de corpo. As forças *Reativas* tendem a inibir o movimento do corpo, como as forças de atrito, e elas ocorrem nos mancais e conexões do mecanismo (HIBBELER, 1974).

É possível obter relações de transmissão entre forças localizadas em pontos de interesse e a força exercida pela única variável primária, ao se aplicar o PTV na análise de um mecanismo com um grau de liberdade.

Um sistema de partículas, ou um corpo rígido, em equilíbrio é caracterizado por apresentar a soma dos trabalhos realizados por todas as forças ao longo quaisquer deslocamentos virtuais como nulo, como mostra a Eq. (15) (HIBBELER, 1974). O operador δW é utilizado para distinção do trabalho infinitesimal real dW .

$$\delta W = 0 \quad (15)$$

A Figura 15 mostra um mecanismo de quatro barras sujeito a dois momentos, $M_1 = 5 \text{ lb-ft}$ e $M_2 = 6 \text{ lb-ft}$, e sujeito a uma força $F = 2 \text{ lb}$. Para exemplificar a aplicação do PTV, será calculada a força P para que haja equilíbrio no mecanismo quando $\theta = 30^\circ$.

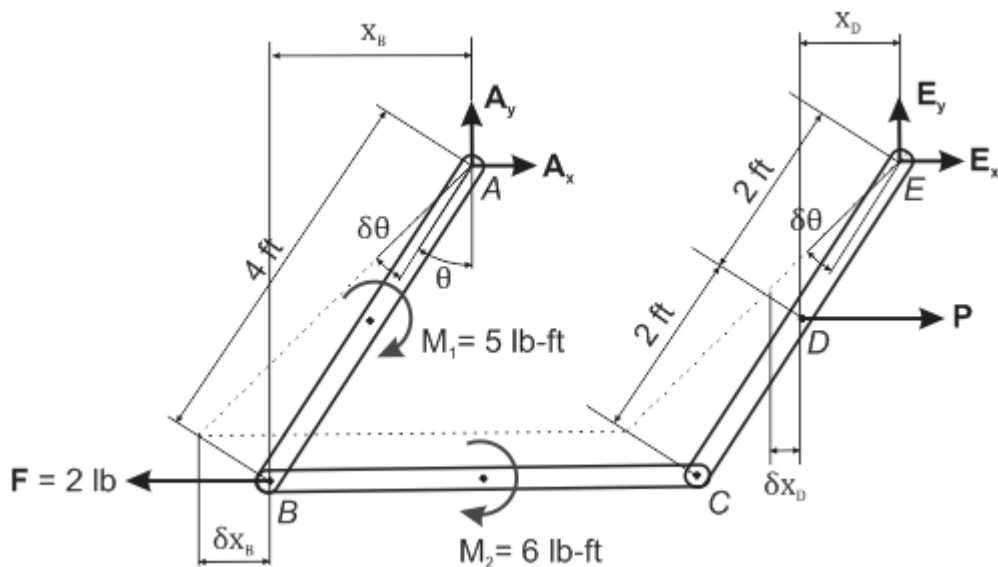


Figura 15 – Princípio dos Trabalhos Virtuais em mecanismo de quatro barras.

Fonte: (HIBBELER, 1974)

O mecanismo mostrado tem apenas um grau de liberdade e, portanto, todas as posições relativas de cada membro podem ser descritas por apenas uma variável θ . Realizando a soma dos trabalhos virtuais, chegamos à Eq. (16).

$$\delta W = M_1 \cdot \delta\theta + F \cdot \delta x_B - P \cdot \delta x_D = 0 \quad (16)$$

Deixando todos os termos da Eq. (16) em função da variável de entrada θ , temos:

$$\delta W = 5 \cdot \delta\theta + 8 \cdot \cos(\theta) \cdot \delta\theta - 2P \cdot \cos(\theta) \cdot \delta\theta = 0 \quad (17)$$

Colocando $\delta\theta$ em evidência na Eq. (17), tem-se:

$$\delta W = (5 + 8 \cdot \cos(\theta) - 2P \cdot \cos(\theta)) \cdot \delta\theta = 0 \quad (18)$$

O deslocamento virtual $\delta\theta$ não pode ser nulo, para que haja trabalho virtual. Então tem-se:

$$\delta\theta \neq 0 \quad (19)$$

Combinando as Eqs. (18) e (19), tem-se que:

$$P = \frac{5 + 8 \cdot \cos(\theta)}{2 \cdot \cos(\theta)} \quad (20)$$

Ou seja, o PTV estabelece uma forma de solucionar problemas de estática a partir de características cinemáticas do mecanismo.

2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

O método dos elementos finitos é um método numérico empregado para obter soluções aproximadas de equações. É especialmente poderoso ao lidar com condições de contorno definidas sobre geometrias complexas, que são comuns em aplicações práticas (BHATTI, 2006). Esse método é muito utilizado nas mais variadas áreas da engenharia, tais como transferência de calor, eletromagnetismo, mecânica dos fluídos, dinâmicas de máquinas e mecânica estrutural.

O MEF discretiza o domínio em vários subdomínios de geometria menos complexa, chamados elementos. Como cada elemento cobre uma pequena porção do domínio, um conjunto de elementos descritos por polinômios de baixa ordem pode ser usado para descrever a solução ao longo de toda a geometria analisada (BHATTI, 2006).

O trabalho total realizado pelas forças aplicadas e as deformações internas devem ser nulas para todos os deslocamentos reversíveis em um corpo em equilíbrio. O trabalho virtual global causado pelos esforços externos é igual à soma dos trabalhos virtuais causados pela deformação de cada elemento (ZAHAVI, 1992).

A modelagem utilizada para representar o problema reflete o quão bem o projetista entende do problema e o definiu. A aplicação do MEF em um dado problema envolve seis passos (BHATTI, 2006):

1. Desenvolver a equação dos elementos;
2. Discretizar o domínio da solução em uma malha de elementos finitos;
3. Montar as equações dos elementos;
4. Introduzir condições de contorno;
5. Solucionar incógnitas nodais;
6. Computar solução de todos os elementos.

O desenvolvimento das equações dos elementos é realizado de acordo com o tipo de problema que está sendo analisado e depende do tipo de elemento utilizado. A Figura 16 mostra os tipos mais comuns de elementos, são eles: (a) quadriláteros e hexaedros, (b) triângulos e tetraedros, (c) elementos de linha, (d) elementos de casca (ZAHAVI, 1992).

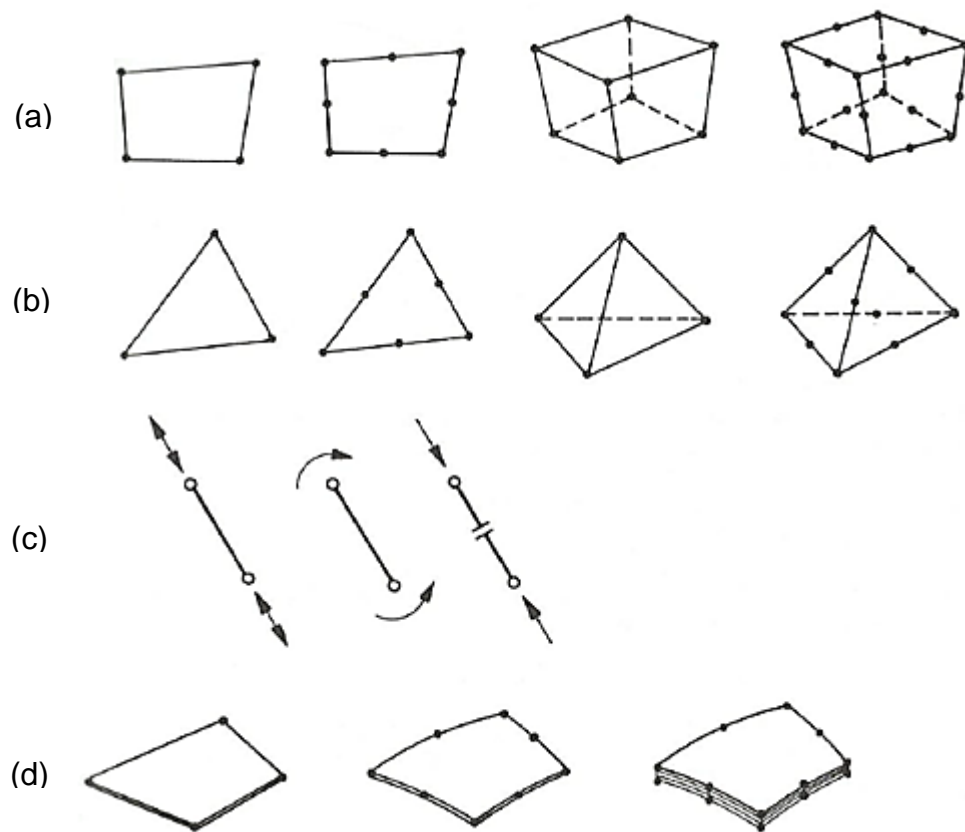


Figura 16 – Tipos de elementos comuns.

Fonte: (ZAHAVI, 1992)

Os elementos quadriláteros e hexaédricos são, em geral, lineares ou quadráticos assim como os elementos triangulares, tetraédricos e de casca. Os elementos com nós intermediários podem ser descritos por polinômios de segundo grau e isso torna o elemento mais exato em determinados tipos de problemas, porém há um aumento no consumo de memória computacional durante a solução já que a matriz de rigidez se torna maior. A Figura 17 mostra um exemplo de elemento tetraédrico com formato (a) linear, (b) quadrático em linha e (c) quadrático com faces curvas (ZAHAVI, 1992).

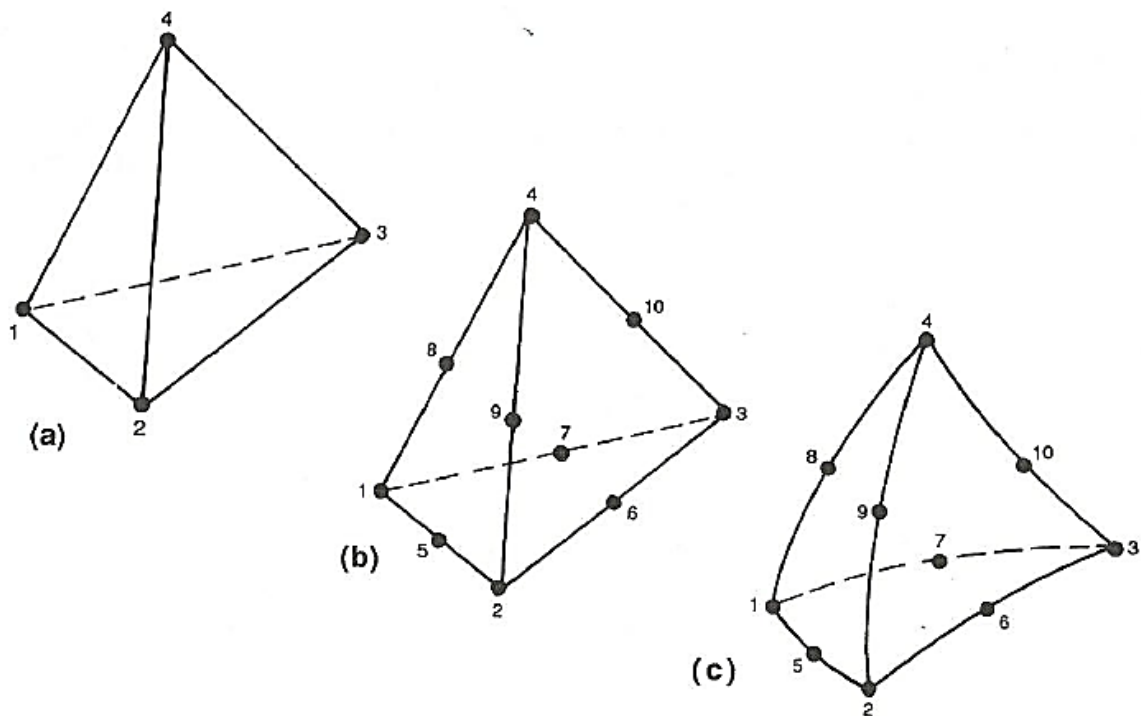


Figura 17 – Elementos tetraédricos lineares e quadráticos.

Fonte: (ZAHAVI, 1992)

A discretização do domínio da solução, que é o volume do sólido analisado, em uma malha de elementos finitos é então realizada e leva em consideração o tamanho e tipo de cada elemento ao longo do domínio.

A estrutura analisada é representada como um modelo estrutural composto por elementos finitos, interconectados nos nós. As forças agindo na estrutura e reações são aplicadas somente nos nós. Os pontos críticos e erros mais comuns na modelagem do problema são decorrentes de (ZAHAVI, 1992):

1. Tipo de elemento e tamanho adequados para o problema;
2. Condições de contorno bem definidas.

Os elementos triangulares e tetraédricos demandam menor memória computacional e são mais econômicos devido ao menor tempo de processamento requerido para executar solução em relação a elementos hexaédricos. O aumento da ordem dos polinômios que descrevem a solução nos elemento também aumenta a memória computacional utilizada. A ordem dos polinômios adequada para os elementos do problema depende do tipo de problema em análise. Por exemplo, a utilização de elementos de segunda ordem em problemas cuja solução é descrita

por uma função de primeira ordem não aumenta a exatidão do resultado e gera um processamento desnecessário para o problema analisado. A decisão do tamanho dos elementos é a mais difícil de ser feita, pois uma malha de elementos muito densa causa uma computação maior que a necessária e, por outro lado, uma malha grosseira pode ser imprecisa (ZAHAVI, 1992).

A revisão destes passos será feita através da análise de um elemento de barra de comprimento L , como mostra a Figura 18.

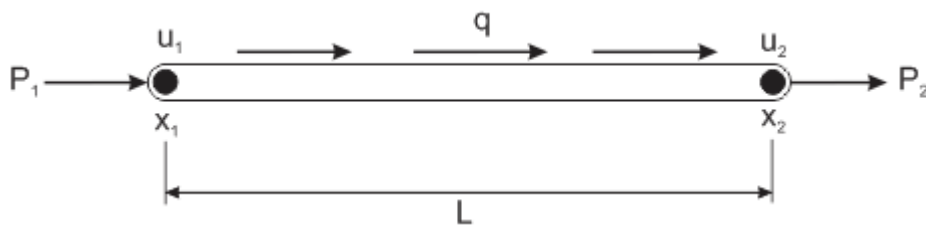


Figura 18 – Elemento de barra.

Fonte: (BHATTI, 2006)

As incógnitas nos nós são u_1 e u_2 . Juntamente a um carregamento distribuído $q(x)$, o elemento está sujeito a forças P_1 e P_2 nas extremidades do elemento. A equação diferencial governante sobre o elemento de barra analisado é mostrada na Eq. (21), em que A é a área da seção transversal da barra e E é o módulo de elasticidade do material que compõe a barra.

$$\frac{d}{dx} \left(A \cdot E \cdot \frac{du}{dx} \right) + q = 0 \quad x_1 < x < x_2 \quad (21)$$

As forças concentradas nas extremidades são relacionadas com a derivada do deslocamento, como mostram as Eqs. (22) e (23).

$$-A \cdot E \cdot \frac{du(x_1)}{dx} = P_1 \quad (22)$$

$$A \cdot E \cdot \frac{du(x_2)}{dx} = P_2 \quad (23)$$

O sinal positivo da Eq. (23) é devido à força ser trativa no ponto 2 e o sinal negativo da Eq. (22) é devido à natureza compressiva da força no ponto 1. A variável primária é o deslocamento axial u . Uma vez que o deslocamento é conhecido, a deformação, tensão e forças podem ser computadas através das relações mostradas nas Eqs. (24), (25) e (26) (MABIE, 1987).

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (24)$$

$$\sigma_x = E \cdot \epsilon_x \quad (25)$$

$$F = A \cdot \sigma_x \quad (26)$$

Assumindo a solução como linear, chega-se a Eq. (27), que pode ser reescrita como mostra a Eq. (28), substituindo (29) e (30), que são as funções de interpolação entre os dois pontos do elemento de barra, em (27).

$$u(x) = \begin{pmatrix} \frac{x - x_2}{x_1 - x_2} & \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \quad (27)$$

$$u(x) = (N_1 \quad N_2) \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \quad (28)$$

$$N_1 = \frac{x - x_2}{x_1 - x_2} \quad (29)$$

$$N_2 = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad (30)$$

Será necessária a derivada do deslocamento nos cálculos futuros. A Eq. (31) mostra $u'(x)$. Ela pode ser reescrita como mostra a Eq. (32), substituindo as Eqs. (33) e (34) na Eq. (31).

$$u'(x) = \begin{pmatrix} \frac{1}{x_1-x_2} & \frac{1}{x_2-x_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \quad (31)$$

$$u'(x) = (N'_1 \quad N'_2) \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \quad (32)$$

$$N'_1 = \frac{1}{x_1-x_2} = -\frac{1}{L} \quad (33)$$

$$N'_2 = \frac{1}{x_2-x_1} = \frac{1}{L} \quad (34)$$

A realização da solução do problema pode ser feita por diferentes metodos, um deles é o método dos resíduos ponderados de Galerkin. Assume-se a solução como o deslocamento $u(x)$ e o resíduo, $e(x)$, como mostra a Eq. (35).

$$e(x) = q - \frac{d}{dx}(AEu') \quad (35)$$

Ao multiplicar o resíduo pela função peso, que, no método de Galerkin, é a própria função de interpolação N_i , chega-se à Eq. (36), que é então integrada ao longo de todo o domínio do elemento e então igualada a zero, de modo que o somatório dos resíduos ponderados seja nulo, como mostra a Eq. (37), que é então resolvida através da integração por partes e, após algumas simplificações matemáticas, chega-se à Eq. (38).

$$N_i \cdot e(x) = q \cdot N_i - \frac{d}{dx}(AEu') \cdot N_i \quad (36)$$

$$\int_{x_1}^{x_2} \left[qN_i - \frac{d}{dx}(AEu')N_i \right] dx = 0 \quad (37)$$

$$AEN_i(x_2)u'(x_2) - AEN_i(x_1)u'(x_1) + \int_{x_1}^{x_2} (qN_i - AEu'N'_i)dx = 0 \quad (38)$$

Aplicando as condições de contorno apresentadas nas Eqs. (22) e (23) na Eq. (38), chega-se na forma fraca mostrada na Eq. (39).

$$P_1 N_i(x_1) + P_2 N_i(x_2) + \int_{x_1}^{x_2} (q N_i - AE u' N_i') dx = 0 \quad (39)$$

Expandido a Eq. (39) para os dois nós, ou seja, para $i = 1$ e $i = 2$, chega-se em um sistema de equações para o elemento. Após algumas operações matemáticas tratadas na literatura e considerando que AE e q são constantes dentro do elemento, chega-se a Eq. (40), na forma matricial, que é a equação que governante do elemento de barra analisado.

$$\frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \frac{qL}{2} \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} \quad (40)$$

Após definidas as equações dos elementos, são montadas as equações dos elementos presentes na malha de modo a formar a matriz de rigidez global. Para revisar a montagem dessa matriz, será montada a matriz de uma malha formada por apenas dois elementos de barra, conforme ilustra a Figura 19.



Figura 19 – Malha de elementos de barra.

Fonte: (BHATTI, 2006)

O problema analisado mostra uma barra composta por dois elementos de tamanhos diferentes, $L_1 = 1\text{ m}$ e $L_2 = 2\text{ m}$, e tem as como condições de contorno $u_1 = 0\text{ m}$ e $P_3 = 30\text{ N}$. Para facilitar a compreensão da análise, será considerada a

área da seção transversal $A = 1 \text{ m}^2$ e o módulo de elasticidade do material como $E = 1 \text{ Pa}$. As incógnitas do problema são o deslocamento no nó intermediário e final, u_2 e u_3 , e a força de reação no nó 1, P_1 .

A equação governante para os elementos de barra foi mostrada na Eq. (40) e a carga distribuída neste exemplo é nula, ou seja, $q = 0$. Dessa forma, tem-se a Eq. (41), para o elemento 1, e Eq. (42), para o elemento 2. Os índices superiores e inferiores que acompanham as variáveis denotam o elemento e nó em que se localizam, respectivamente.

$$\frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_1^1 \\ P_2^1 \end{pmatrix} \quad (41)$$

$$\frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5 & -0.5 \\ -0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_1^2 \\ P_2^2 \end{pmatrix} \quad (42)$$

A matriz de rigidez global, contendo a matriz de rigidez de cada elemento, é então montada através da imposição das seguintes condições (REDDY, 1993):

1. Condição de continuidade: O deslocamento no nó da extremidade final de um elemento deve ser igual ao deslocamento no nó da extremidade inicial do elemento adjacente, como mostra a Eq. (43);

$$u_2^e = u_1^{e+1} \quad (43)$$

2. Condição de equilíbrio: Caso não haja carregamento nodal, a força aplicada no nó da extremidade final de um elemento deve ser de mesma magnitude e sentido oposto da força aplicada no nó da extremidade inicial do elemento adjacente, como mostra a Eq. (44).

$$P_2^e + P_1^{e+1} = \begin{cases} 0 & \text{se não houver esforços externos aplicados} \\ Q_0 & \text{se houver um esforço externo de magnitude } Q_0 \end{cases} \quad (44)$$

As condições apresentadas nas Eqs. (43) e (44) são válidas para elementos lineares conectados em sequência, como mostra Figura 20. Em geral, vários elementos podem ser conectados a um único nó e eles não são numerados em sequência necessariamente. A ideia mostrada ainda funciona de forma similar nestes casos e a mudança é que os coeficientes vindos de todos os elementos conectados ao nó analisado serão somados (REDDY, 1993).

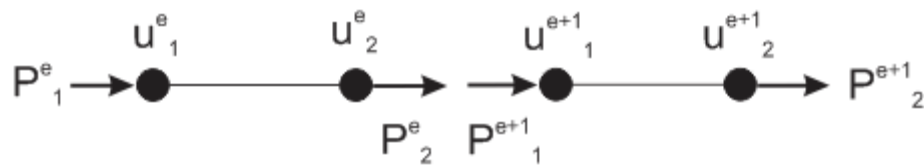


Figura 20 – Montagem da matriz de rigidez global.

Fonte: (REDDY, 1993)

A Eq. (45) mostra a matriz global para a malha do exemplo em análise.

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ -1 & 1.5 & -0.5 \\ 0 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_1^1 \\ P_2^1 + P_1^2 \\ P_2^2 \end{pmatrix} \quad (45)$$

Após montar a equação global, são inseridas as condições de contorno (BHATTI, 2006). As condições de contorno do problema analisado são $u_1 = 0$ m e $P_3 = 30$ N, como mostra a equação (46).

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ -1 & 1.5 & -0.5 \\ 0 & 0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \\ 30 \end{pmatrix} \quad (46)$$

O produto da matriz de rigidez com o vetor deslocamentos gera o sistema de equações formado por três equações e três incógnitas mostrado nas Eqs. (47), (48) e (49).

$$u_2 = P_1 \quad (47)$$

$$1.5 \cdot u_2 - 0.5 \cdot u_3 = 0 \quad (48)$$

$$0.5 \cdot u_2 + 0.5 \cdot u_3 = P_3 \quad (49)$$

A resolução analítica desse sistema traz os resultados das incógnitas P_1 , u_2 e u_3 mostrados nas Eqs. (50), (51) e (52), respectivamente.

$$P_1 = u_2 = 15 \text{ N} \quad (50)$$

$$u_2 = \frac{u_3}{3} = \frac{P_3}{2} = 15 \text{ m} \quad (51)$$

$$u_3 = \frac{3 \cdot P_3}{2} = 45 \text{ m} \quad (52)$$

Sistemas maiores, compostos por um número maior de elementos, por diferentes tipos de elementos, e de complexidade maior são resolvidos de forma semelhante à mostrada. As análises de problemas de aplicações reais, muitas vezes, são de maior complexidade devido a geometria do sólido analisado e torna necessária a utilização de um software de simulação, que gera a malha e resolve o problema computacionalmente de forma rápida.

O número de elementos é geralmente definido através de uma análise de convergência na qual ele é aumentado até que a resposta se estabilize, ou seja, até que a variação dos resultados obtidos após o refino da malha seja menor que 10%. Uma prática comum é ter uma malha mais grosseira ao longo de toda a geometria do componente analisado e malhas refinadas em regiões com gradientes de tensões. Quanto maior forem os gradientes de tensões, mais refinada a malha deve ser nessa região.

A Figura 21 mostra um exemplo de malha aplicado em um componente mecânico sujeito a um determinado carregamento, analisado em três dimensões em um programa de simulação numérica. Observa-se que na região de interesse, indicada com uma circunferência, há uma trinca, indicada com uma seta preta, e a malha em torno dela tem elementos muito menores que no restante do sólido. Pode-

se observar elementos hexaédricos menores na região da trinca e elementos tetraédricos grandes distribuídos no restante do sólido.

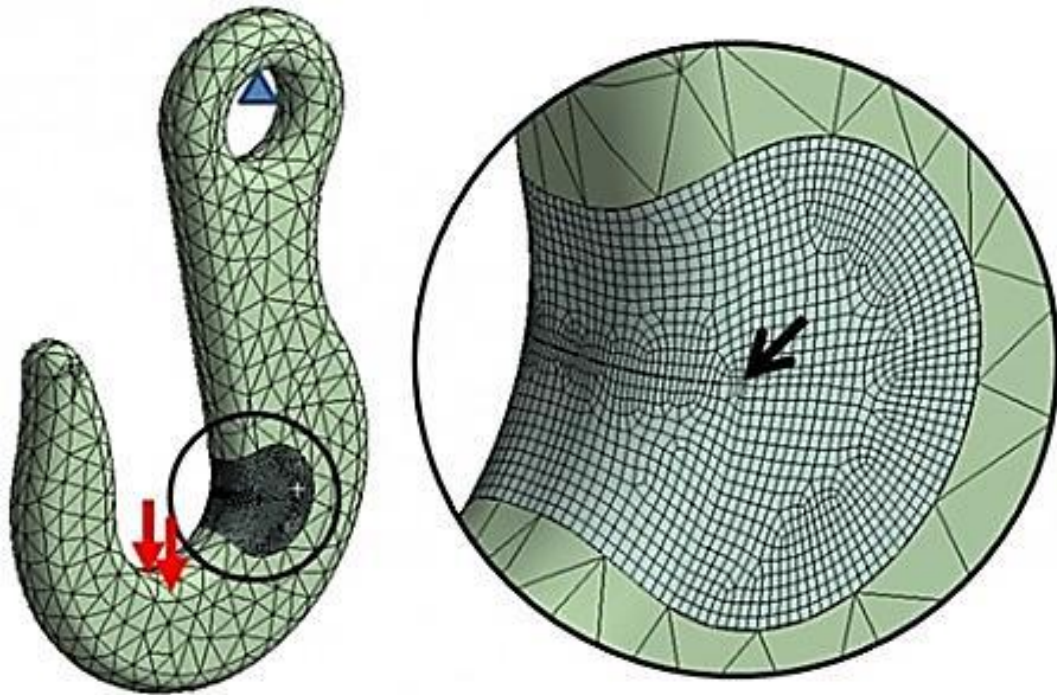


Figura 21 – Exemplo de geração de malha.

Fonte: <http://www.esss.com.br/>

Softwares de simulação numérica resolvem as etapas para obtenção da solução de forma automática. As equações do comportamento que se deseja analisar, para cada elemento finito, são determinadas automaticamente na etapa de geração de malha. Todos os elementos são então equacionados e é montado um sistema de equações que é resolvido numericamente.

A Figura 22 apresenta a análise estrutural, utilizando o critério de Von-Mises, do componente mecânico apresentado na Figura 21. Observa-se através do gradiente de cores que a região de interesse, indicada com uma circunferência, possui as tensões mais elevadas. Essas são indicadas através de cores segundo a escala ao lado esquerdo da Figura 22, sendo que a cor vermelha representa a tensão máxima e a cor azul representa a tensão mínima.

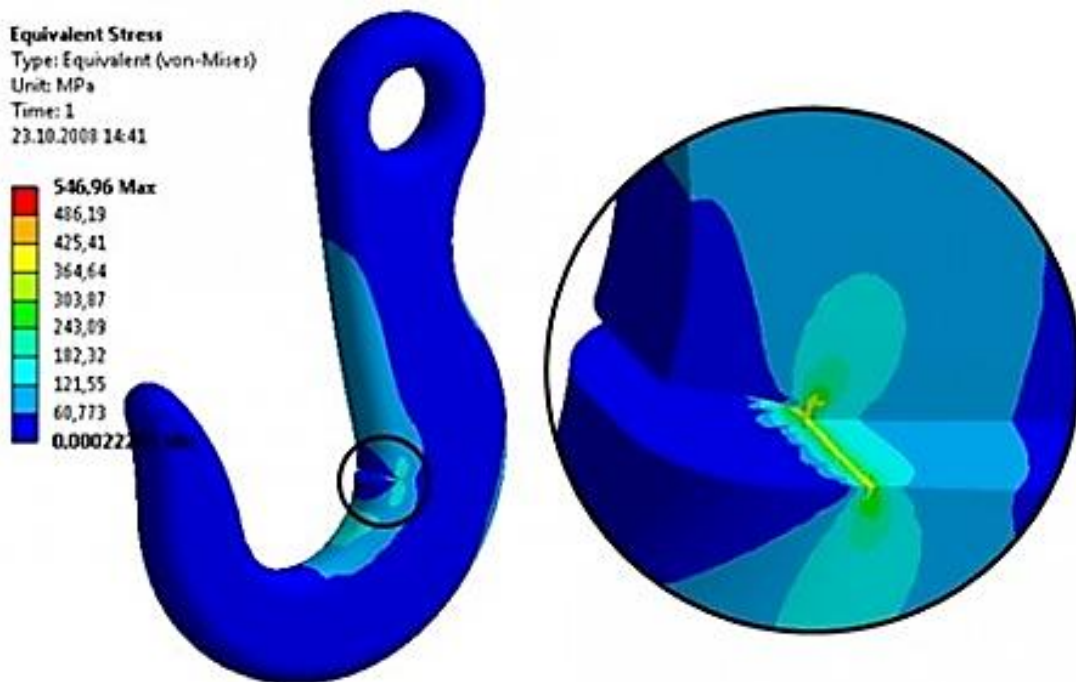


Figura 22 – Exemplo de análise do comportamento estrutural.

Fonte: <http://www.esss.com.br/>

Essas simulações permitem reduzir os gastos no desenvolvimento do projeto, do protótipo e em testes realizados com o produto projetado. Atualmente, existem vários programas de simulação que possibilitam a análise estrutural de componentes e mecanismos nas formas estática, modal, harmônica, dinâmica transiente, espectral, flambagem e dinâmica explícita.

A análise estática pode ser aplicada quando os carregamentos são forças estáticas e, para isso, são desprezadas as forças de amortecimento e forças de inércia, inerentes à movimentação do mecanismo.

O procedimento para realizar esta análise ocorre em três etapas, segundo MARINHO (2002):

1. Pré-Processamento: elaborar o modelo, definindo o tipo de elemento, propriedades dos materiais envolvidos, geometria do modelo e a coordenada dos nós;
2. Processamento: Solucionar as equações dos elementos finitos para se determinar as variáveis primárias, como deslocamento ou velocidade;

3. Pós-Processamento: Computar quaisquer variáveis secundárias, por exemplo, deformação ou tensão. O software apresenta os dados obtidos na solução em forma de gráficos, tabela ou gradiente de cores.

2.5 SOLDAGEM DE PINOS

A soldagem de pinos é utilizada em diversos tipos de aplicações nas indústrias metalmeccânica, petroquímica e aeroespacial. Dentre elas, destacam-se a construção de pontes, edifícios, navios, caldeiras de vapor, automóveis e trilhos. O processo de soldagem é realizado, geralmente, de forma manual e com a utilização de um equipamento composto pela máquina de solda e pela pistola de soldagem, como ilustra a Figura 23.



Figura 23 – Soldagem de pinos.

Fonte: www.sunbeltstudwelding.com

Este processo de fabricação é mais barato que outros métodos de fixação e pode ser utilizado em locais em que não é possível realizar um furo para a passagem de um parafuso. Os pinos utilizados podem ter quase qualquer formato e existem centenas deles, entretanto, todos os tipos de pinos devem ter uma extremidade projetada para soldagem, que é influenciada pelo tipo de máquina

escolhida. A Figura 24 ilustra alguns tipos de pinos, com formas e tamanhos variados, fornecidos pelo fabricante Sunbelt Stud Welding.

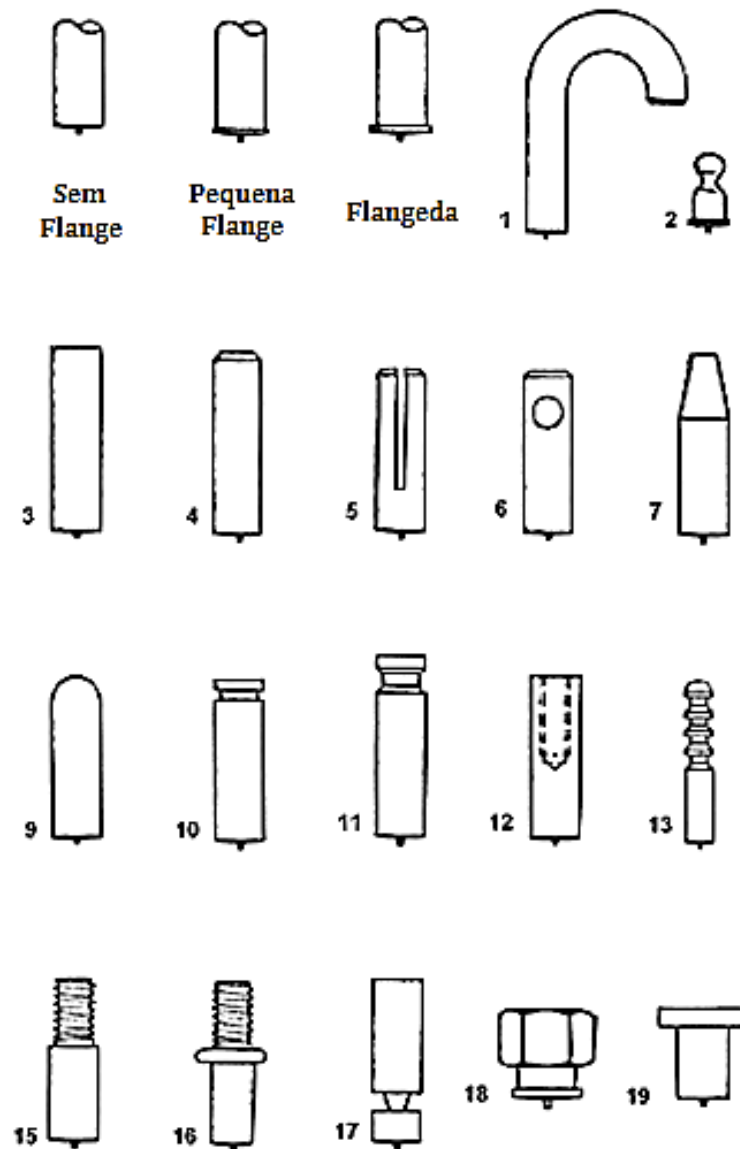


Figura 24 – Tipos de pinos soldados.

Fonte: <http://www.sunbeltstudwelding.com>

2.5.1 Tipos de Máquinas de Solda

Há várias versões do processo de soldagem de pinos, elas se diferenciam principalmente pelo tipo de fonte de energia utilizada, que fica no interior da máquina de solda. Há, predominantemente, dois tipos de máquinas de solda: por Descarga

Capacitiva e por Fonte Indutiva (SAMARDŽIĆ e KLARIĆ, 2007). Deve-se, primeiramente, determinar o diâmetro máximo do pino que será soldado para então se determinar o equipamento de solda pino adequado para a aplicação desejada.

2.5.1.1 Fonte indutiva

A solda pino por Fonte Indutiva é, geralmente, utilizada em soldas de pinos de maior diâmetro, de 3 a 30 mm, realizada sobre metais de base espessos. Aços de médio carbono, aços inoxidáveis e alumínio são materiais utilizados nestes tipos de pino.

A Figura 25 ilustra a sequência realizada durante a soldagem utilizando uma máquina de solda com Fonte Indutiva. Os equipamentos com este tipo de fonte são utilizados juntamente com protetores cerâmicos ao redor do pino soldado, como a figura citada exemplifica.

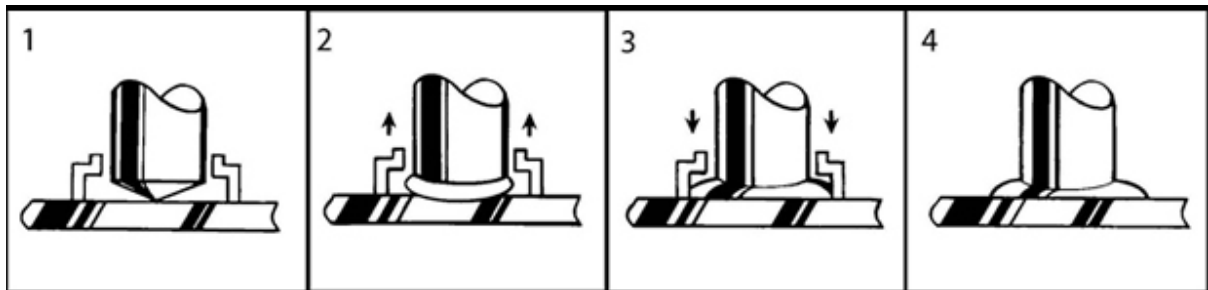


Figura 25 – Solda pino com Fonte Indutiva.

Fonte: <http://www.studweldingfasteners.com/>

O processo é dividido em quatro partes principais, ilustradas na figura acima e detalhadas abaixo:

1. A pistola de soldagem é posicionada sobre o material de base e a mola principal da pistola é parcialmente comprimida. Essa compressão da mola gera uma força que mantém o pino firmemente sobre a superfície de trabalho;

2. O gatilho da pistola é acionado e então se inicia um ciclo que energiza o solenoide da pistola de solda, com isso o pino é levantado, afastando-se da superfície de trabalho, e é formado um arco elétrico. O arco derrete a extremidade do pino soldado e o metal de base abaixo dele;
3. O solenoide é desenergizado e, como consequência, a mola principal empurra o pino em direção à poça de fusão localizada do material de base. O protetor cerâmico de arco, ou *ceramic ferrule shield*, concentra o calor na parte de baixo do pino soldado e mantém o metal fundido dentro da poça de fusão.
4. A pistola de solda é separada do pino soldado e do protetor cerâmico, que é então quebrado e descartado.

2.5.1.2 Descarga capacitiva

A solda pino por Descarga Capacitiva é, geralmente, utilizada para soldar pinos de menor diâmetro, de 3 a 10 mm, em chapas planas de pequena espessura. Como o ciclo inteiro de soldagem se completa em milissegundos, as soldas podem ser realizadas sem que haja empenamento ou descoloração devido ao superaquecimento.

A Figura 26 mostra a sequência realizada durante a soldagem utilizando uma máquina de solda que funciona por Descarga Capacitiva. Não é necessária a utilização de protetores cerâmicos neste tipo de máquina.

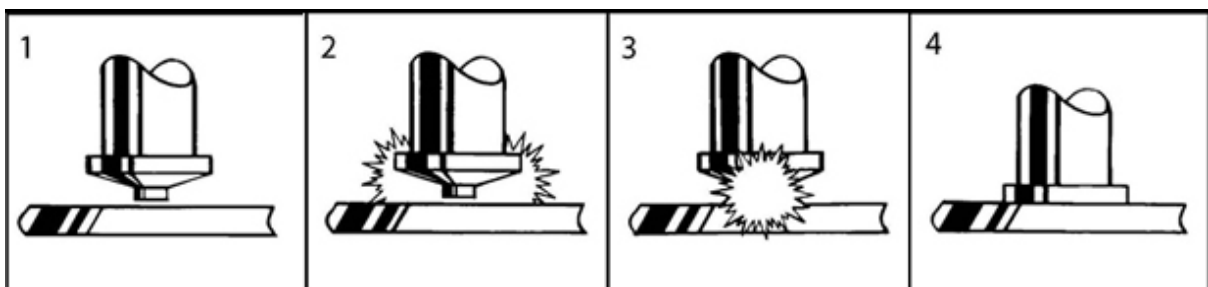


Figura 26 – Solda pino com Descarga Capacitiva.

Fonte: <http://www.studweldingfasteners.com>

O processo é dividido em quatro partes básicas, de forma semelhante à solda com Fonte Indutiva. As etapas numeradas na figura acima são descritas a seguir:

1. A pistola de soldagem é posicionada contra a superfície de trabalho. Os pinos de Descarga Capacitiva geralmente têm uma ponta especialmente engendrada para este tipo de máquina. O formato desta ponta e comprimento são projetados para providenciar um controle preciso do tempo de soldagem;
2. A energia armazenada é descarregada e então passa através da ponta especial do pino, que começa a descer. A energia, armazenada em capacitores de baixa voltagem e de corrente contínua, é descarregada instantaneamente ao se apertar o gatilho e é controlada eletronicamente;
3. Ao se acionar o gatilho, o circuito libera a energia armazenada no pino, vaporizando a ponta de alta resistência e criando uma atmosfera ionizada, adequada para o fluxo da corrente de pico e gerando um arco entre áreas que serão unidas. A mola ou ar comprimido da pistola de soldagem empurra o pino para baixo, contra a poça de fusão;
4. O metal se solidifica e a solda é completada.

2.5.2 Defeitos de soldagem

Dentre os fatores que causam falhas no processo de soldagem de pinos, são (CHAMBERS, 2001):

1. Material de base incorreto ou condição da superfície da placa incorreta;
2. Parâmetros de soldagem incorretos;
3. Equipamento com mau funcionamento ou obsoleto;
4. Pouco treino por parte dos operadores;
5. Falta de controle de qualidade e procedimentos de inspeção.

A qualidade da solda está associada, principalmente, às variáveis inerentes do processo de solda pino – a corrente de soldagem, tempo de soldagem, voltagem do arco elétrico, penetração da solda e etc... – e às variáveis mais gerais de manufatura – a limpeza da solda, geometria da junta soldada, etc... – (RAMASAMY, 2002).

A soldagem com distúrbios, especialmente em metais de base com película de primer, apresenta uma instabilidade evidente. O desenvolvimento dos defeitos em solda pino por arco elétrico está associado com distúrbios elétricos durante o processo de soldagem e os distúrbios foram consistentemente observados em condições comuns de defeitos de soldagem (SAMARDŽIĆ e KLARIĆ, 2007).

Testes realizados indicaram que o fator mais importante é a interação entre o levantamento e soltura do pino durante o processo. O segundo fator mais impactante foi a corrente. A energia total transmitida é a corrente multiplicada pela tensão, sendo que a tensão é diretamente correlacionada com a distância do pino ao metal de base (ADONYI, 2006).

O termo especificação do procedimento de soldagem (EPS) engloba a operação completa de soldagem. Inclui o tipo de eletrodo, preparo da junta, pré-aquecimento, parâmetros de soldagem, como tensão, corrente, vazão de gás de proteção, posição de soldagem, número de passos de solda e tratamentos térmicos, como revenimento. O estabelecimento correto desses parâmetros ajuda a minimizar o custo, atingir boas propriedades mecânicas na região soldada, eliminar defeitos e controlar o empenamento.

Maus procedimentos de soldagem podem desenvolver descontinuidades no interior da solda. Os principais defeitos causados são:

1. Fusão incompleta – pode ocorrer devido à superfície inadequada do metal de base. A presença de inclusões, óxidos ou películas sobre a superfície podem aumentar a temperatura de fusão do metal e então a energia disponibilizada pela máquina de solda se torna insuficiente para que ocorra a fusão de forma adequada;
2. Porosidade – poros são formados quando bolsas de ar são aprisionadas no metal fundido durante o processo de resfriamento. O uso de correntes altas e arcos de longo comprimento são as razões deste tipo de defeito. As bolhas podem estar espalhadas ao longo de toda a zona fundida ou podem estar concentradas em um bolsão próximo à raiz;
3. Penetração insuficiente – em certos casos, a penetração parcial pode ser adequada, porém, quando a penetração é menor do que o especificado, o defeito se torna inaceitável;

4. Inclusão de escórias – escória é formada no processo de soldagem devido às reações químicas com a camada protetora do eletrodo. Geralmente, é composta por óxidos de metais e outros componentes. Como sua densidade é menor que a do metal fundido, geralmente ela flutua sobre a poça de fusão;
5. Trincas – elas são, de longe, o problema mais severo em metais soldados. São resultantes de tensões internas e se formam longitudinalmente ou transversalmente à linha de soldagem. Podem se estender do metal fundido até o metal de base e também podem estar localizadas no metal de base, próximas à Zona Termicamente Afetada (ZTA).

Três passos a serem seguidos são recomendados para garantir uma boa solda. São eles (WELDS – Static and Fatigue Strength):

1. Estabelecer procedimentos de soldagem corretos;
2. Usar soldadores pré-qualificados, ou seja, já qualificados em outros tipos de soldagem;
3. Disponibilizar inspetores de solda competentes em campo.

2.5.3 Inspeção de solda

A inspeção de solda, em geral, pode ser desempenhada por métodos não destrutivos, mostrados abaixo:

1. Líquidos Penetrantes – um líquido é espalhado ao longo da região inspecionada e então penetra nas trincas superficiais. O excesso de material é retirado e o líquido estagnado nas trincas pode ser visto a olho nu, revelando a quantidade e extensão das trincas;
2. Partículas Magnéticas – a região da solda é magnetizada eletricamente e então as trincas próximas superfície criam polos Norte e Sul nos lados opostos da trinca. Partículas Magnéticas secas são então despejadas sobre a solda e elas formam padrões circulares em torno das trincas. O estudo destes padrões revela o local, tamanho e forma das trincas;

3. Ultrassom – através de um equipamento de ultrassom, ondas sonoras são transmitidas para um lado do material e refletidas no lado oposto, sendo que as reflexões são indicadas em um tubo catódico. Os locais com presença de trincas causam alteração no tempo de transmissão do som e ficam evidenciados no tubo catódico;
4. Radiografia – é um método de alto custo utilizado para checar soldas em estruturas importantes, como tanques de pressão. Funciona muito bem em soldas de topo, porém não de forma satisfatória em soldas em ângulo devido à dificuldade na interpretação da imagem;
5. Inspeção Visual – as características da região soldada podem indicar defeitos de soldagem como solda fria, solda quente ou pino dependurado. A Figura 27 ilustra estes defeitos em pinos soldados.

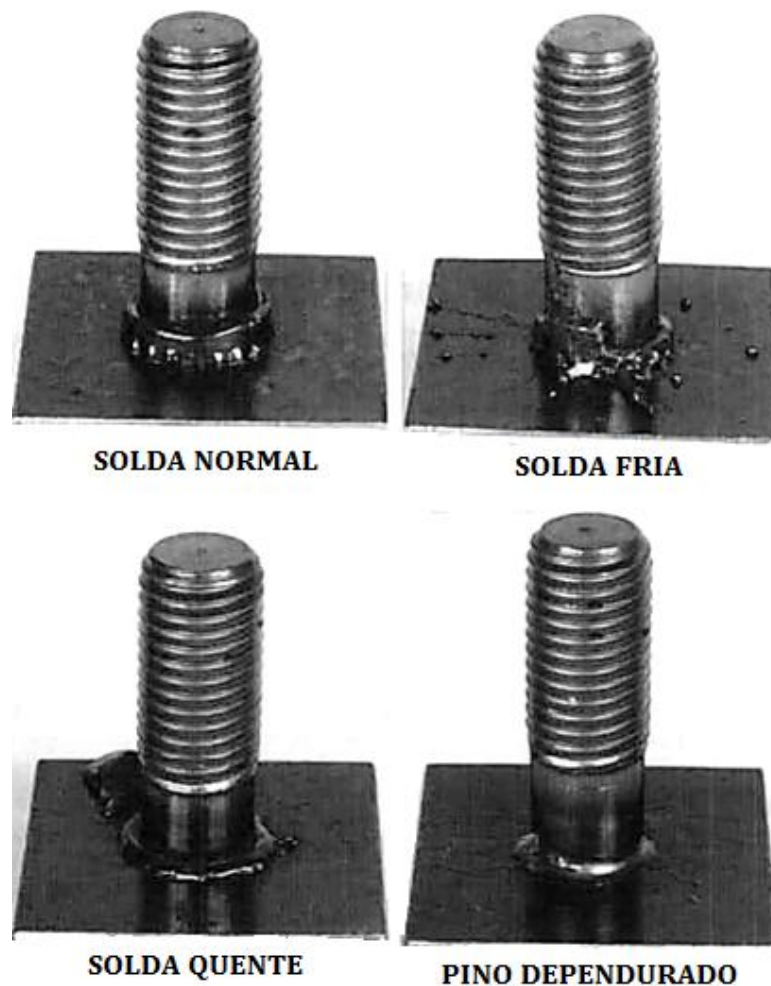


Figura 27 – Inspeção visual de pinos soldados.

Fonte: (CHAMBERS, 2001)

Uma boa solda pino é caracterizada por apresentar um filete uniforme ao redor de toda a base soldada e também uma tonalidade de cor azulada e brilhante próxima à zona fundida. A solda fria é caracterizada por apresentar nenhum filete ou de altura baixa e não uniforme ao redor da base soldada, apresenta coloração acinzentada e respingos de solda na direção radial do pino. A solda quente ocorre quando o tempo de soldagem e a corrente elétrica são muito altos, caracteriza-se por apresentar muito metal fundido ao redor do pino e por queimar o metal de base, deixando a região soldada com um brilho excessivo. O pino dependurado é caracterizado por um filete muito pequeno, apresenta mordedura severa na base do pino, não há penetração da solda no metal de base e o pino fica com um comprimento maior, já que a sua ponta não funde completamente. (CHAMBERS, 2001).

A inspeção visual é o tipo de inspeção mais utilizado, já que não envolve custos com equipamentos e depende apenas da experiência do inspetor. Este tipo de inspeção identifica pinos problemáticos, porém os pinos de boa aparência podem conter defeitos não visíveis, como trincas, presença de poros internos ou fusão incompleta. Devido a isso, os pinos são submetidos à inspeção através da aplicação de forças de inspeção, que causam a ruptura da solda caso ela não tenha sido realizada de forma adequada. A Figura 28 ilustra um pino soldado cujo processo de soldagem utilizado foi inadequado e, como consequência, sofreu ruptura na região soldada ao ser posto à prova.



Figura 28 – Pino com solda inadequada.

Fonte: <http://www.letu.edu/>

Uma junta soldada quando realizada adequadamente é, geralmente, muito mais resistente do que os membros conectados. As razões para esta resistência maior são a composição do aço e a velocidade de resfriamento, que causa um tratamento térmico semelhante a uma têmpera na região fundida e na ZTA.

3 PROCEDIMENTOS METODOLOGICOS

O presente capítulo aborda a metodologia e as etapas adotadas para alcançar o objetivo do trabalho. Todo o desenvolvimento do trabalho foi realizado em ambiente virtual, fez-se o uso de métodos analíticos e numéricos de forma integrada com o intuito de projetar um mecanismo que atenda o objetivo estabelecido na seção 1.3.1.

3.1 DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

As etapas seguidas para se chegar ao objetivo do trabalho são descritas abaixo:

1. Determinar a tensão de referência para inspeção do pino soldado M6. A tensão de Von Mises causada pelo torque de uma parafusadeira e pela tração – oriunda da força de reação da rosca na base do pino roscado soldado – é calculada tanto analiticamente como numericamente e, em seguida, é comparada com a tensão indicada na norma ASME IX. A Figura 29 representa os esforços de torção e tração aplicados no pino;



Figura 29 – Representação do diagrama de corpo livre do pino soldado.

O pino M6 é idealizado como um pino com 6 mm de diâmetro e sem rosca para facilitar a modelagem tridimensional e os cálculos. Esta primeira etapa é descrita em detalhes na Seção 4.1;

2. Realizar análise cinemática do mecanismo proposto no programa MATHCAD[®], através da utilização do procedimento descrito na Seção 2.2. Com sua utilização, as mudanças das características do sistema, como o curso do cilindro pneumático utilizado ou comprimento de um dos elos do mecanismo, tornam-se rápidas. As posições e velocidades relativas de todos os elos do mecanismo são calculadas e é analisado se o mecanismo passa por um ponto de singularidade. O modelo matemático do mecanismo é validado, em seguida, através da comparação das posições secundárias calculadas com o modelo geométrico. Esta etapa é descrita em detalhes na Seção 4.2;
3. Determinação da relação de transmissão entre a força aplicada pelo cilindro pneumático e a força que atua no pino soldado, através da utilização do PTV. A Seção 4.3 traz em detalhes os procedimentos relativos à aplicação desse método no mecanismo analisado;
4. Modelagem do mecanismo no programa SOLIDWORKS[®]. A Seção 4.4 mostra o resultado final da modelagem do mecanismo, detalhando o posicionamento de cada elo, materiais utilizados e componentes de fixação presentes no modelo;
5. Execução da simulação estrutural. O modelo do mecanismo elaborado no SOLIDWORKS[®] e descrito na Seção 4.4 é importado para o ambiente de simulação estrutural do software ANSYS[®]. Optou-se pela utilização do software de simulação citado devido à facilidade de acesso ao programa e a sua grande utilização na indústria. A Seção 4.5 detalha todo processo realizado nas simulações e tem como resultado final a força que deve ser aplicada no pino para que seja imposta uma tensão de Von Mises equivalente à tensão de referência, determinada na Seção 4.1;
6. Seleção do cilindro pneumático utilizado no mecanismo. A Seção 4.6 detalha as condições de operação e os critérios utilizados para realizar a

seleção do cilindro pneumático e da válvula de alívio, utilizada para controlar a pressão seu interior.

3.2 JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA

A metodologia descrita envolve as etapas necessárias para o dimensionamento do mecanismo e seleção do cilindro pneumático, que é o componente responsável pela aplicação da força correta de inspeção.

O mecanismo proposto é analisado sem levar em consideração a energia perdida por atrito nas conexões entre os elos, consideram-se todos os pares cinemáticos como ideais como hipótese simplificadora. Essa consideração é necessária já que os materiais dos elos não são determinados neste trabalho e a força atrito nestas regiões depende dos materiais em contato, das rugosidades das superfícies em contato, da lubrificação presente nestas conexões e, também, da força normal atuante.

O software de simulação utilizado, ANSYS[®], traz resultados confiáveis desde que seja feita uma análise de convergência de resultados e o tipo de elemento utilizado seja adequado ao problema. Deste modo é possível realizar a validação da inspeção da solda pino através do dispositivo proposto.

4 RESULTADOS

O presente capítulo mostrada os resultados obtidos em cada etapa da metodologia, apresentada na Seção 3.1.

4.1 DETERMINAR TENSÃO DE REFERÊNCIA

O pino analisado no presente trabalho é um pino M6 roscado com passo de 1 mm de aço carbono, um material considerado dúctil (NORTON, 2007). Os pinos desse tamanho são fabricados com diversos comprimentos, que variam entre 10 mm e 75 mm. A seção longitudinal, mostrada na Figura 30, ilustra a união completa entre o metal de base e o pino soldado.



Figura 30 – Seção longitudinal de um pino soldado.

Fonte: Eduardo Almeida Blog

A região em que ocorre a solda pode sofrer tratamentos térmicos devido ao calor gerado no processo de soldagem. A Figura 31 mostra uma macrografia

realizada na seção longitudinal de um pino soldado, nela é possível verificar a presença de cinco regiões distintas. São elas:

- A. Representa a região do metal do pino que não foi afetada pelo calor;
- B. Zona termicamente afetada no pino;
- C. Zona fundida, cuja composição química é influenciada tanto pelo material da chapa quanto pelo material do pino;
- D. Zona termicamente afetada do metal da chapa;
- E. Região com o metal de base da chapa inalterado.

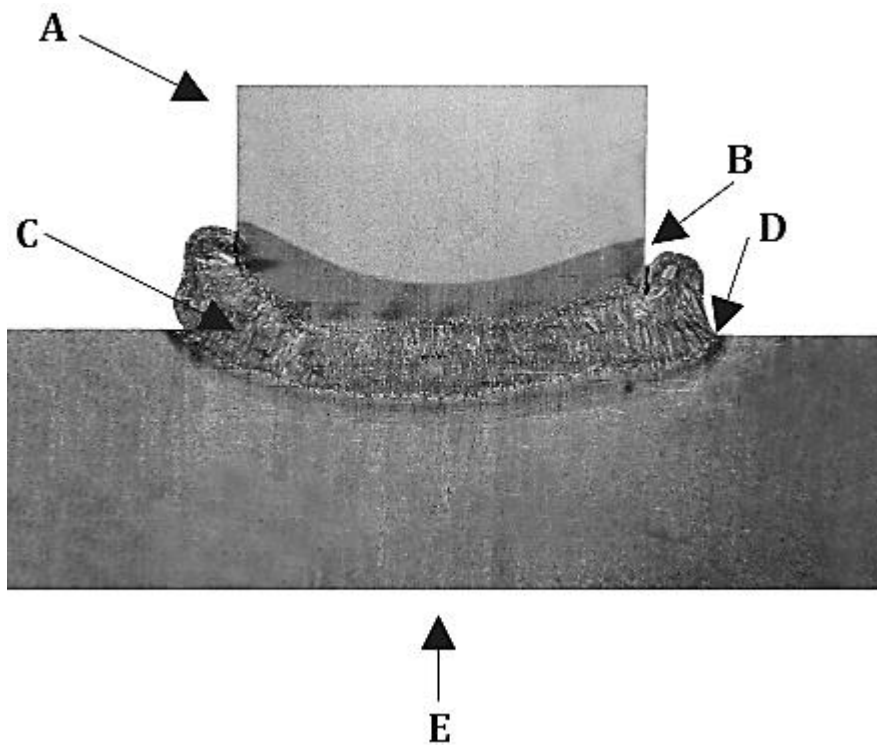


Figura 31 – Macrografia da seção longitudinal de um pino soldado.

Fonte: Etched Cross Section of an Arc Weld Stud

Os esforços aplicados para se validar um novo procedimento de soldagem de solda pino são descritos na norma ASME BPVC (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS IX – BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, 2010):

A qualificação da EPS (Especificação do Procedimento de Soldagem) de pinos deve passar por testes de torção ou tração. Quando não for possível realizar o teste de torque,

pode-se realizar o teste de tração e, nesse caso, o limite de resistência à tração não deve ser inferior a 240 MPa. O limite de resistência à tração deve ser referido ao menor diâmetro da seção roscada dos pinos com rosca externa ou referido à área da seção transversal original onde ocorrer a ruptura, nos casos de pinos não roscados, com rosca interna ou pinos com diâmetro reduzido.

A Tabela 1 especifica os torques requeridos durante os testes para diversos tamanhos de pinos roscados soldados.

Tabela 1 – Torque de inspeção requerido segundo norma ASME IX BPVC.

Designação básica da rosca	Torque Requerido (Nm)
M6 x 1	5,2
M8 x 1	13,4
M8 x 1,25	12,5
M10 x 0,75	29,2
M10 x 1,25	26,2
M10 x 1,5	24,8
M12 x 1	49,5
M12 x 1,25	47,4
M12 x 1,75	43,3
M14 x 1,5	74,8
M14 x 2	69,2
M16 x 1,5	114,9
M16 x 2	107,5
M18 x 1,5	167,4
M20 x 1	246,1
M20 x 1,5	233,7
M20 x 2,5	210,2
M22 x 1,5	315,5
M22 x 2,5	286,7
M24 x 2	396,9
M24 x 3	363,2

Fonte: ASME IX BPVC (2010)

Outros valores de torque podem ser encontrados, como é mostrado na Tabela 2 fornecida pela empresa Torqueleader, para diferentes tipos de pinos soldados.

Tabela 2 – Valores máximos sugeridos para de teste torque.

Pino	Aço 4.8 Soldável (Nm)	Aço Inoxidável 1.403/03 (A2-50) (Nm)	Liga de Alumínio AlMg3 F23 (Nm)	Liga de Cobre CuZn37 (Ms63) (Nm)
M3	1,2	0,75	0,6	0,9
M4	2,7	1,4	1,3	1,9
M5	5,4	3,5	2,9	4
M6	9,2	5,7	4,6	6,75
M8	12	14	11,25	16,5
M10	22,5	28		

Fonte: www.torqueleader.com

A tensão cisalhante causada pelo torque de 5,2 Nm, sugerido pela norma ASME IX para rosca M6, pode ser calculada através da Eq. (53), em que J é o momento polar de inércia mostrado na Eq. (54), e c é a distancia da linha neutra do eixo até sua superfície, como mostra a Eq. (55).

$$\tau_{yz} = \frac{T \cdot c}{J} \quad (53)$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = 1.2723 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4 \quad (54)$$

$$c = \frac{D}{2} = 0,003 \text{ m} \quad (55)$$

$$\tau_{yz} = 122,61 \text{ MPa} \quad (56)$$

Substituindo a tensão cisalhante, mostrada na Eq. (56), na Eq. (1), chegamos a uma tensão de Von Mises de 212,3 MPa, como mostra a Eq. (57).

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{6 \cdot \tau_{yz}^2}{2}} = 212,36 \text{ MPa} \quad (57)$$

Foi realizada uma simulação estrutural no ANSYS® com o intuito de verificar numericamente a tensão equivalente causada por esse mesmo torque de 5,2 Nm, O pino de 6 mm de diâmetro e 15,5 mm de comprimento foi discretizado utilizando malha composta por 247242 nós de 170606 elementos tetraédricos quadráticos, como mostra a Figura 32.

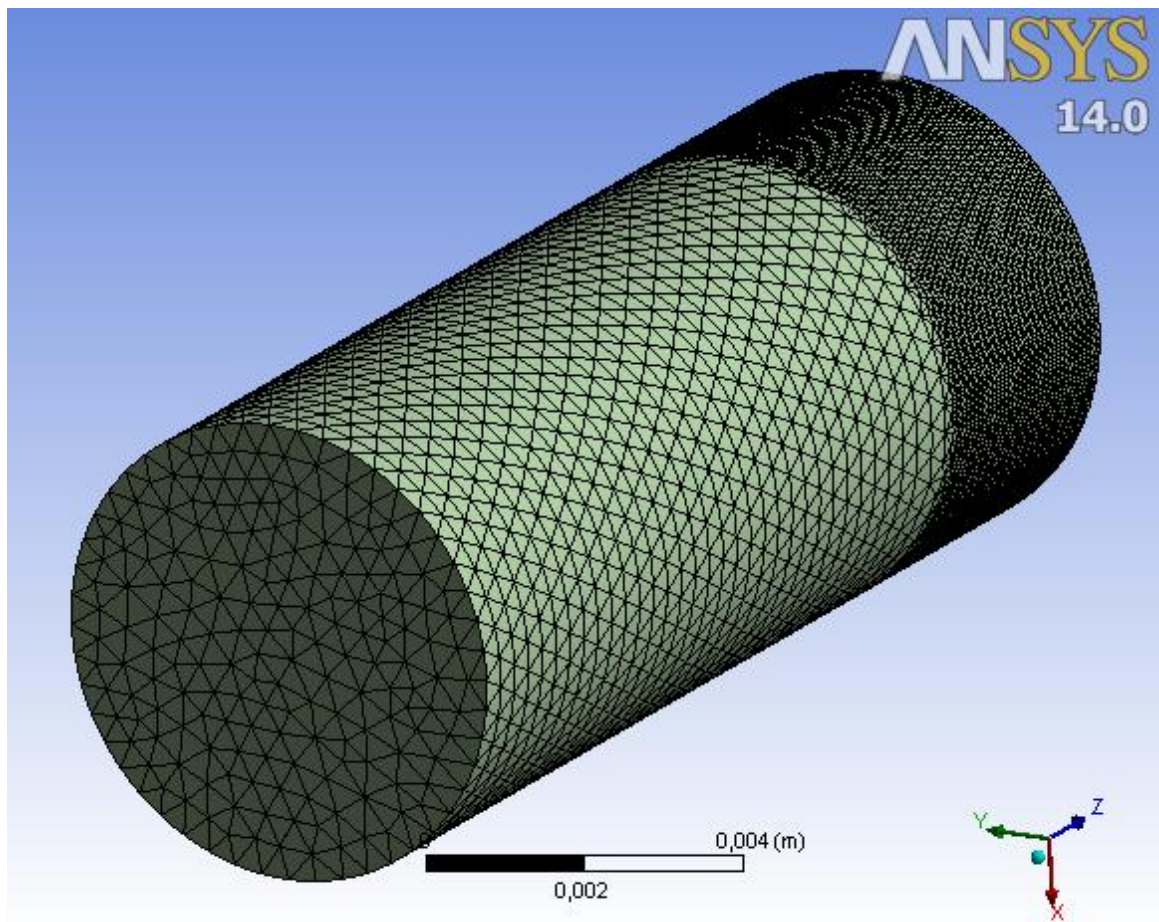


Figura 32 – Malha tetraédrica do pino sob torque.

O pino teve uma das faces fixadas com o intuito de simular a face do pino soldada a uma superfície plana, como mostra a Figura 33.

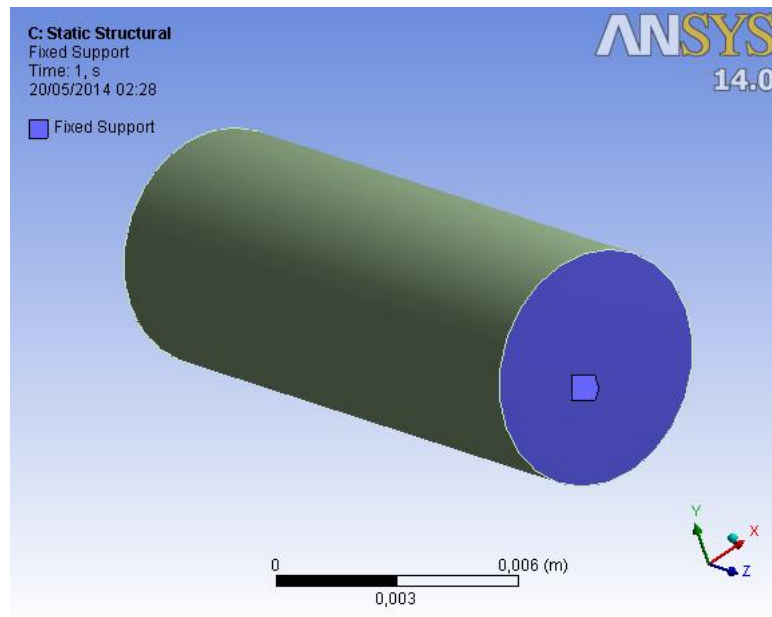


Figura 33 – Condição de contorno do pino sob torque.

Foi aplicado um torque de 5,2 Nm concêntrico ao cilindro, como mostra a Figura 34.

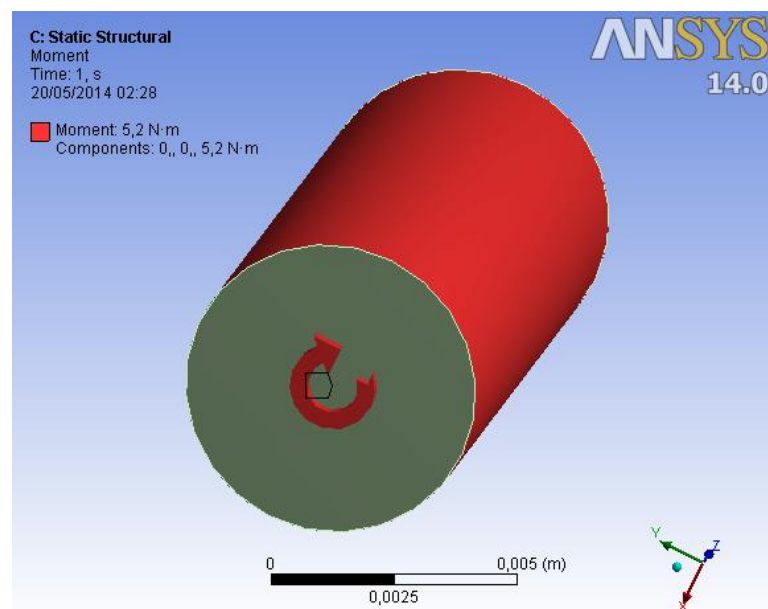


Figura 34 – Torque aplicado ao pino soldado.

A Figura 35 mostra o resultado obtido com a solução numérica e a tensão de Von-Mises máxima obtida foi de, aproximadamente, 236 MPa.

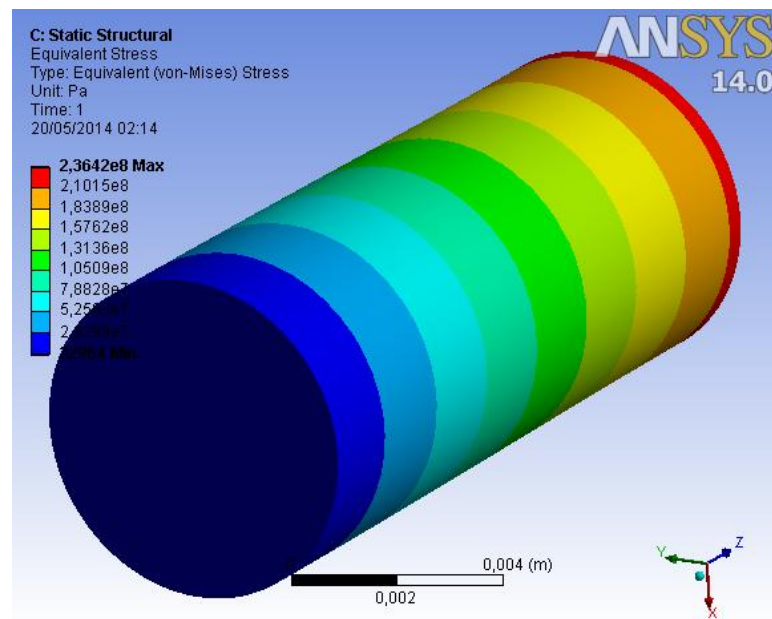


Figura 35 – Tensões de Von-Mises geradas por torque de 5,2 Nm.

A Figura 36 mostra os resultados obtidos com a solução numérica da distribuição das tensões de cisalhamento ao longo do pino soldado, cujo valor máximo foi de 6,74 MPa.

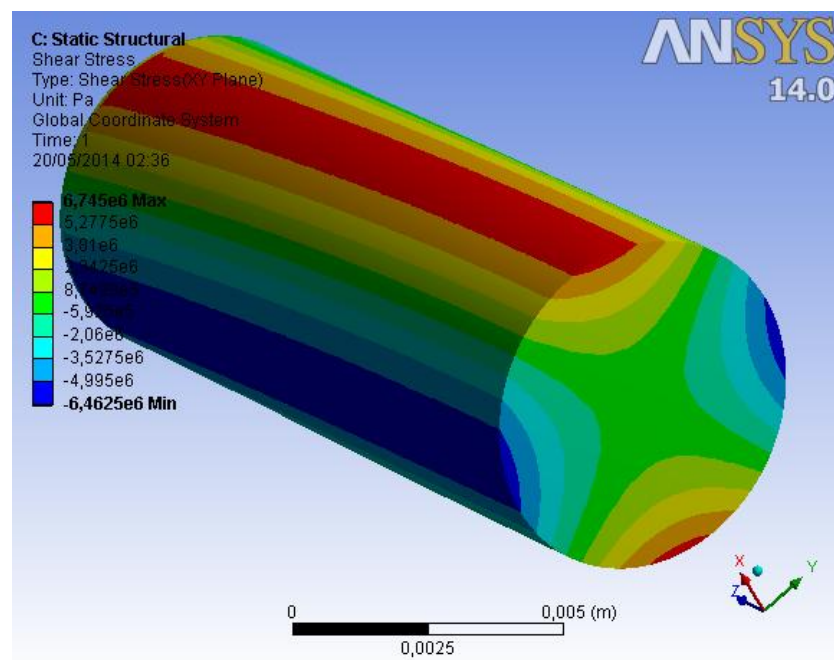


Figura 36 – Tensões de cisalhamento geradas por torque de 5,2 Nm.

A Figura 37 mostra a distribuição de tensões de Von-Mises, causada pelo torque de 5,2 Nm, na face que representa a região soldada.

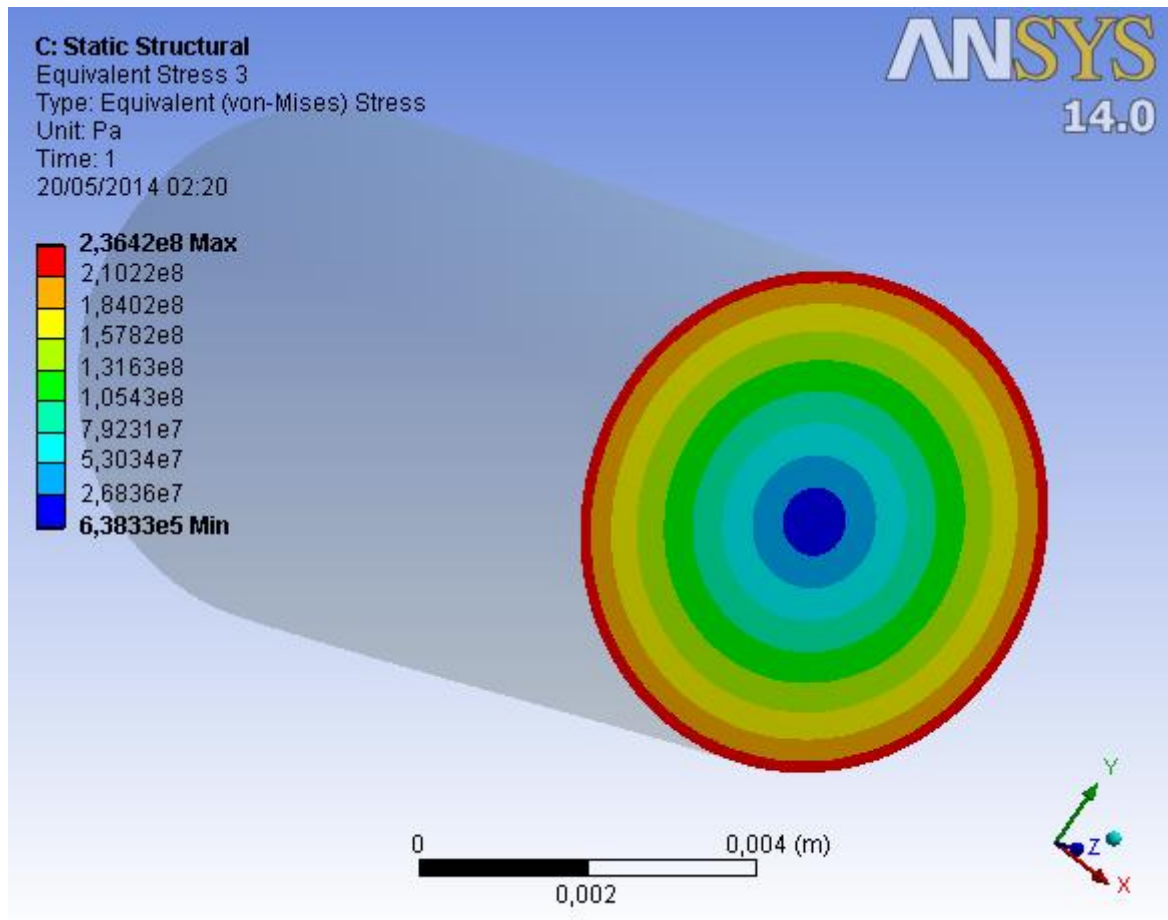


Figura 37 – Tensões de Von-Mises na face soldada sob torque de 5,2 Nm.

Tendo em vista que os valores calculados analiticamente, 212 MPa, e numericamente, 236 MPa, são próximos do valor contido na norma ASME IX, 240 MPa, será então adotado como objetivo a obtenção de uma tensão de referência $\sigma_i = 240 \text{ MPa}$, através da utilização do mecanismo proposto, tendo em vista que este é o valor de tensão mais conservativo – 1,7 % maior que o valor calculado analiticamente e 13,2 % maior que o maior que o valor obtido por simulação estrutural.

4.2 ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO PROPOSTO

A Cinemática é a área da Mecânica em que se estuda os aspectos geométricos do movimento sem levar em consideração as causas, nem mesmo os esforços envolvidos ao longo do processo. Analisar cinematicamente um mecanismo é estabelecer para cada instante a posição, velocidade e a aceleração dos corpos conectados em relação a um referencial escolhido. Esta análise serve de base para à dinâmica, já que as relações geométricas entre os corpos conectados são necessárias para o estudo do movimento dos corpos quando são submetidos à ação de forças.

O projeto de um sistema mecânico ou mecanismo pode ser dividido em duas partes distintas, são elas:

1. Dimensionar os componentes para que se obtenha o movimento desejado no ponto de interesse, considerando os corpos rígidos, através da cinemática;
2. Dimensionar os componentes para que sejam capazes de resistir aos esforços que neles atuam, através da dinâmica e resistência dos materiais.

O mecanismo de inspeção de solda proposto será dimensionado no que diz respeito à primeira etapa citada, os componentes do mecanismo serão considerados rígidos para que se determine as características geométricas do mecanismo. O estudo cinemático é também necessário para identificar trechos críticos na movimentação de um mecanismo, como pontos de singularidade.

4.2.1 Análise de Posição

A análise de posição de mecanismos permite verificar se o modelo matemático do mecanismo está coerente com o modelo tridimensional que se deseja construir. Atribui-se um número real à variável primária, q , e então os resultados obtidos analiticamente são comparados com as cotas do desenho bidimensional do modelo. A Figura 38 mostra a vista lateral do mecanismo proposto neste trabalho,

que foi projetado para ser compacto e ter formato parecido com o de uma pistola de soldagem.

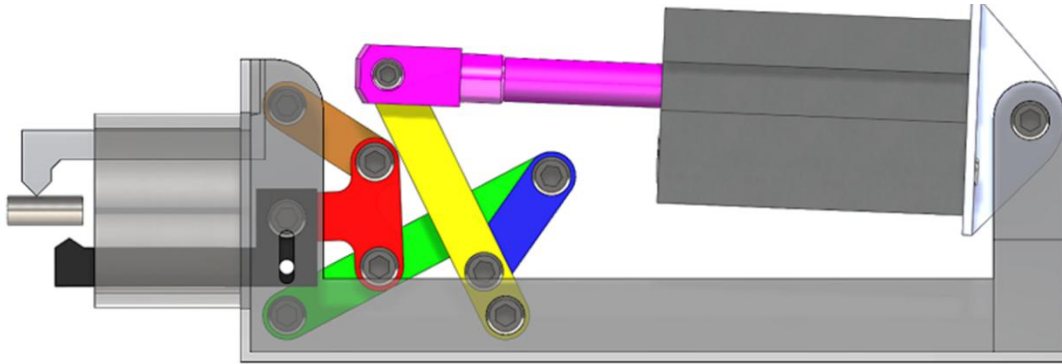


Figura 38 – Mecanismo proposto.

A Figura 39 mostra um desenho esquemático do mecanismo, trata-se de uma representação simplificada do mecanismo apresentado na Figura 38. Nela são apresentados, através de cores distintas, os quatro loops vetoriais envolvidos, os elos, as juntas e as variáveis associadas a eles.

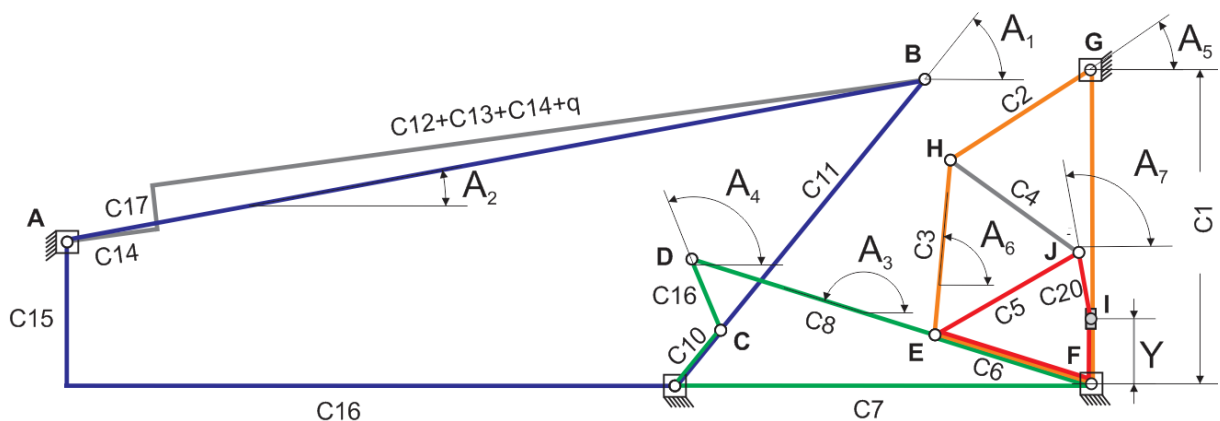


Figura 39 – Esquemático do dispositivo de inspeção.

O início análise ocorre através da determinação do número de graus de liberdade do mecanismo, como foi visto na Seção 2.2. O mecanismo em análise tem nove elos, onze juntas de um grau de liberdade e uma junta de dois graus de liberdade. A mobilidade total de um sistema é dada pela Eq. (2) e as variáveis desta

equação para o mecanismo proposto, são mostradas abaixo nas Eqs. (58), (59) e (60).

$$n = 9 \quad (58)$$

$$P_1 = 11 \quad (59)$$

$$P_2 = 1 \quad (60)$$

A substituição das Eqs. (58), (59) e (60) na Eq. (2) resulta na Eq. (61), que representa um mecanismo de mobilidade um, ou seja, todas as posições secundárias do mecanismo podem ser obtidas a partir da posição do cilindro pneumático.

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot P_1 - P_2 = 1 \quad (61)$$

As Eqs. (62) e (63) representam o somatório das componentes em x e y , respectivamente, dos vetores do polígono do *Loop 1*, circuito em azul mostrado na Figura 40.

$$C_{16} + (C_{10} + C_{11}) \cdot \cos(A1) - \sqrt{C_{17}^2 + (C_{12} + C_{13} + C_{14} + q)^2} \cdot \cos(A2) = 0 \quad (62)$$

$$(C_{10} + C_{11}) \cdot \sin(A1) - \sqrt{C_{17}^2 + (C_{12} + C_{13} + C_{14} + q)^2} \cdot \sin(A2) - C_{15} = 0 \quad (63)$$

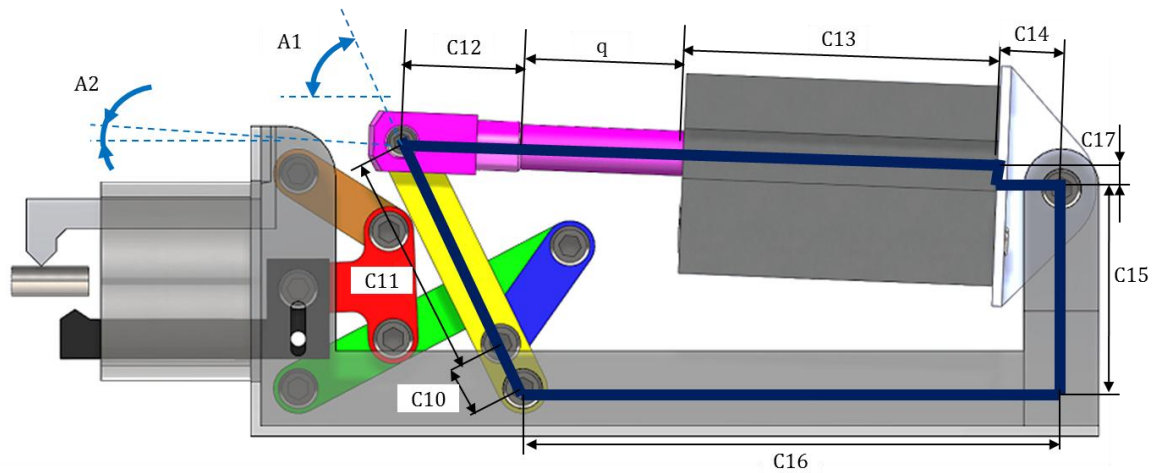


Figura 40 – Loop 1 do mecanismo.

As Eqs. (64) e (65) representam o somatório das componentes em x e y , respectivamente, dos vetores do polígono do *Loop 2*, circuito em verde mostrado na Figura 41.

$$C7 + (C6 + C8) \cdot \cos(A3) - C9 \cdot \cos(A4) - C10 \cdot \cos(A1) = 0 \quad (64)$$

$$(C6 + C8) \cdot \sin(A3) - C9 \cdot \sin(A4) - C10 \cdot \sin(A1) = 0 \quad (65)$$

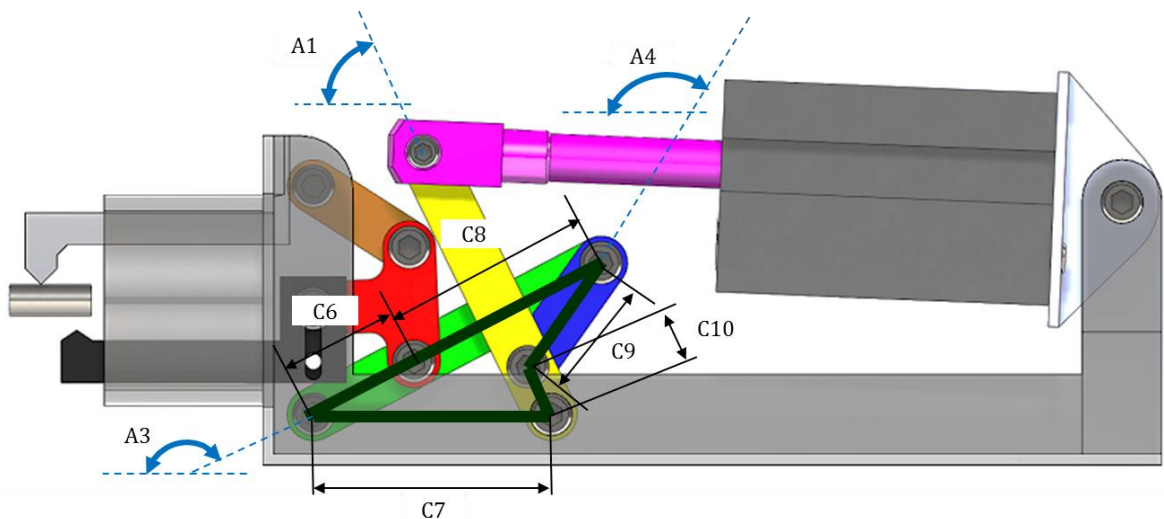


Figura 41 – Loop 2 do mecanismo.

As Eqs. (66) e (67) representam o somatório das componentes em x e y , respectivamente, dos vetores do polígono do *Loop 3*, de cor alaranjada mostrada na Figura 42.

$$-C6 \cdot \cos(A3) + C2 \cdot \cos(A5) - C3 \cdot \cos(A6) = 0 \quad (66)$$

$$C1 - C6 \cdot \sin(A3) + C2 \cdot \sin(A5) - C3 \cdot \sin(A6) = 0 \quad (67)$$

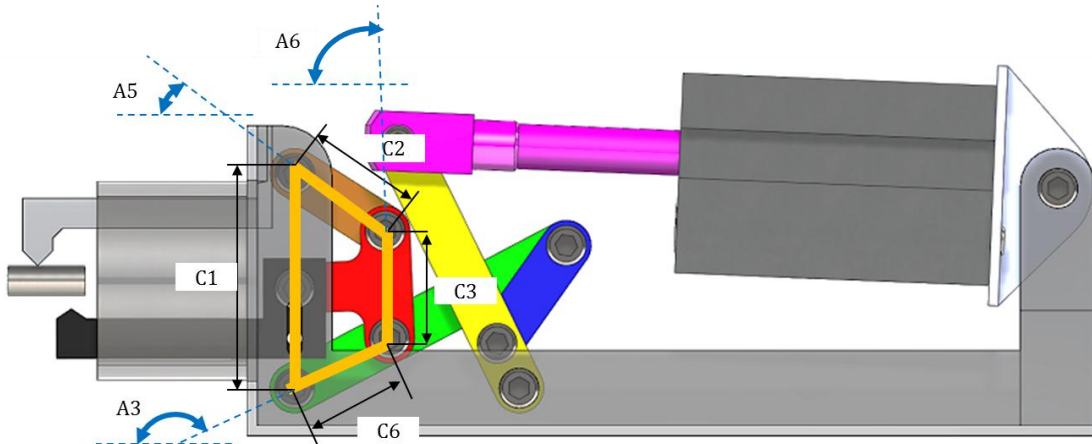


Figura 42 – Loop 3 do mecanismo.

As Eqs. (68) e (69) representam o somatório das componentes em x e y , respectivamente, dos vetores do polígono do *Loop 4*, circuito em vermelho mostrado na Figura 43.

$$C6 \cdot \cos(A3) + C5 \cdot \cos(A6 - 60^\circ) - C20 \cdot \cos(A7) = 0 \quad (68)$$

$$-C6 \cdot \sin(A3) - C5 \cdot \sin(A6 - 60^\circ) + C20 \cdot \sin(A7) + Y = 0 \quad (69)$$

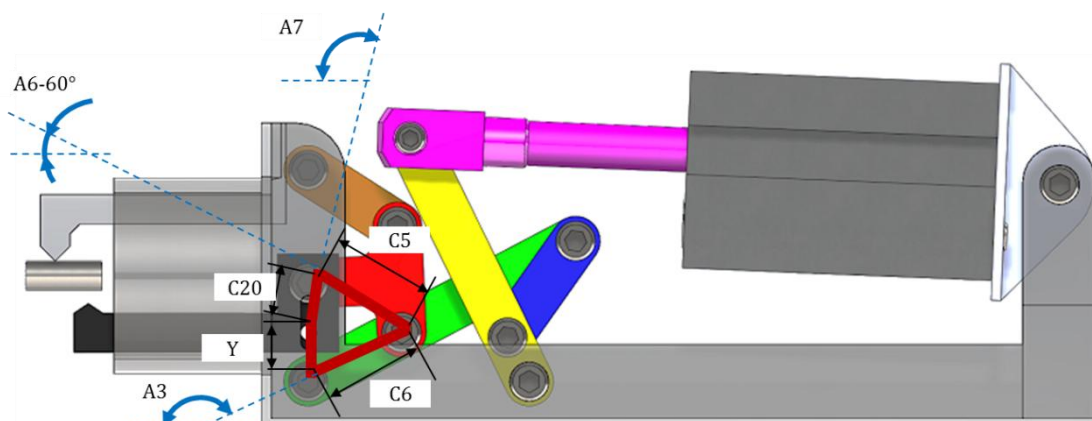


Figura 43 – Loop 4 do mecanismo.

A sobreposição de todos os *Loops* envolvidos, mostrada na Figura 44, gera um sistema de equações de posição formado pelas equações (62) a (69) e é mostrado na Eq. (70).

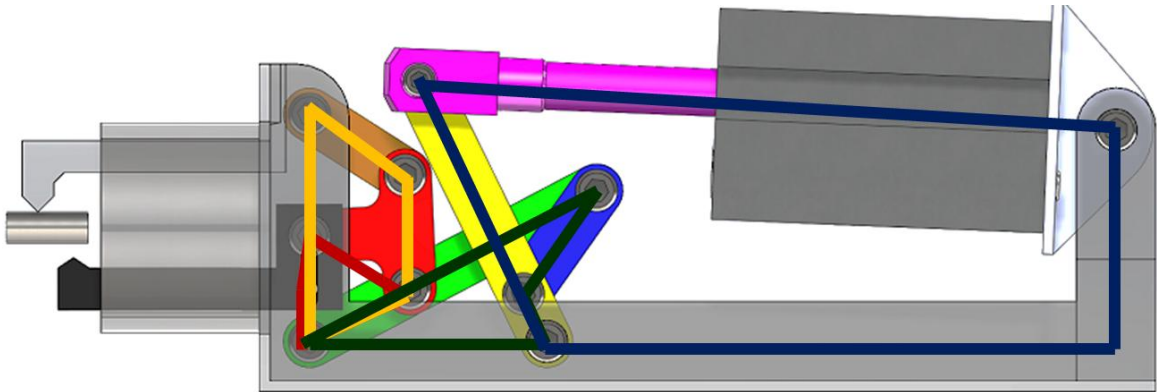


Figura 44 – Loops do mecanismo sobrepostos.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 C16 + (C10 + C11) \cdot \cos(A1) - \sqrt{C17^2 + (C12 + C13 + C14 + q)^2} \cdot \cos(A2) = 0 \\
 (C10 + C11) \cdot \sin(A1) - \sqrt{C17^2 + (C12 + C13 + C14 + q)^2} \cdot \sin(A2) - C15 = 0 \\
 C7 + (C6 + C8) \cdot \cos(A3) - C9 \cdot \cos(A4) - C10 \cdot \cos(A1) = 0 \\
 (C6 + C8) \cdot \sin(A3) - C9 \cdot \sin(A4) - C10 \cdot \sin(A1) = 0 \\
 -C6 \cdot \cos(A3) + C2 \cdot \cos(A5) - C3 \cdot \cos(A6) = 0 \\
 C1 + C2 \cdot \sin(A5) - C3 \cdot \sin(A6) - C6 \cdot \sin(A3) = 0 \\
 C6 \cdot \cos(A3) + C5 \cdot \cos(A6 - 60^\circ) - C20 \cdot \cos(A7) = 0 \\
 -C6 \cdot \sin(A3) - C5 \cdot \sin(A6 - 60^\circ) + C20 \cdot \sin(A7) + Y = 0
 \end{array} \right. \quad (70)$$

As posições secundárias são determinadas a partir da solução numérica do sistema de equações mostrado na Eq. (70), através da utilização do método de Newton-Raphson. Foi estimado inicialmente um cilindro com avanço de 35 mm trabalhando em recuo, ou seja, q , que é o domínio da função, pode assumir valores positivos entre 0 e 35.

A Tabela 3 mostra as cotas dos elos do mecanismo, exibidas no esquemático da Figura 39.

Tabela 3 – Cotas do mecanismo.

Cotas	Valor (mm)
C1	43
C2	21,5
C3	21,5
C4	21,5
C5	21,5
C6	21,5
C7	45
C8	40
C9	24
C10	10
C11	45
C12	24
C13	63
C14	13
C15	40
C16	108
C17	4
C18	24,51
C19	51,5
C20	11
C21	44,75

O gráfico mostrado na Figura 45 mostra os valores das variáveis secundárias angulares para cada posição do cilindro.

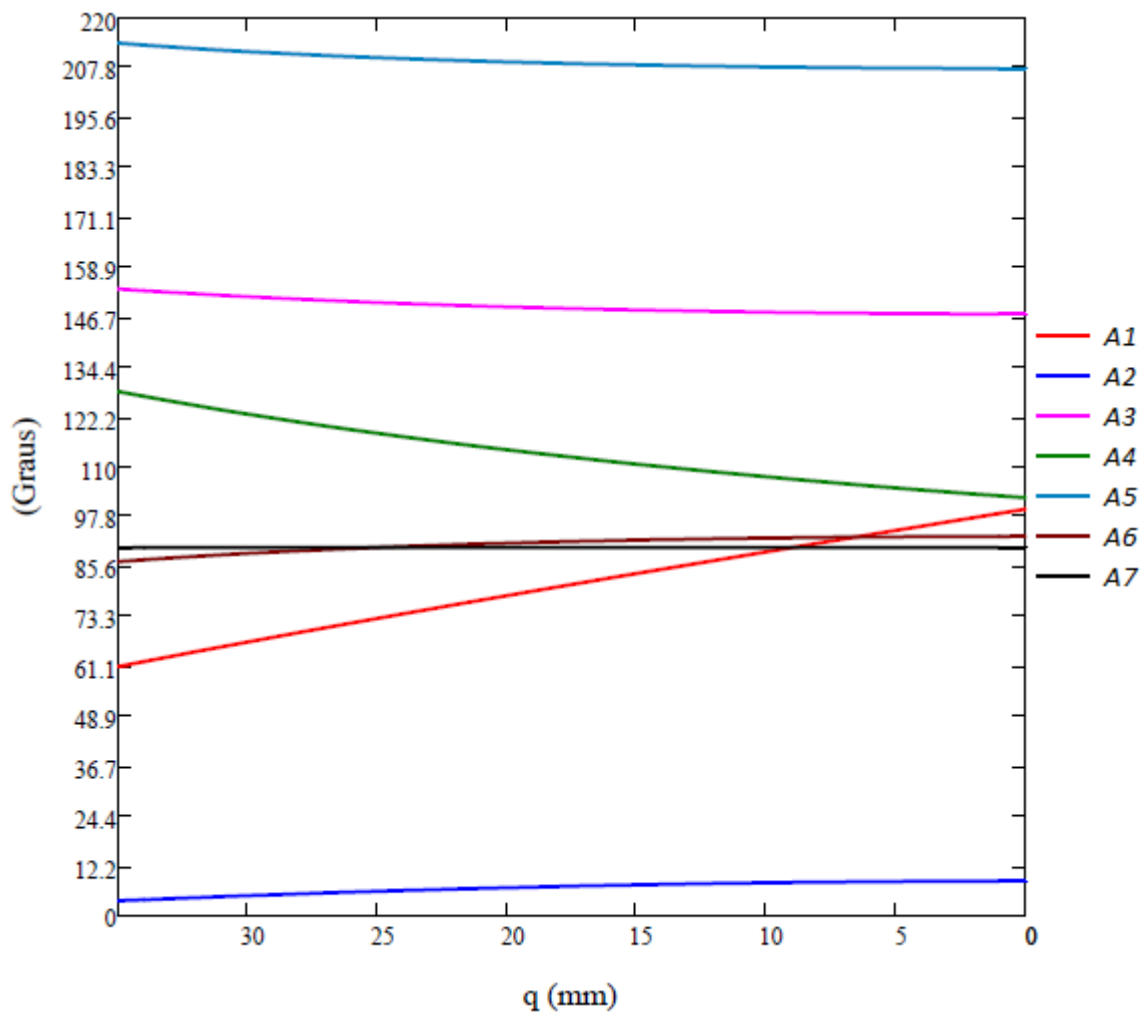


Figura 45 – Posições secundárias angulares.

A Figura 46 mostra o esquemático do mecanismo destacando as posições secundárias.

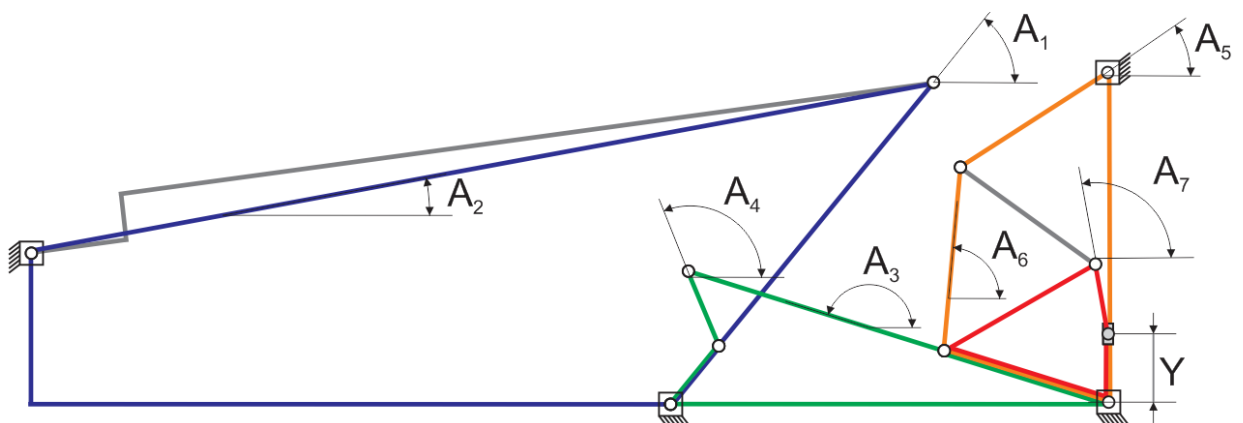


Figura 46 – Esquemático das posições secundárias.

O deslocamento Y representa a posição vertical da pinça móvel, componente de cor preta destacado na Figura 47, e é dado pela distância entre o centro do furo inferior da pinça móvel e a junta rotativa entre o elo de cor verde e a base do mecanismo.

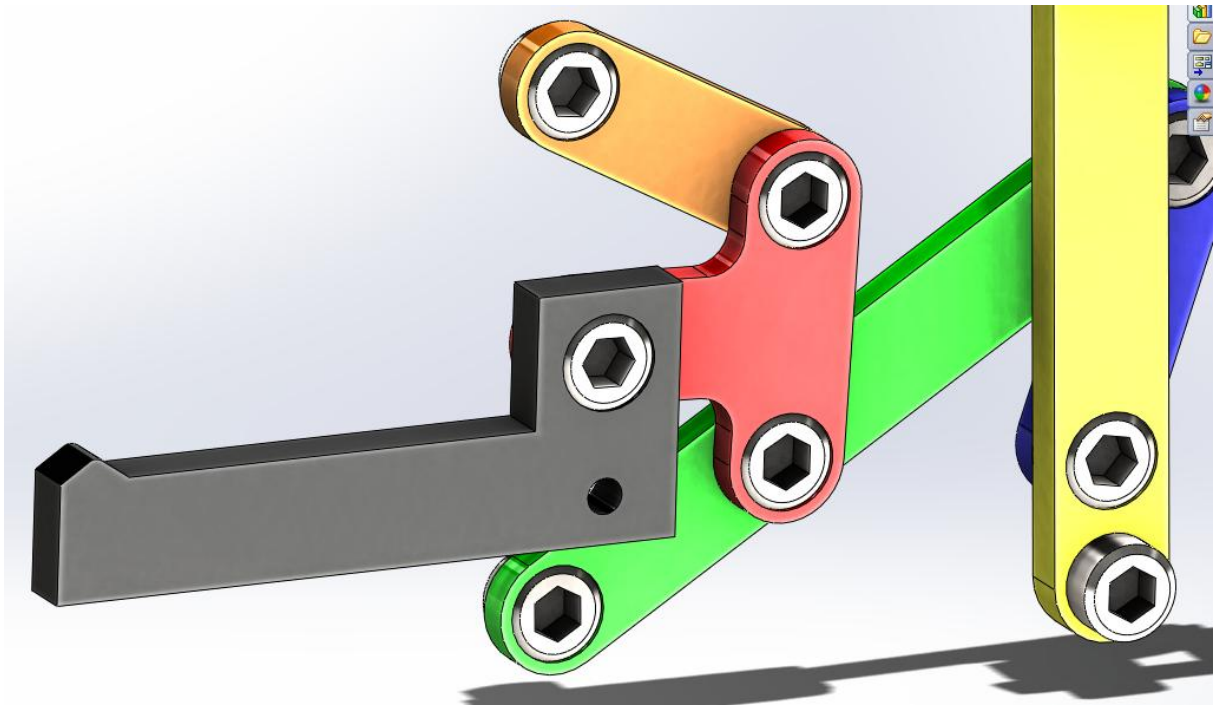


Figura 47 – Destaque da pinça móvel.

O gráfico da Figura 48 mostra o valor da posição secundária $Y(q)$ da pinça móvel em função do recuo do cilindro, q .

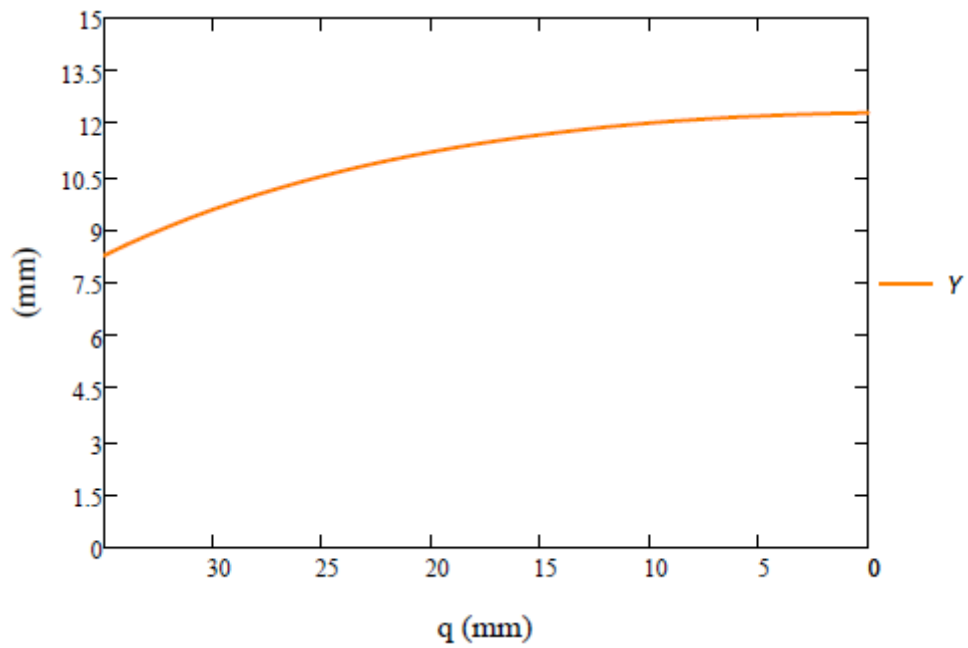


Figura 48 – Posição secundária linear.

A validação do modelo matemático do mecanismo pode ser feita através da comparação dos resultados obtidos numericamente com as cotas do desenho bidimensional do modelo. O valor de q foi definido como sendo a distancia que faz a as duas pinças do mecanismo tocarem o pino, como mostra a Figura 49.

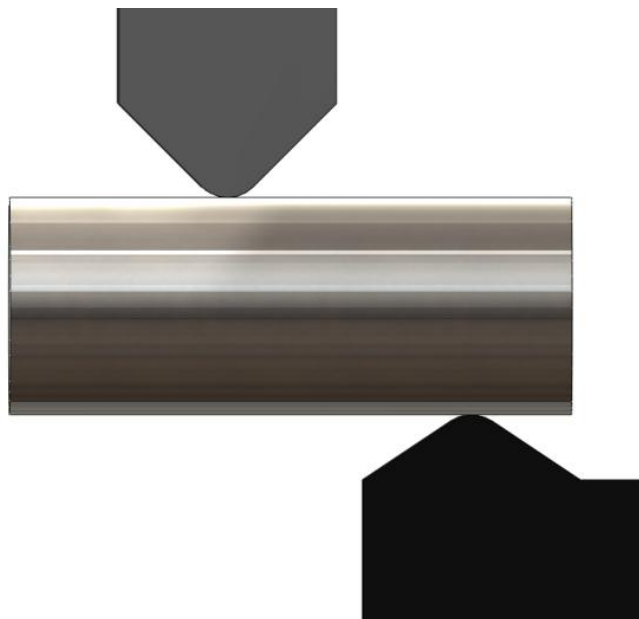


Figura 49 – Pinças do mecanismo tocando o pino.

O valor de q que satisfaz essa condição é de 23,52 mm e a distância Y , nesta mesma condição, assume o valor de 10,72 mm no modelo geométrico, como mostra a Figura 50.

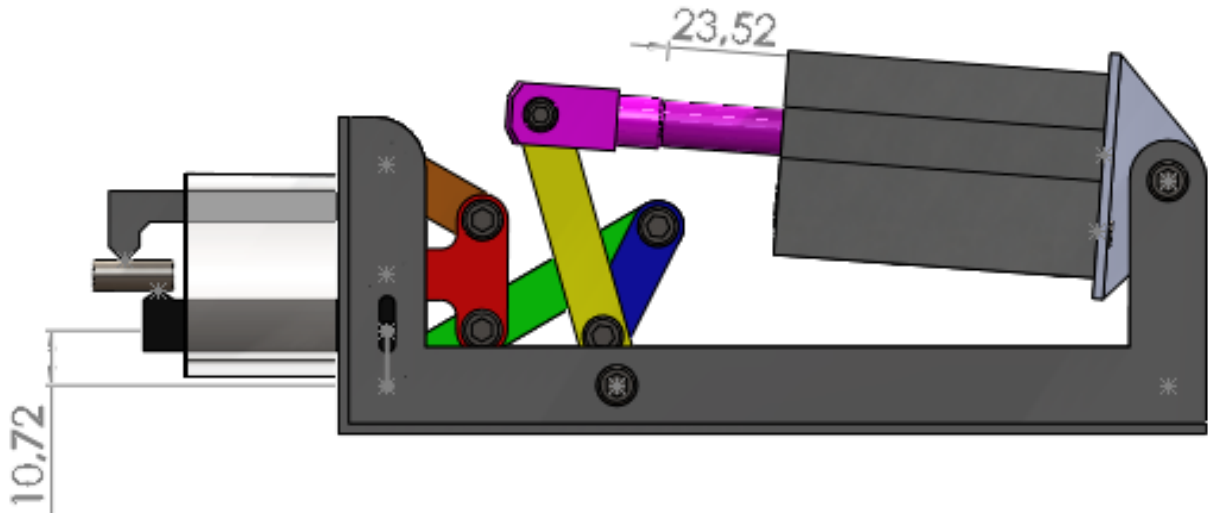


Figura 50 – Validação do modelo matemático.

Os valores de todas as variáveis secundárias foram então computados após definir a variável q como sendo 23,52 mm, dentro do software MATHCAD[®]. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Valores das variáveis secundárias no ponto de contato.

Variável Secundária	Valor Computado
A1	74,276°
A2	6,011°
A3	149,661°
A4	116,711°
A5	209,663°
A6	90,338°
A7	89,999°
Y	10,72 mm

Fica evidente então a coerência entre o modelo matemático, dentro do ambiente MATHCAD® com o modelo geométrico, dentro do ambiente SOLIDWORKS®. Nota-se ainda que os valores dos ângulos A6 e A7 são muito próximos de 90° e isso confirma a hipótese da movimentação apenas na vertical.

4.2.2 Análise de Velocidades

Após ter as posições determinadas e validadas com o modelo geométrico, inicia-se o cálculo das velocidades secundárias derivando as equações de posição, Eqs. (62) a (69), no tempo. Um novo sistema de equações composto pelas equações de velocidade é então formado. As equações de velocidade são transferidas do sistema para a forma matricial, mostrada resumidamente na Eq. (71) em que os índices inferiores denotam o número de linhas e colunas de cada vetor e matriz.

$$[J]_{8 \times 8} \{\dot{S}\}_{8 \times 1} + \{Q\}_{8 \times 1} \cdot \dot{q} = \{0\}_{8 \times 1} \quad (71)$$

O conjunto de equações de velocidade é mostrado na Eq. (72). Nela, $[J]$ é matriz Jacobiana que contém os coeficientes das variáveis secundárias, mostrada na Eq. (73). $\{\dot{S}\}$, é o vetor coluna das velocidades secundárias, mostrado na Eq. (74). O escalar \dot{q} é a velocidade da variável primária e $\{Q\}$ é o vetor coluna com os coeficientes relativos à variável primária, mostrado na Eq. (75).

$$\begin{cases}
-(C10+C11) \cdot \text{sen}(A1) \cdot \dot{A1} + \sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2} \cdot \text{sen}(A2) \cdot \dot{A2} - \frac{(C12+C13+C14+q) \cdot \cos(A2)}{\sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2}} \cdot \dot{q} = 0 \\
(C10+C11) \cdot \cos(A1) \cdot \dot{A1} - \sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2} \cdot \cos(A2) \cdot \dot{A2} - \frac{(C12+C13+C14+q) \cdot \text{sen}(A2)}{\sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2}} \cdot \dot{q} = 0 \\
C10 \cdot \text{sen}(A1) \cdot \dot{A1} - (C6+C8) \cdot \text{sen}(A3) \cdot \dot{A3} + C9 \cdot \text{sen}(A4) \cdot \dot{A4} = 0 \\
-C10 \cdot \cos(A1) \cdot \dot{A1} + (C6+C8) \cdot \cos(A3) \cdot \dot{A3} - C9 \cdot \cos(A4) \cdot \dot{A4} = 0 \\
C6 \cdot \text{sen}(A3) \cdot \dot{A3} - C2 \cdot \text{sen}(A5) \cdot \dot{A5} + C3 \cdot \text{sen}(A6) \cdot \dot{A6} = 0 \\
-C6 \cdot \cos(A3) \cdot \dot{A3} + C2 \cdot \cos(A5) \cdot \dot{A5} - C3 \cdot \cos(A6) \cdot \dot{A6} = 0 \\
-C6 \cdot \text{sen}(A3) \cdot \dot{A3} - C5 \cdot \text{sen}(A6 - 60^\circ) \cdot \dot{A6} + C20 \cdot \text{sen}(A7) \cdot \dot{A7} = 0 \\
-C6 \cdot \cos(A3) \cdot \dot{A3} - C5 \cdot \cos(A6 - 60^\circ) \cdot \dot{A6} + C20 \cdot \cos(A7) \cdot \dot{A7} + \dot{Y} = 0
\end{cases} \quad (72)$$

$$[J] = \begin{bmatrix}
-(C10+C11) \cdot \text{sen}(A1) & \sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2} \cdot \text{sen}(A2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
(C10+C11) \cdot \cos(A1) & -\sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2} \cdot \cos(A2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
C10 \cdot \text{sen}(A1) & 0 & -(C6+C8) \cdot \text{sen}(A3) & C9 \cdot \text{sen}(A4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-C10 \cdot \cos(A1) & 0 & (C6+C8) \cdot \cos(A3) & -C9 \cdot \cos(A4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & C6 \cdot \text{sen}(A3) & 0 & -C2 \cdot \text{sen}(A5) & C3 \cdot \text{sen}(A6) & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -C6 \cdot \cos(A3) & 0 & C2 \cdot \cos(A5) & -C3 \cdot \cos(A6) & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -C6 \cdot \text{sen}(A3) & 0 & 0 & -C5 \cdot \text{sen}(A6 - 60^\circ) & C20 \cdot \text{sen}(A7) & 0 & 0 \\
0 & 0 & -C6 \cdot \cos(A3) & 0 & 0 & -C5 \cdot \cos(A6 - 60^\circ) & C20 \cdot \cos(A7) & 1 & 0
\end{bmatrix} \quad (73)$$

$$\{\dot{S}\} = \begin{Bmatrix} \dot{A1} \\ \dot{A2} \\ \dot{A3} \\ \dot{A4} \\ \dot{A5} \\ \dot{A6} \\ \dot{A7} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} \quad (74)$$

$$\{Q\} = \begin{bmatrix} \frac{(C12+C13+C14+q) \cdot \cos(A2)}{\sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2}} \\ \frac{(C12+C13+C14+q) \cdot \sin(A2)}{\sqrt{C17^2 + (C12+C13+C14+q)^2}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (75)$$

A Eq. (72) pode ser então resolvida para as velocidades secundárias e então se chega à Eq. (76).

$$\{\dot{S}\}_{8x1} = [-J]_{8x8}^{-1} \{Q\}_{8x1} \cdot \dot{q} \quad (76)$$

A multiplicação da matriz jacobiana invertida, $[J]^{-1}$, pelo vetor de coeficientes da variável primária, $\{Q\}$, define os coeficientes de velocidades $\{K\}$ como é mostrado na Eq. (77). A Eq. (76) pode ser então reescrita em termos desses coeficientes, como mostra a Eq. (78).

$$\{K\}_{8x1} = -[J]_{8x8}^{-1} \{Q\}_{8x1} \quad (77)$$

$$\{\dot{S}\}_{8x1} = \{K\}_{8x1} \cdot \dot{q} \quad (78)$$

Os elementos do vetor $\{K\}$ foram plotados em dois gráficos em função de q , com o intuito de representar a variação de cada um deles ao longo de toda a movimentação do mecanismo. A Figura 51 contém o primeiro gráfico, em que todos os coeficientes das variáveis angulares são mostrados. A Figura 52 contém o coeficiente da variável de maior interesse para o trabalho, que é o equivalente a derivada da posição vertical da pinça, Y , em relação à variável de entrada q .

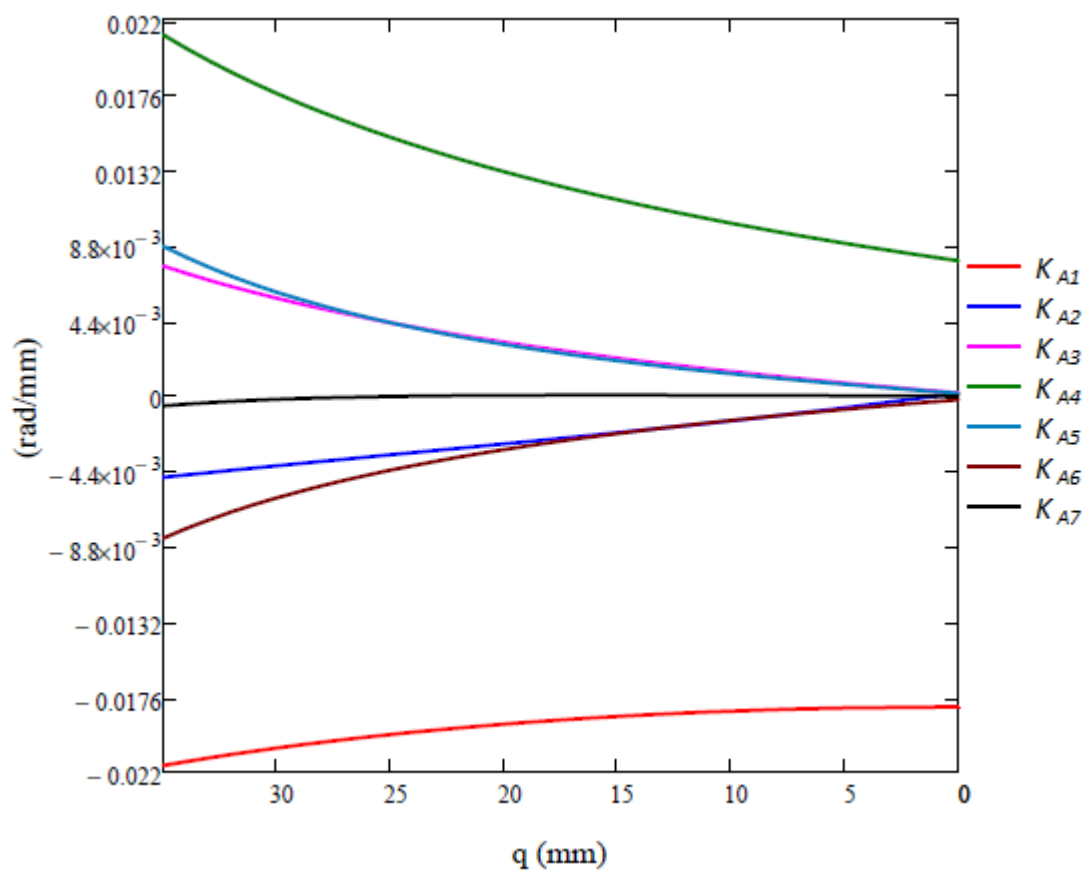


Figura 51 – Gráfico de K das variáveis secundárias angulares.

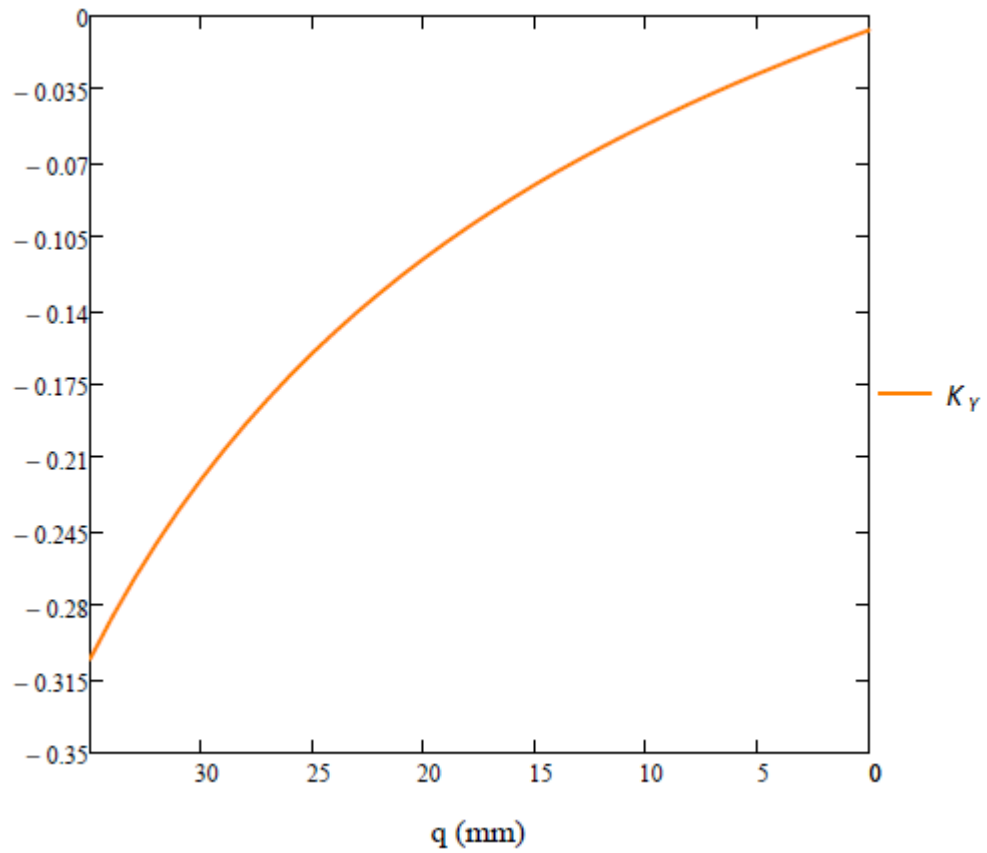


Figura 52 – Gráfico de K da variável secundária Y .

As Eqs. (79) a (86), mostradas abaixo explicitam o significado algébrico dos coeficientes de velocidade plotados.

$$K_{A1} = \frac{\partial(A1)}{\partial q} \quad (79)$$

$$K_{A2} = \frac{\partial(A2)}{\partial q} \quad (80)$$

$$K_{A3} = \frac{\partial(A3)}{\partial q} \quad (81)$$

$$K_{A4} = \frac{\partial(A4)}{\partial q} \quad (82)$$

$$K_{A5} = \frac{\partial(A5)}{\partial q} \quad (83)$$

$$K_{A6} = \frac{\partial(A6)}{\partial q} \quad (84)$$

$$K_{A7} = \frac{\partial(A7)}{\partial q} \quad (85)$$

$$K_Y = \frac{\partial(Y)}{\partial q} \quad (86)$$

Ressalta-se que a análise de velocidade leva em conta a velocidade do cilindro pneumático e essa velocidade, por sua vez, depende da vazão de ar e da área efetiva do cilindro, como mostra a Eq. (87).

$$\dot{q} = \frac{Vazão}{A_e} \quad (87)$$

A área efetiva do cilindro é fornecida pelo fabricante e este será selecionado posteriormente no trabalho. O catálogo do fabricante SMC, de cilindros pneumáticos, fornece os valores máximos para a velocidade de trabalho dos seus cilindros como 500 mm/s. A velocidade primária utilizada na análise será $\dot{q} = 500 \text{ mm/s}$, com o intuito de visualizar graficamente as velocidades máximas que podem estar envolvidas.

As velocidades são então calculadas a partir da Eq. (78) e então são plotadas em dois gráficos distintos, um para as variáveis angulares, mostrado na Figura 53, e outro para a variável de interesse, mostrado na Figura 54.

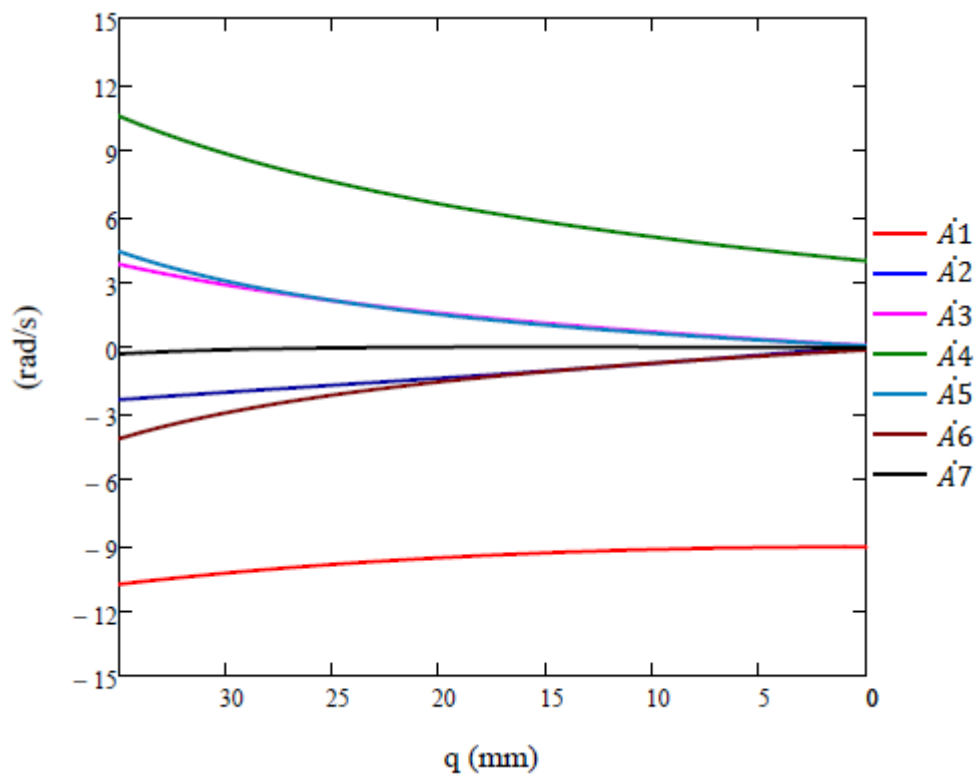


Figura 53 – Gráfico das velocidades das variáveis secundárias angulares.

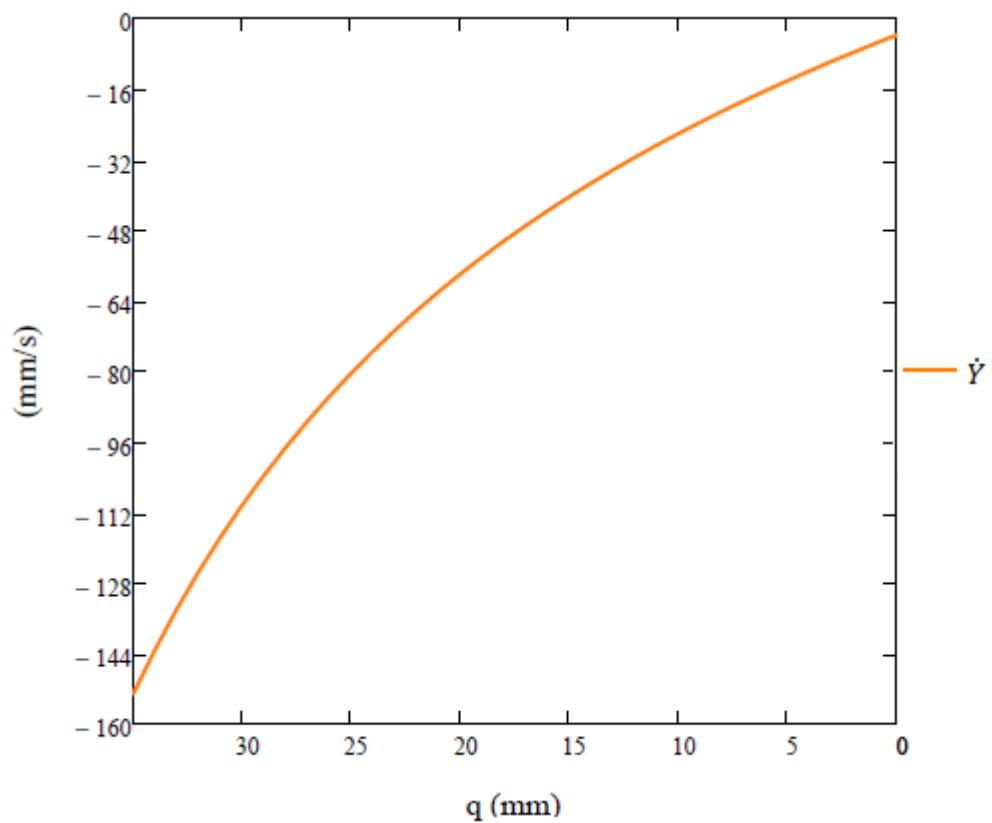


Figura 54 – Gráfico da velocidade da variável secundária \dot{Y} .

4.2.3 Ponto Singular

A verificação da existência de um ponto de singularidade é importante para evitar que o mecanismo se trave. Singularidades de um mecanismo são as configurações nas quais ele passa a apresentar graus de liberdade adicionais, tornando-se incontrolável, ou quando ele perde um ou mais graus de liberdade.

Matematicamente, o ponto de singularidade ocorre quando o determinante da matriz Jacobiana passa por zero (Sistemas de Equações Lineares). A Figura 55 mostra o gráfico do determinante da matriz Jacobiana em função da variável primária q .

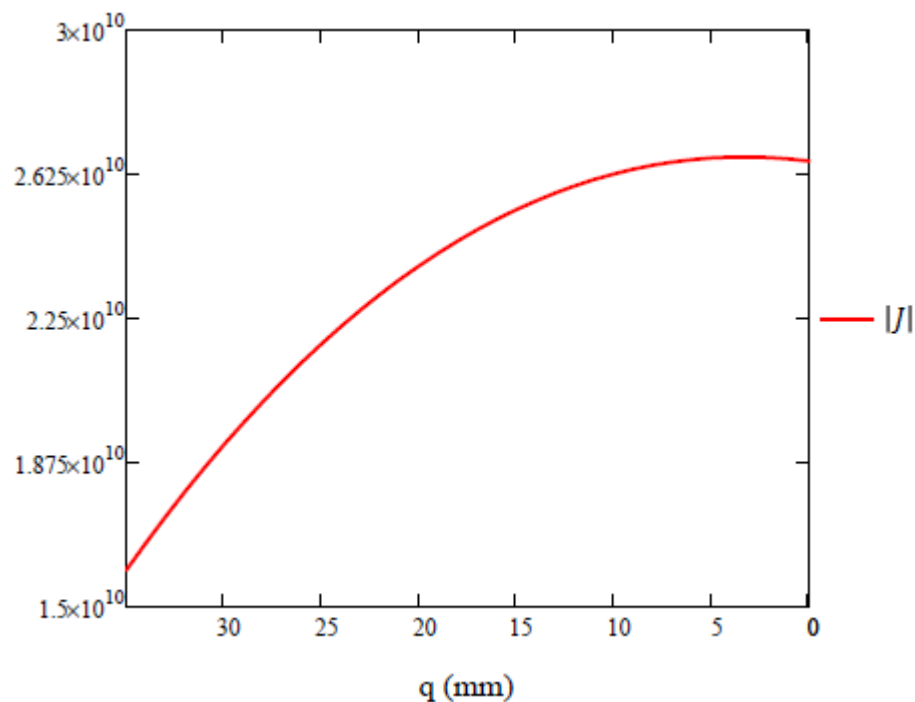


Figura 55 – Gráfico do determinante da matriz jacobiana.

É possível notar que o mecanismo não passa por zero e conseqüentemente não passa por um ponto singular. Não será necessária a determinação das acelerações secundárias para o dimensionamento do mecanismo em questão e a análise cinemática pode ser considerada finalizada.

4.3 PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS NO MECANISMO

A aplicação do PTV na análise de um mecanismo com um grau de liberdade possibilita a obtenção de relações entre forças localizadas em pontos de interesse e a força exercida pela única variável primária, ou seja, a partir de sua utilização é possível estabelecer uma relação de transmissão entre a força aplicada pelo cilindro pneumático e a força que a pinça móvel desempenha sobre o pino.

Considera-se que o mecanismo se comporta como um sistema de corpos rígidos conectados idealmente, sem atrito, ou seja, sem forças reativas. Quando o dispositivo toca o pino soldado e tem sua movimentação impedida, o sistema todo entra em equilíbrio estático e então pode ser considerado que o somatório dos os trabalhos virtuais é nulo.

O mecanismo de linha reta de Roberts, destacado na Figura 42 como *loop 3* e conhecido como *Roberts Straight Line Mechanism*, descreve no seu ponto de interesse uma linha quase reta, como é mostrado na Figura 56. (ARTOBOLEVSKI, 1982).

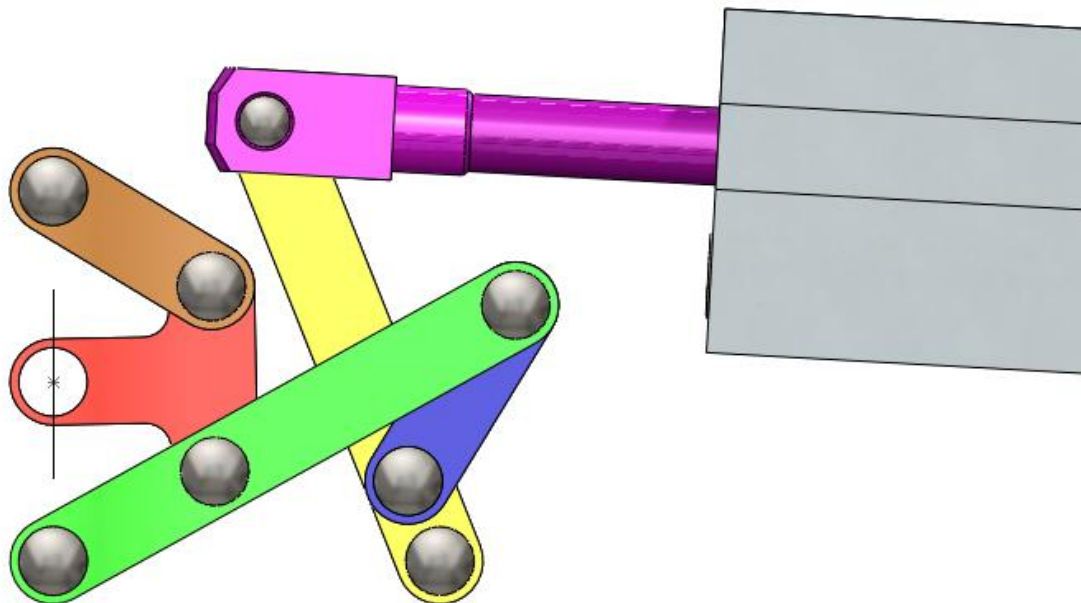


Figura 56 – Mecanismo de linha reta de Roberts.

O ponto I , mostrado no esquemático da Figura 39, translada no rasgo oblongo, que está localizado na base do mecanismo e é alinhado com os centros de rotação das juntas rotativas que ligam os elos de cor a marrom e de cor verde à base do mecanismo, como mostra linha vertical de cor amarela exibida na Figura 57.

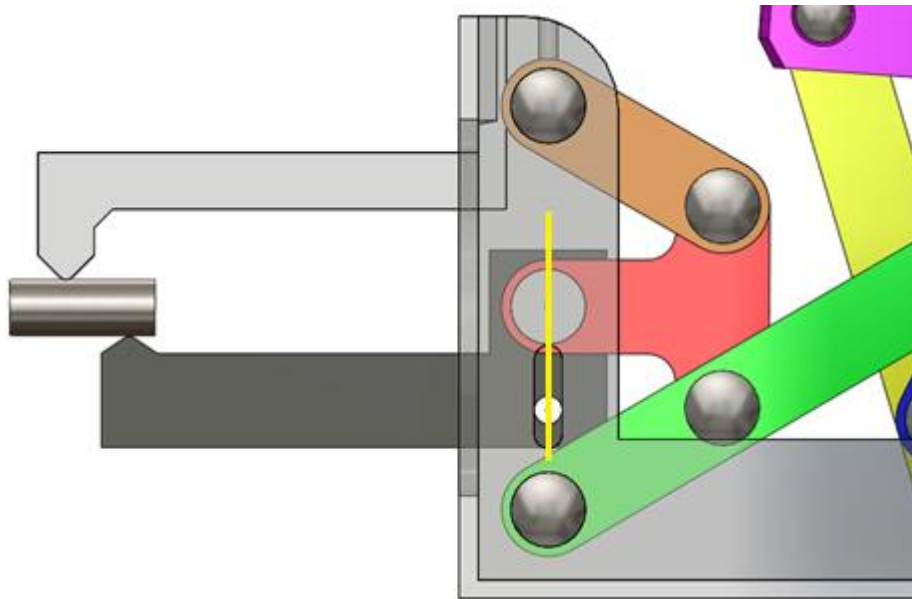


Figura 57 – Trajetória retilínea do ponto I .

A reta de cor amarela destacada na figura Figura 57 tem uma inclinação, cujo valor é representado pela variável secundária $A7$, muito próxima de 90° ao longo de todo o curso do cilindro pneumático e seu valor é de 89.999° na posição de contato, como mostra a Tabela 4 da Seção 4.2.1.

A Figura 58 mostra os deslocamentos virtuais realizados pela a pinça móvel. As características cinemáticas do mecanismo permitem considerar o deslocamento angular como negligenciável, como mostra a Eq. (88), e, como consequência disso, considera-se que o deslocamento virtual no ponto de contato com o pino, δY_2 , é equivalente ao deslocamento virtual no ponto I , δY_1 , como mostra a equação (89).

$$\delta\theta = 0 \quad (88)$$

$$\delta Y_1 = \delta Y_2 = \delta Y \quad (89)$$

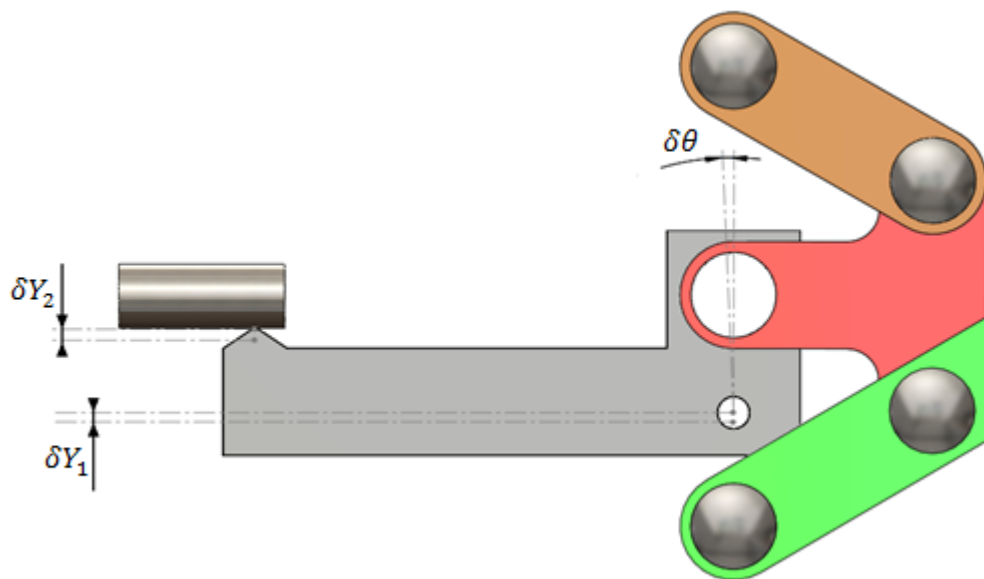


Figura 58 – Deslocamentos virtuais.

Após terem sido feitas essas considerações, o PTV é aplicado no mecanismo idealizado mostrado na Figura 59.

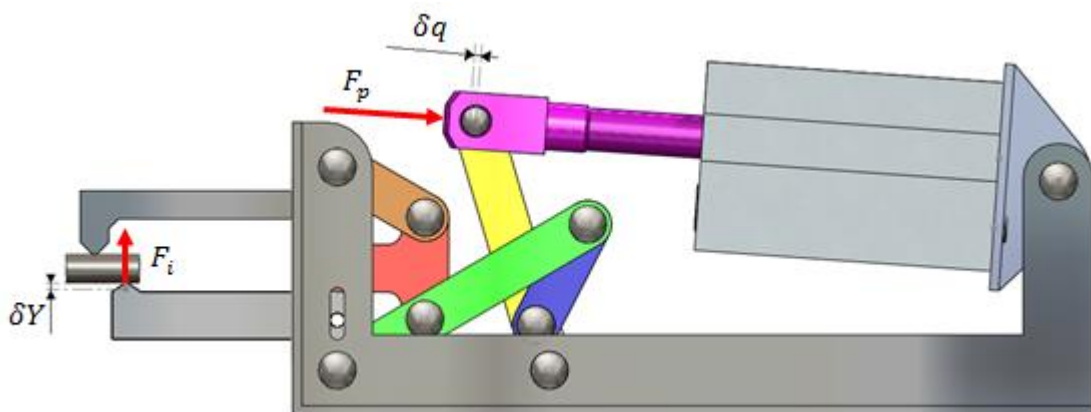


Figura 59 – Forças ativas no mecanismo.

A soma dos trabalhos virtuais realizados desempenhados pela força aplicada pelo cilindro pneumático, F_p , ao longo do deslocamento virtual δq , e pela força F_i ao longo do deslocamento virtual δY , resulta na Eq. (90).

$$\delta W = F_p \cdot \delta q + F_i \cdot \delta Y = 0 \quad (90)$$

Aplicando a regra da cadeia na Eq. (90), tem-se todos os termos da equação em função da variável primária δq , como mostra a Eq. (91).

$$\delta W = F_p \cdot \delta q + F_i \cdot \frac{\delta Y}{\delta q} \cdot \delta q = 0 \quad (91)$$

Colocando δq em evidência na Eq. (91), chega-se à Eq. (92).

$$\delta W = \left(F_p + F_i \cdot \frac{\delta Y}{\delta q} \right) \cdot \delta q = 0 \quad (92)$$

Para que haja trabalho virtual, o deslocamento virtual δq não pode ser nulo, como mostra a Eq. (93).

$$\delta q \neq 0 \quad (93)$$

Logo:

$$F_p + F_i \cdot \frac{\delta Y}{\delta q} = 0 \quad (94)$$

Resolvendo a Eq. (94) para F_i , chega-se na Eq. (95).

$$F_i = -F_p \cdot \left(\frac{\delta Y}{\delta q} \right)^{-1} \quad (95)$$

Ou seja, a força aplicada pelo cilindro, F_p , e a força aplicada no pino soldado, F_i , são relacionadas a partir de características que foram determinadas previamente na análise cinemática do mecanismo, descrita na Seção 4.2.2.

A relação de transmissão entre as forças F_i e F_p pode ser definida como mostra a Eq. (96), ou seja, a relação de transmissão varia ao longo do deslocamento da haste do cilindro pneumático e seu valor, em módulo, é equivalente ao inverso de K_Y .

$$\text{Transmissão} = \frac{F_i}{F_p} = -\left(\frac{\delta Y}{\delta q}\right)^{-1} = -K_Y^{-1} \quad (96)$$

A Figura 60 mostra um gráfico em que a relação de transmissão é plotada em função da variável primária q . A curva plotada, que é o inverso da curva mostrada na Figura 52, mostra a relação de transmissão de interesse ao longo de toda a movimentação do cilindro pneumático.

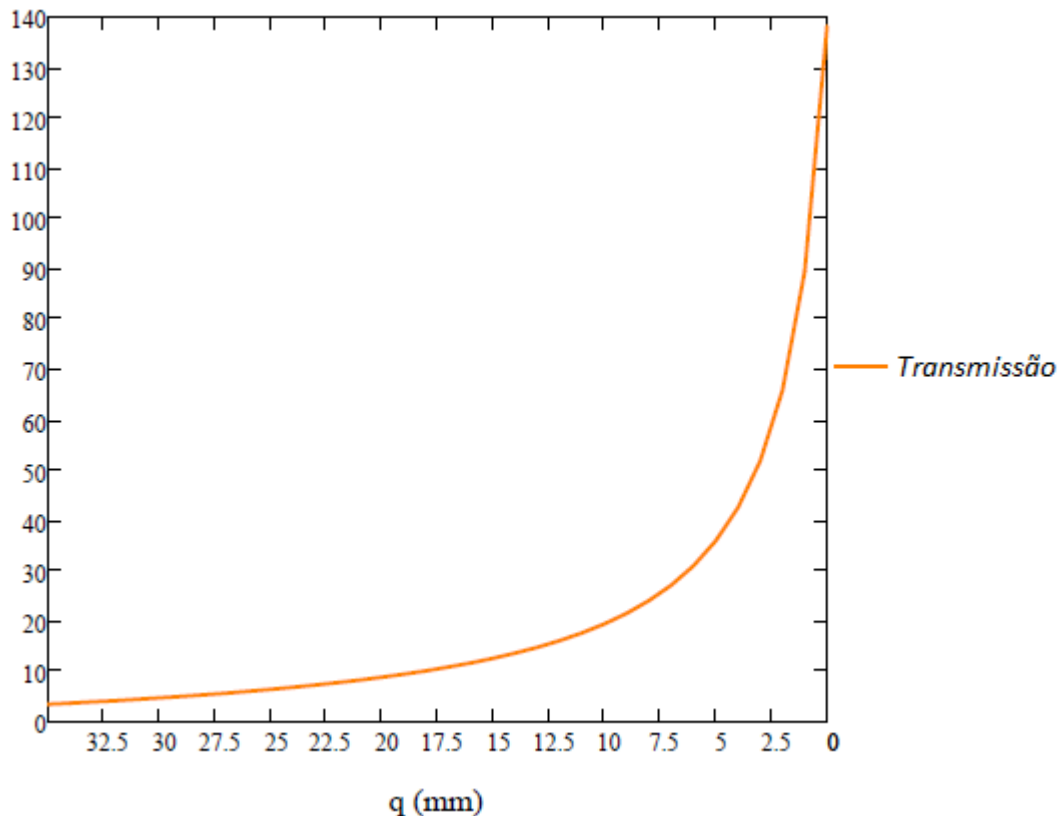


Figura 60 – Relação de transmissão em função da variável q .

O ponto de contato da pinça móvel com o pino foi definido na seção 4.2.1 e ele ocorre quando a variável q assume o valor de 23,52 mm. No instante que a pinça móvel toca o pino de tamanho M6, K_Y assume o valor -0,145964. A relação de transmissão nesse instante foi computada através do MATHCAD® e seu valor é mostrado na Eq. (97).

$$\text{Transmissão}(23,52) = 6,851 \quad (97)$$

Ou seja, a força aplicada no pino, F_i , é 6,851 vezes maior que a força desempenhada pelo cilindro pneumático.

Devido à excentricidade entre o eixo da haste do cilindro e o eixo de rotação da articulação traseira do cilindro, representada pela cota C17 e mostrada na Figura 61, é necessária uma correção na força efetivamente aplicada pelo cilindro, F_p , como mostra a Eq. (98).

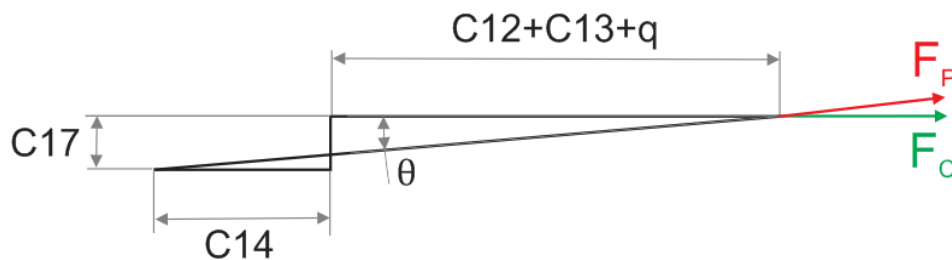


Figura 61 – Relações geométricas no elo que aciona o mecanismo.

$$F_c = F_p \cdot \cos(\theta) \quad (98)$$

As relações trigonométricas permitem estabelecer uma equação para θ , mostrada na Eq. (99), a partir da análise do desenho exibido na Figura 61.

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{C17}{C12 + C13 + C14 + q}\right) \quad (99)$$

Os valores de θ foram computados para todos os valores assumidos pela variável q , os valores obtidos foram plotados em função de q no gráfico mostrado na Figura 62.

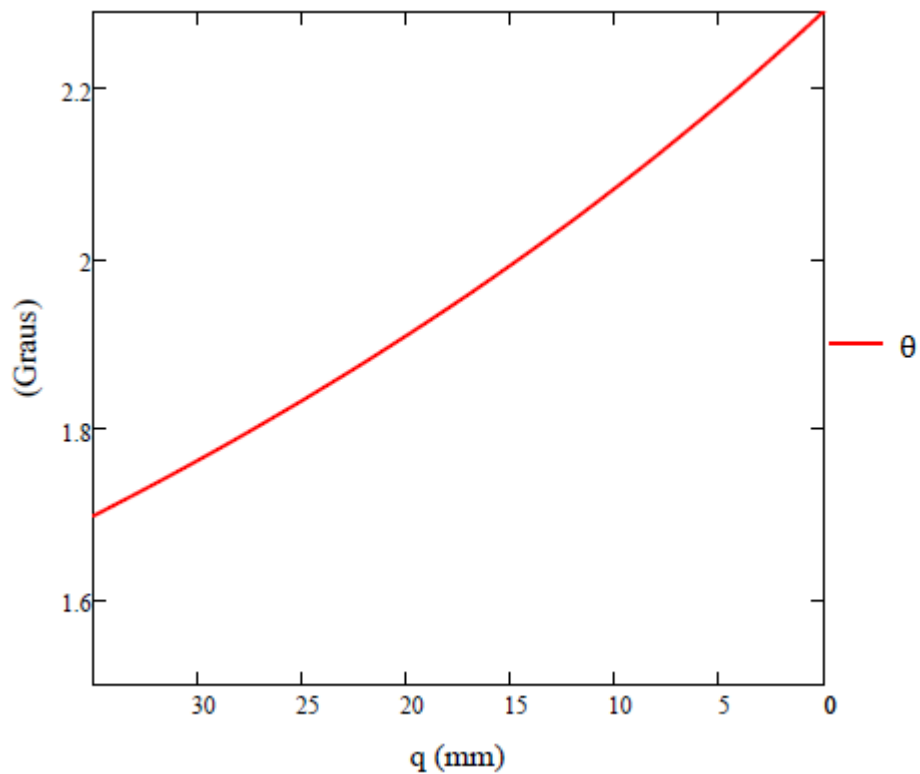


Figura 62 – Valores de θ em função da variável primária q .

Fica evidente que o maior valor que θ assume é pequeno, $2,29^\circ$ quando o cilindro está no seu recuo máximo. O valor do cosseno de θ , utilizado na Eq. (98), foi plotado em função de q e é mostrado no gráfico da Figura 63.

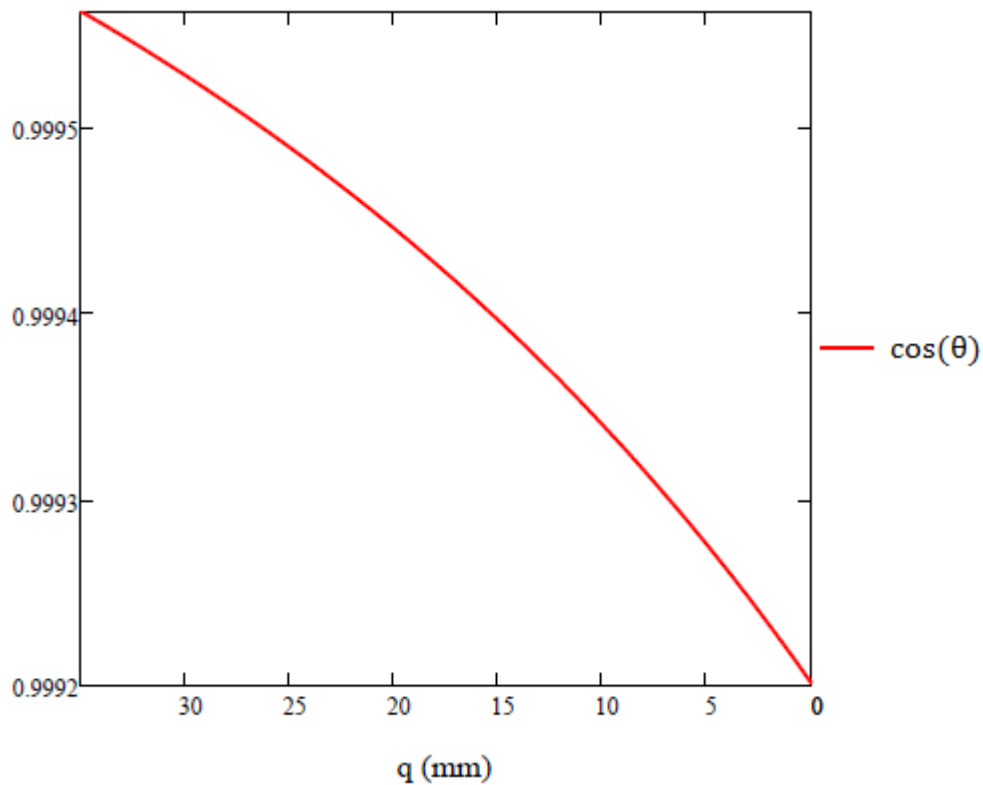


Figura 63 – Valores de $\cos(\theta)$ em função da variável primária q .

É possível observar que os valores assumidos são muito próximos da unidade. No instante que a pinça móvel toca o pino, quando q assume o valor de 23,52 mm, θ assume o valor de $1,855^\circ$ e o cosseno assume o valor de 0,999.

Conclui-se que quando o mecanismo está em equilíbrio estático com o pino de 6 mm de diâmetro, há uma diferença de apenas 0,1 % entre a força efetivamente aplicada pelo cilindro e a força corrigida, como mostra a Eq. (100).

$$F_c = F_p \cdot 0,999 \quad (100)$$

A diferença é muito pequena e então se pode negligenciar esse fator de correção.

4.4 MODELO SOLIDWORKS®

Após ter sido realizada toda a análise cinemática do mecanismo e todas as cotas dos elos serem definidas na Tabela 3, o mecanismo foi então modelado completamente no software SOLIDWORKS®.

Esta Seção visa exibir o modelo do mecanismo em diferentes vistas para que seja facilitada a compreensão de seu funcionamento e do posicionamento dos elos. A Figura 64 mostra a vista isométrica do modelo.

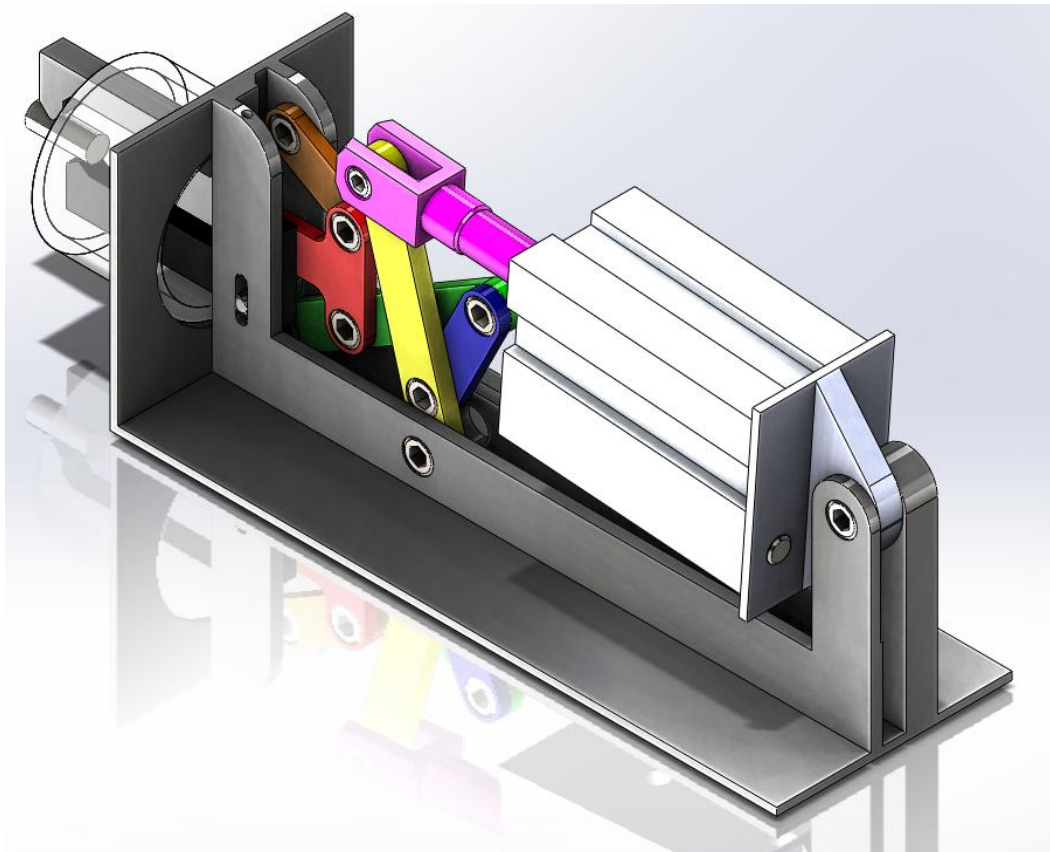


Figura 64 – Vista isométrica do modelo geométrico.

O cilindro desenhado nesta etapa é genérico e representa o sistema de fixação e conexão utilizado em cilindros tipo Mini, que serão mais bem detalhados ao longo da Seção 4.6. A Figura 65 mostra a parte frontal do dispositivo, exibido os detalhes do acoplamento do dispositivo e o posicionamento das pinças fixa e móvel.

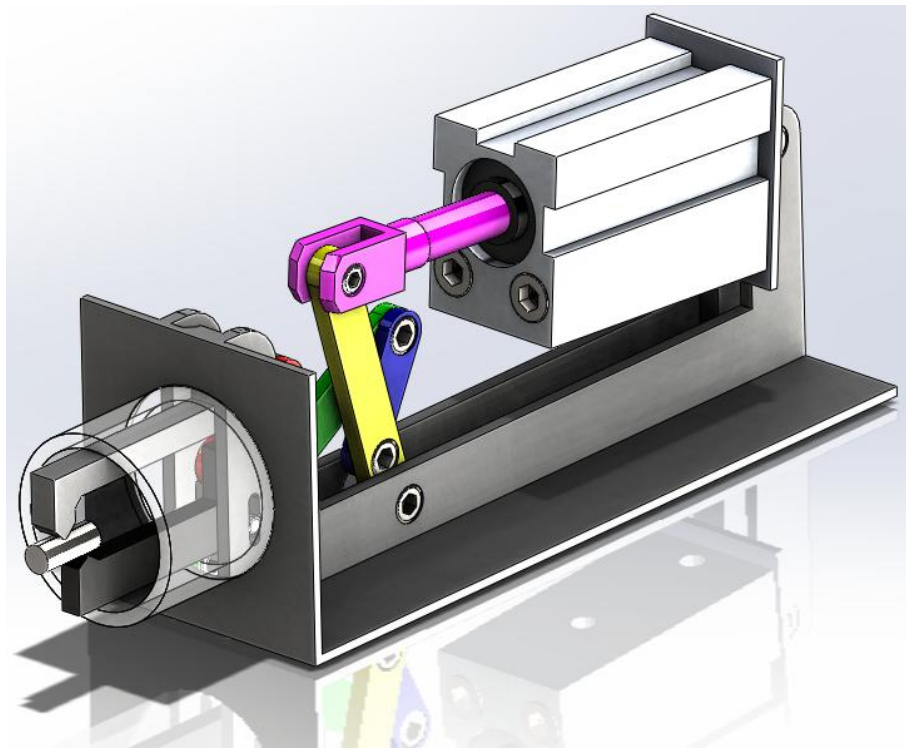


Figura 65 – Vista detalhando bocal de acoplamento do dispositivo.

A Figura 66 mostra em detalhes a lateral direita do dispositivo, vista pela parte traseira, para melhor compreensão dos posicionamentos dos elos. Os pinos que efetuam a conexão entre os elos são do tipo Allen, tamanho M8x6.

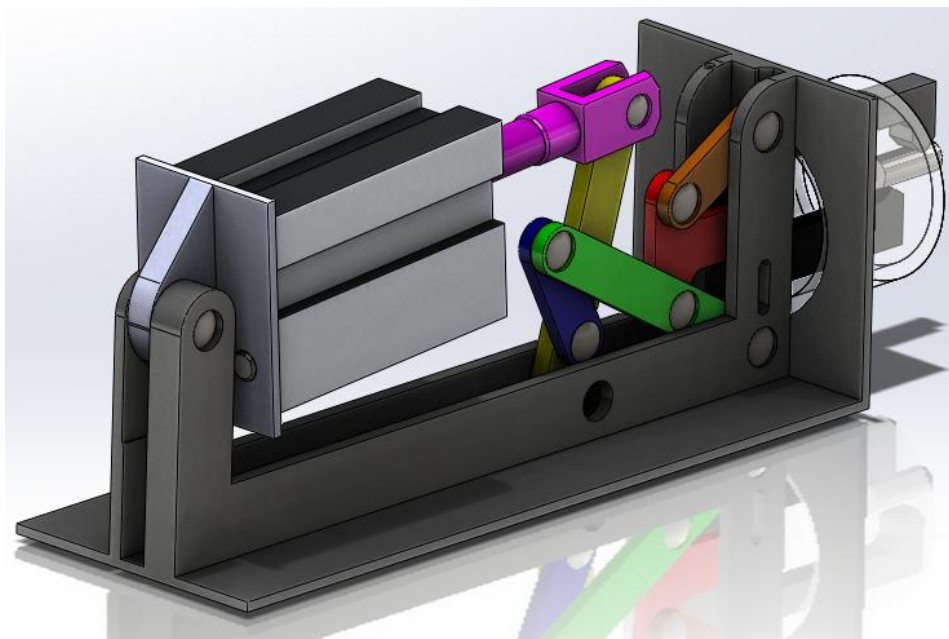


Figura 66 – Vista da lateral direita do dispositivo.

A Figura 67 detalha a lateral direita sendo vista da parte frontal do dispositivo. Os parafusos utilizados na fixação do cilindro à articulação fixada em sua parte traseira são do tipo M6x60.

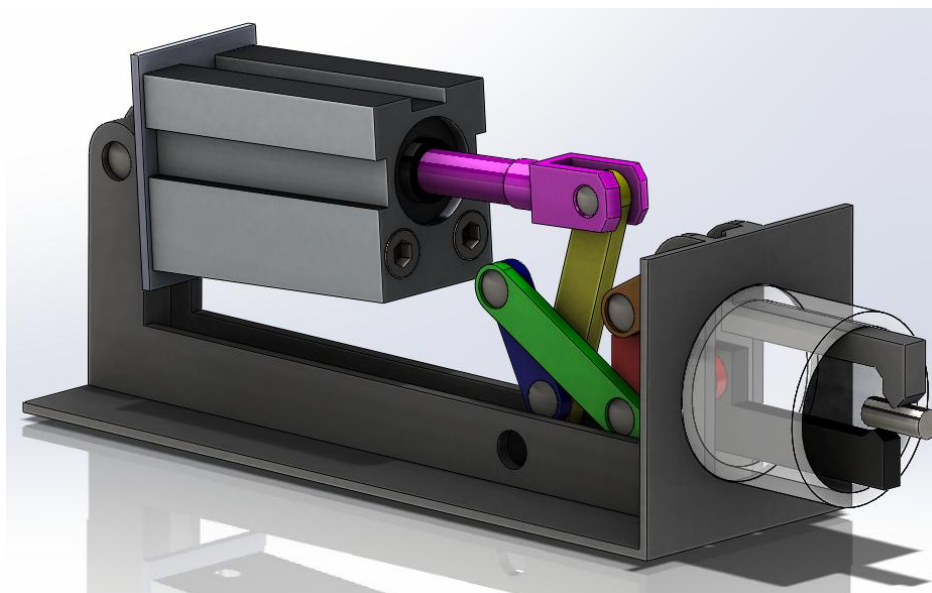


Figura 67 – Vista da lateral direita detalhando o bocal de acoplamento.

A Figura 68 exibe a vista superior do modelo de modo que é possível analisar o espaço lateral entre os elos. Cada elo foi modelado com uma espessura de 6 mm, valor arbitrado sem efeitos nos cálculos já que os elos serão considerados rígidos. Há uma folga entre as laterais dos elos para que não haja interferências geométricas no modelo estudado, foi arbitrado um espaçamento lateral 0,1 mm.

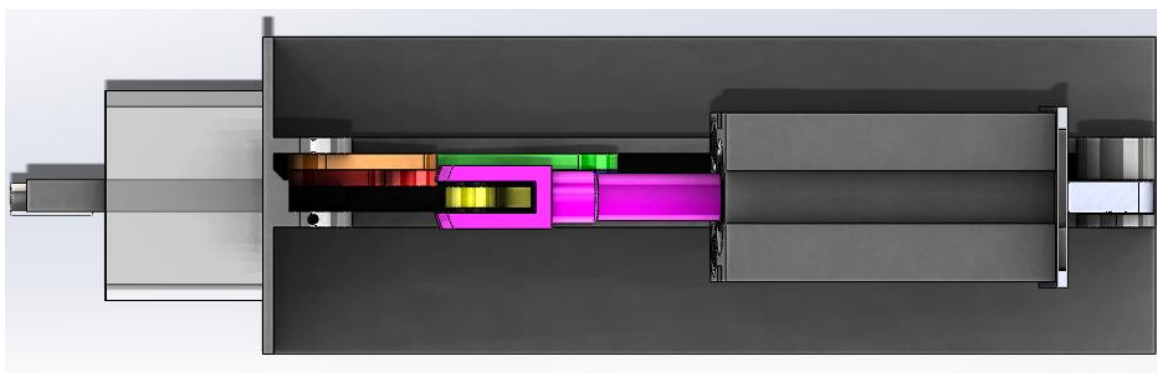


Figura 68 – Vista superior modelo tridimensional.

A Figura 69 mostra a vista lateral do mecanismo quando o cilindro pneumático está no máximo do seu recuo. Nota-se que ocorre penetração da pinça móvel até quase metade do diâmetro do pino M6, essa penetração não ocorrerá em situação real. O dispositivo foi modelado de modo que o comprimento máximo do pino inspecionado é de 50 mm. O pino foi modelado com diâmetro externo de 6,00 mm, sem rosca para facilitar a modelagem do problema e cálculos envolvidos, e seu comprimento foi definido como 15,5 mm. O pino foi posicionado de forma concêntrica ao bocal do dispositivo e a sua base, que representa a região soldada, foi fixada a uma distância de 6 mm da parte central da haste fixa, que está em contato com o pino. Todos os componentes modelados, inclusive o pino, são compostos de aço carbono.

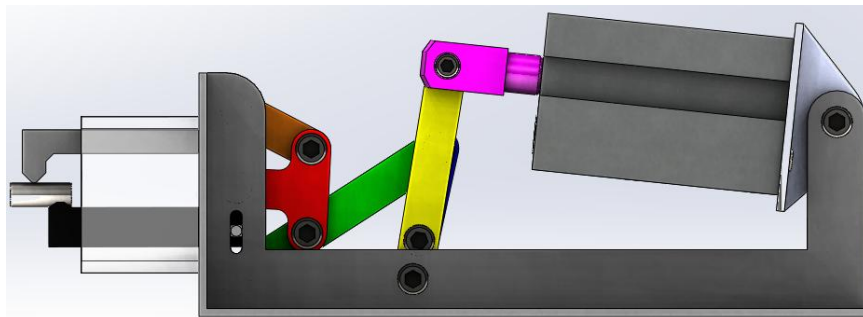


Figura 69 – Vista lateral do dispositivo com o cilindro no curso mínimo.

A Figura 70 mostra a vista lateral do dispositivo quando o cilindro pneumático está no máximo de seu avanço, que foi estimado como 35 mm. As vistas laterais exibidas detalham também o posicionamento do pino guia localizado no rasgo oblongo nas posições máximas e mínimas estimadas.

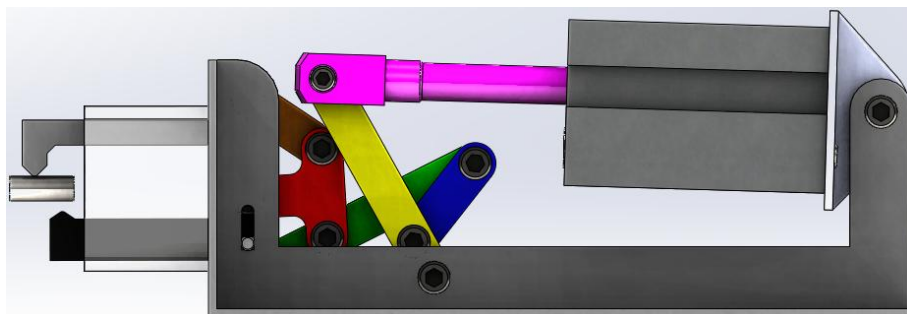


Figura 70 – Vista lateral do dispositivo com o cilindro no curso máximo.

4.5 SIMULAÇÃO ESTRUTURAL

O software de simulação ANSYS® realiza diversos tipos de simulação estrutural, tais como estática estrutural, transiente estrutural, dinâmica de corpos rígidos, análise modal, vibracional, dinâmica explícita e de resposta harmônica. A simulação do mecanismo proposto foi realizada utilizando a análise estática estrutural, com o intuito de eliminar os efeitos causados pela quantidade de movimento e tornar o modelo compatível com o modelo utilizado no PTV.

A simulação ocorreu, basicamente, em três etapas fundamentais que serão detalhadas na sequência deste capítulo. São elas:

1. Importar geometria para o ANSYS®;
2. Definir as condições de contorno dentro do software;
3. Gerar malha e resolver o sistema.

4.5.1 Importar Geometria para o ANSYS®

Primeiramente, o mecanismo foi colocado na posição de contato com o pino dentro do ambiente do SOLIDWORKS® e, em seguida, a importação da geometria foi executada diretamente a partir do ANSYS® sem necessidade de converter o formato dos arquivos relacionados à montagem, como mostra a Figura 71.

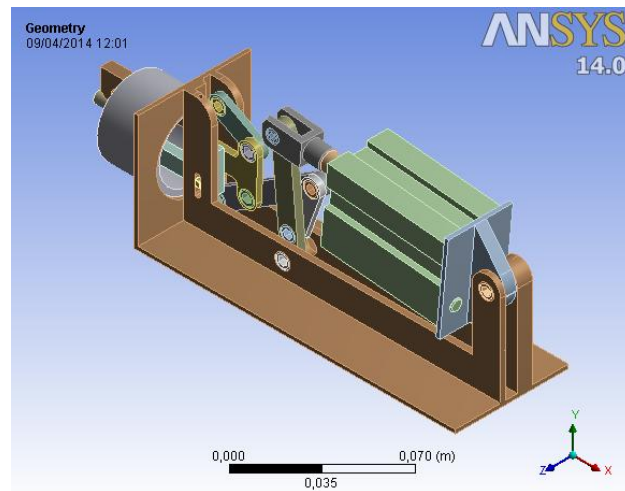


Figura 71 – Modelo do mecanismo dentro do ambiente ANSYS®.

Após este processo inicial, o modelo foi simplificado dentro do ANSYS® de modo que foram eliminadas todas as peças que não estão em contato com o pino inspecionado, como é mostrado na Figura 72. Essa simplificação é possível devido às considerações feitas previamente tanto na análise cinemática e como na aplicação do PTV, ou seja, tendo sido estabelecida a força na pinça móvel é possível calcular a força no atuador.

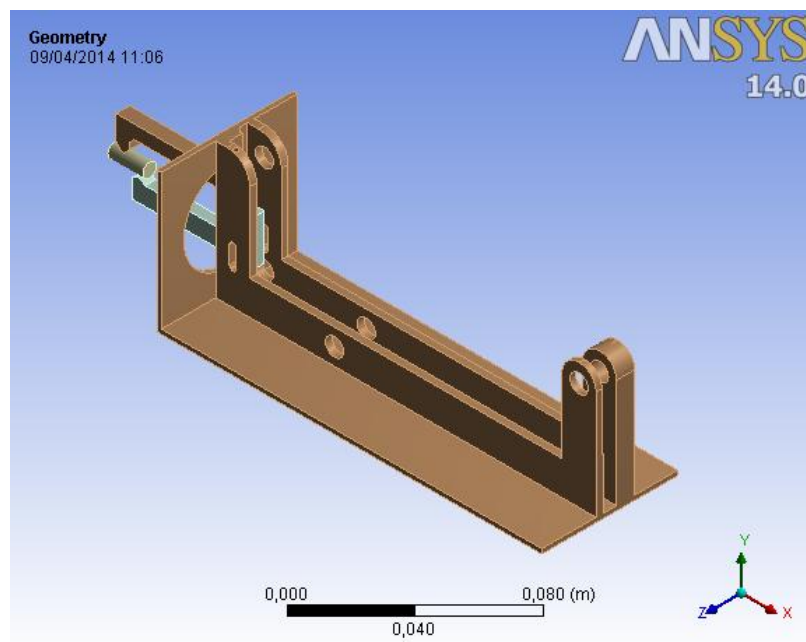


Figura 72 – Modelo simplificado do mecanismo dentro do ambiente ANSYS®.

4.5.2 Condições de Contorno

O modelo simplificado tem então suas condições de contorno definidas. A Figura 73 mostra a primeira condição de contorno aplicada, que é a fixação do pino ao solo, de modo que represente a fixação do pino na placa soldada. Essa fixação impossibilita qualquer movimentação do pino na direção X , Y e Z e também qualquer rotação em torno dos eixos destas direções.

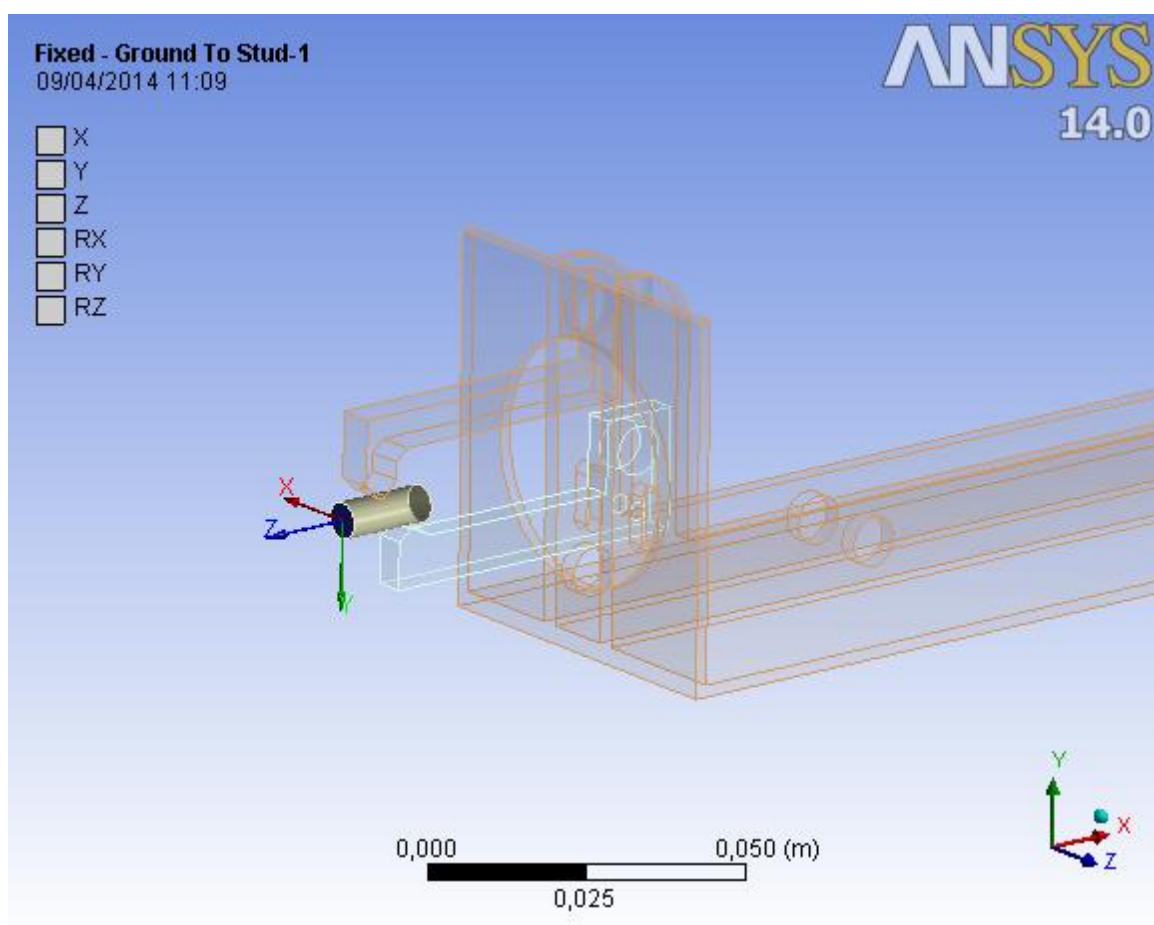


Figura 73 – Fixação do pino.

A fixação da base ao solo é a segunda condição de contorno aplicada, como mostra a Figura 74. A fixação da base pode ser feita em qualquer face, já que a peça é considerada rígida na análise e essa característica torna o componente indeformável, garantindo que o ponto de contato entre a pinça fixa e o pino permaneça imóvel. Esta fixação é similar à fixação do pino ao solo, aplicada

anteriormente, e impossibilita qualquer tipo de movimentação de translação e rotação da base.

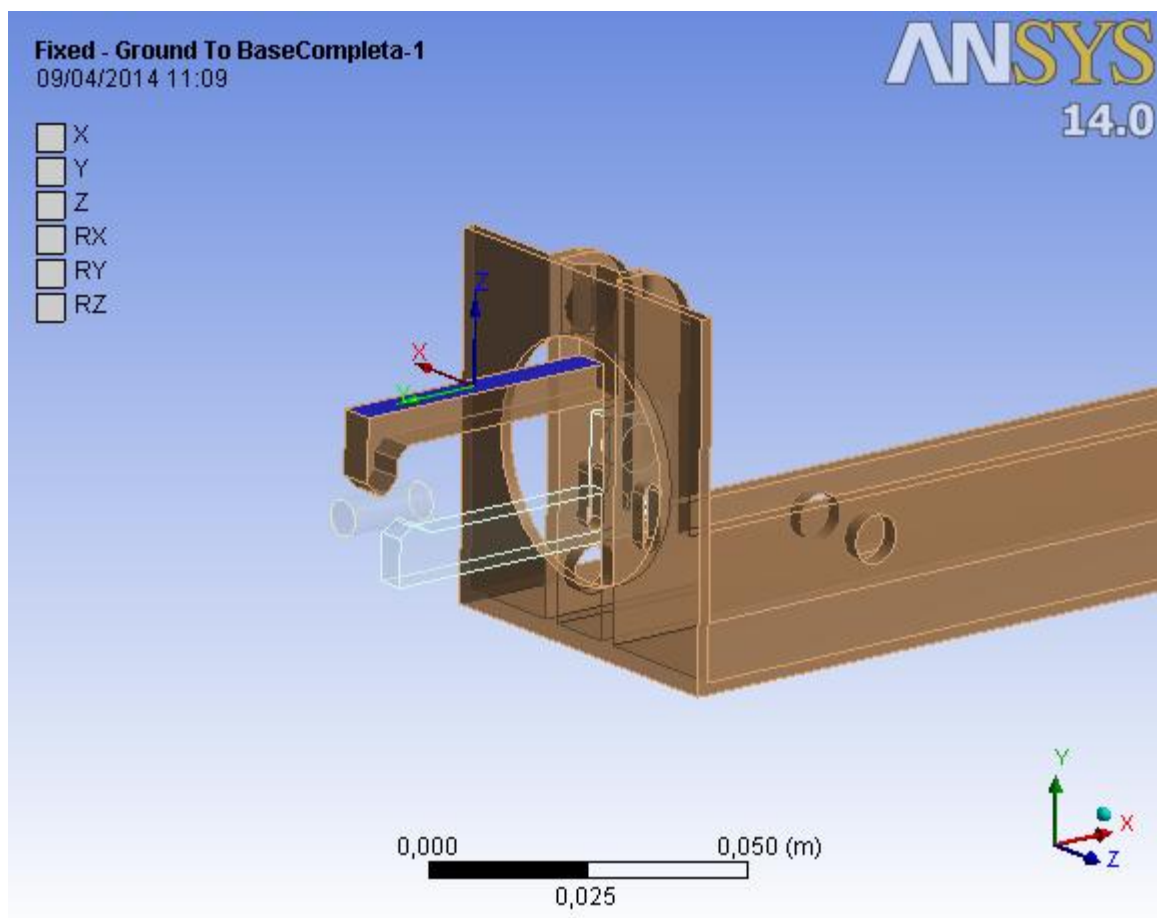


Figura 74 – Fixação da base.

O contato entre os componentes foi então adicionado à simulação e, para isso, foi necessário definir o comportamento mecânico dos materiais envolvidos no contato. A base do mecanismo e a pinça móvel foram definidas como peças rígidas, de modo que somente o pino inspecionado seja flexível.

A Figura 75 mostra o contato entre o pino, flexível, e a pinça móvel, rígida. O contato entre os corpos foi analisado sem levar em conta o atrito entre os corpos, ou *Frictionless*, como é possível ver nesta figura.

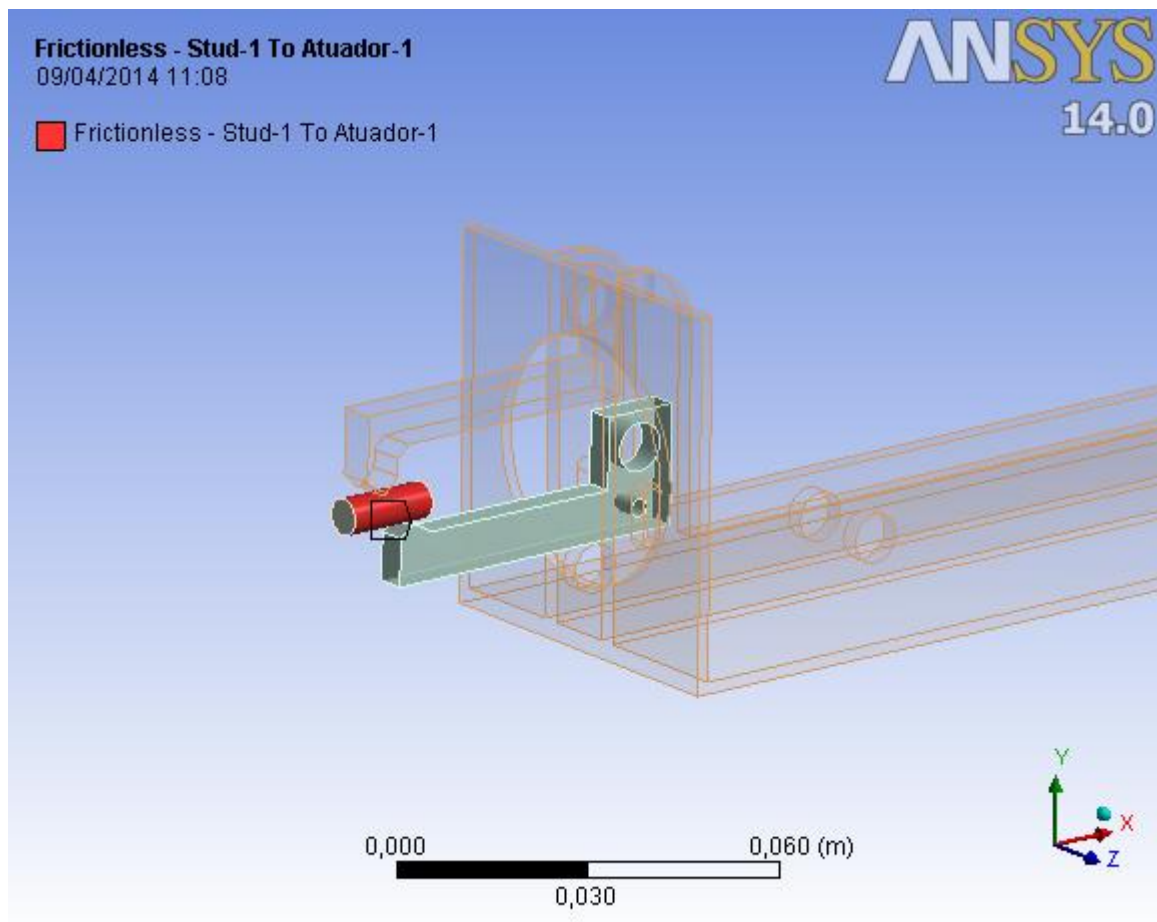


Figura 75 – Contato entre a pinça móvel e o pino.

Foi imposta uma condição de contorno que estabelece o contato entre a base, rígida, e o pino, flexível, de forma similar ao primeiro contato adicionado. O contato foi definido de forma idêntica ao contato entre o pino e a pinça móvel, sem atrito, como é mostrado na Figura 76.

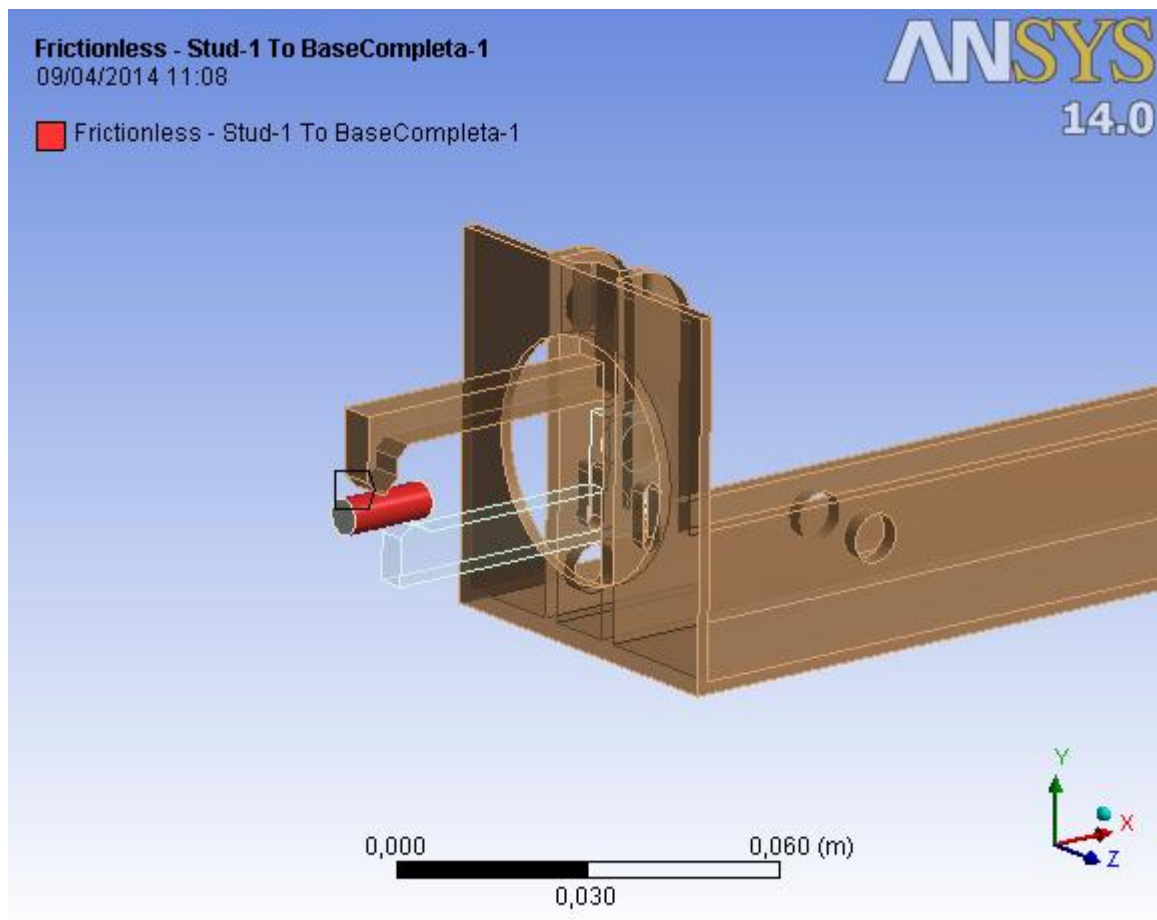


Figura 76 – Contato entre a base e o pino.

A última condição de contorno imposta diz respeito à movimentação vertical da pinça móvel. Uma relação chamada *General* foi adicionada a essa peça, como mostra a Figura 77, e ela teve a sua movimentação impedida nas direções X e Z porém a movimentação na direção Y foi habilitada. Todas as rotações nos eixos X, Y e Z também foram impedidas.

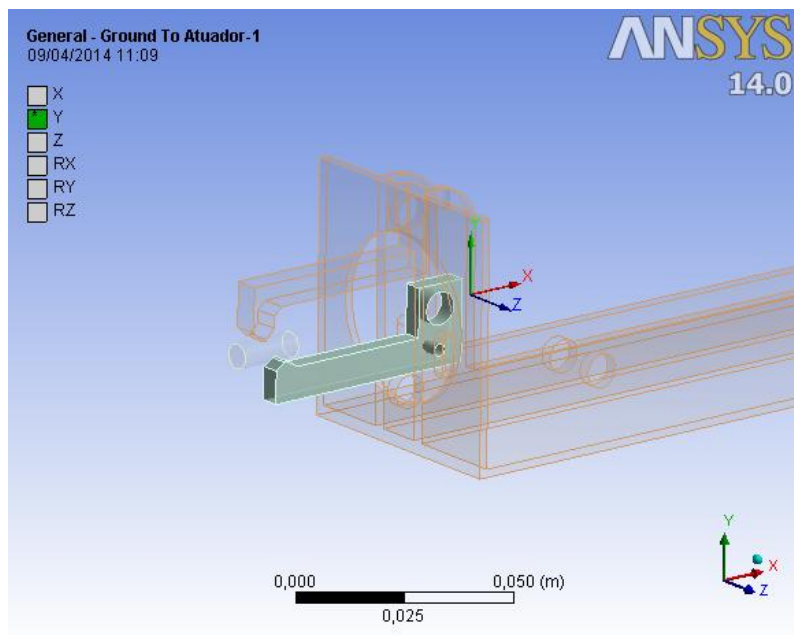


Figura 77 – Junta da pinça.

Após ter sido criada a junta mostrada na Figura 77, foi então imposto um movimento na direção *Y* na pinça, como mostra a Figura 78, de modo que a peça se mova até alcançar 0,2 mm na direção citada. Esse deslocamento causa uma distribuição de tensões no pino e a simulação deve capturar a força de inspeção que gera a tensão de inspeção na face soldada, cujo valor foi definido na Seção 4.1.

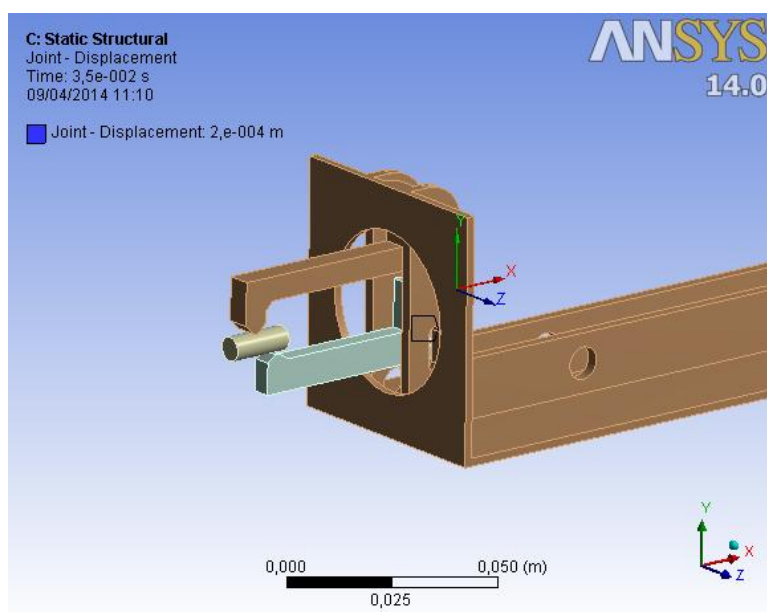


Figura 78 – Deslocamento vertical da pinça.

4.5.3 Malhas e Simulações

Todas as condições de contorno para o problema foram definidas na Seção 4.5.2 e, em sequência, é gerada a malha e então se executa a solução. Esse processo de gerar malha e executar a solução é realizado de forma iterativa até que a resposta analisada se estabilize, que ocorre quando os resultados obtidos não sofrem grandes alterações devido a um refino aplicado. A cada iteração realizada, analisa-se onde se localizam os maiores gradientes de tensões, que são visualizados de forma gráfica através de uma escala de cores, e então o tamanho dos elementos nas regiões de maior gradiente é reduzido.

Foram executadas simulações estruturais analisando a tensão de Von Mises no pino como um todo, como mostra a Figura 79, de modo a verificar as regiões com grandes gradientes de tensões em todo o pino e as tensões no contato.

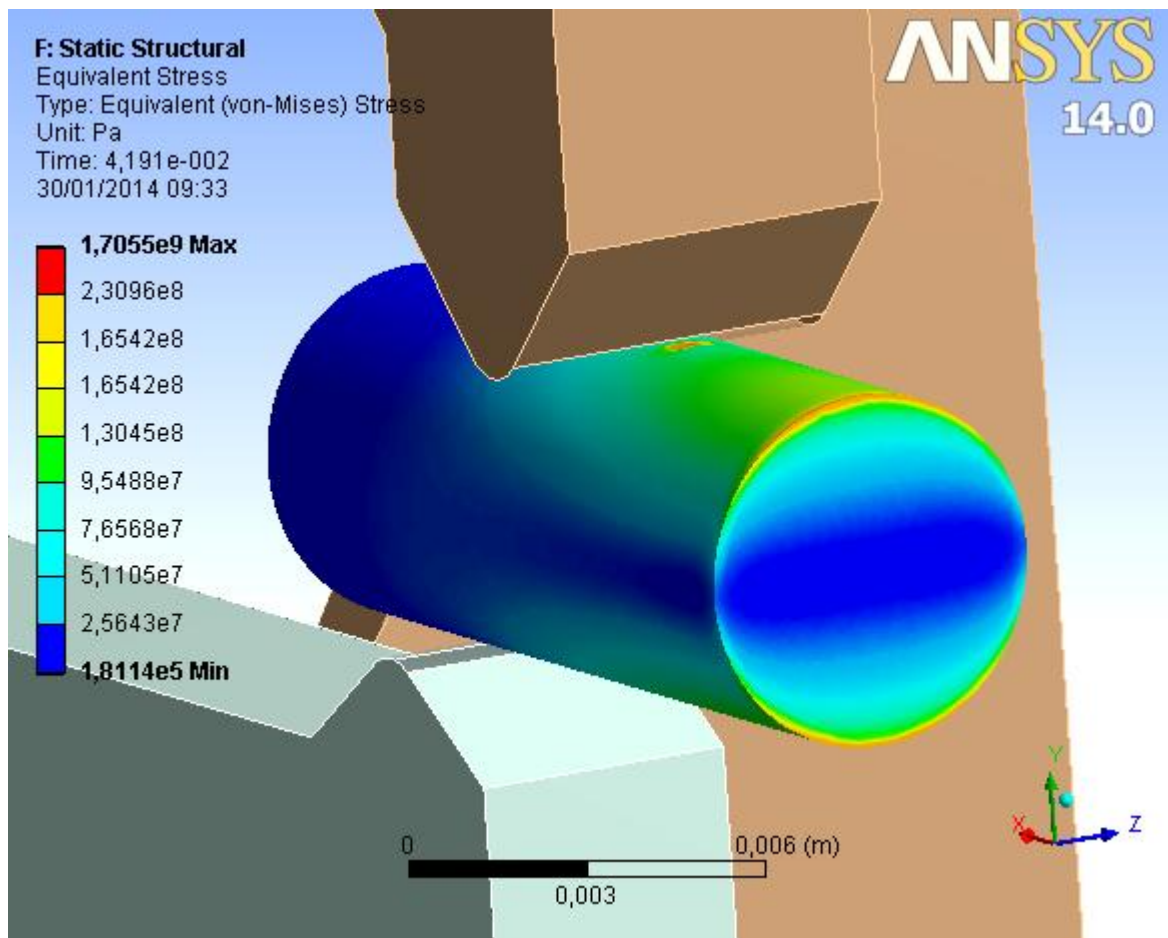


Figura 79 – Tensão de Von Mises em todo o pino soldado.

A face do pino que representa a seção soldada, que é a região crítica para a análise, também teve as tensões de Von Mises simuladas e é mostrada na Figura 80.

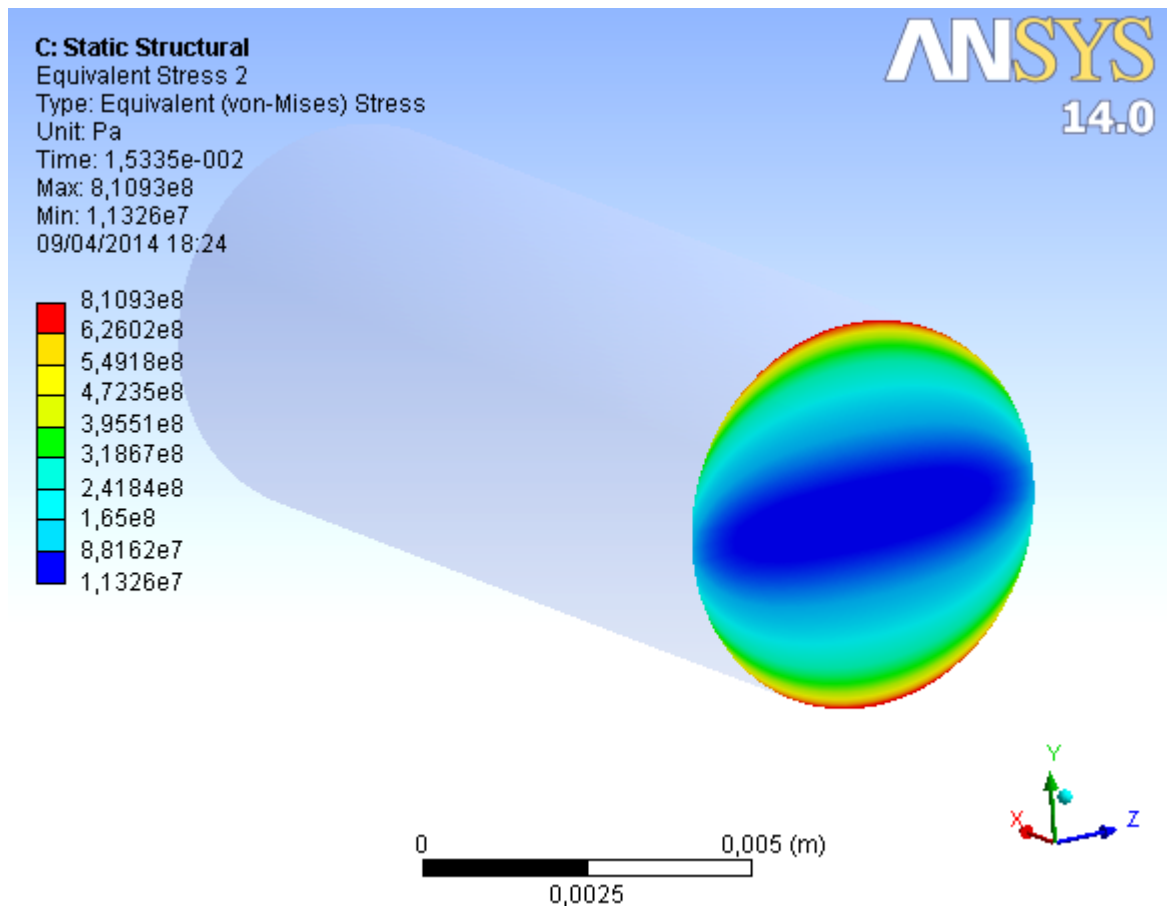


Figura 80 – Tensão de Von Mises na face soldada.

A terceira análise feita para cada simulação é determinar a força atuante na pinça móvel. Para isso foi adicionado à solução um sensor de junta, chamado de *Joint Probe* e mostrado na Figura 81. Ele é utilizado para mostrar a direção e intensidade da força aplicada para que ocorra o deslocamento imposto.

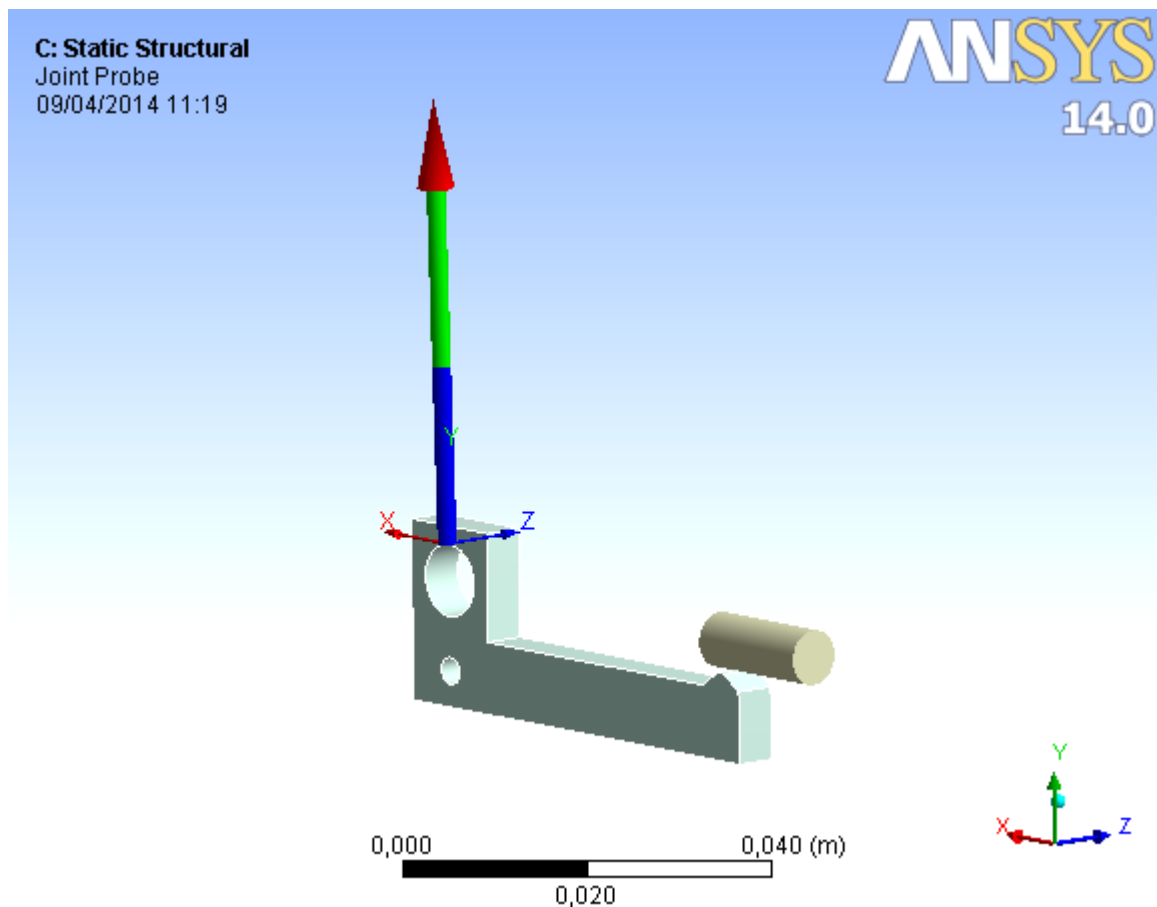


Figura 81 – Sensor de força atuante na junta.

As análises realizadas ocorrem para diversos instantes de tempo de forma tabular, como é mostrado na Figura 82. O deslocamento que foi imposto nas condições de contorno é realizado em apenas um passo, ou *Step*, sujeito a uma velocidade constante ao longo do tempo total do passo, chamado de *Step End Time*. A solução é realizada de modo que se possa analisar as condições estruturais ao longo de todo o deslocamento, com isso é possível determinar o momento em que a tensão se torna crítica para o problema analisado.

Tabular Data			
	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Minimum [Pa]	<input checked="" type="checkbox"/> Maximum [Pa]
1	1,e-004	1,2923e-006	6,9887e-003
2	2,e-004	1,2923e-006	6,9887e-003
3	3,5e-004	1,2923e-006	6,9887e-003
4	5,75e-004	1,2923e-006	6,9887e-003
5	9,125e-004	24183	4,1055e+006
6	1,4188e-003	2,0952e+005	3,5393e+007
7	2,1781e-003	4,9082e+005	8,2292e+007
8	3,3172e-003	9,2038e+005	1,5256e+008
9	5,0258e-003	3,5056e+005	2,4893e+008
10	7,5887e-003	8,2196e+005	3,9637e+008
11	1,1433e-002	4,1832e+005	6,1836e+008
12	1,6433e-002	1,4508e+007	8,6512e+008
13	2,1433e-002	2,9458e+007	1,1086e+009
14	2,6433e-002	4,9456e+007	1,3318e+009
15	3,1433e-002	7,3808e+007	1,5404e+009
16	3,5e-002	9,2732e+007	1,6815e+009

Figura 82 – Resultado tabular de tensão de Von Mises.

O deslocamento total da pinça, descrita na Seção 4.5.2, resulta em tensões maiores do que a tensão de referência, cujo valor é 240 MPa descrita na Seção 4.1. Para se determinar a força aplicada pela pinça móvel que gera uma tensão equivalente à tensão de referência, é necessária, primeiramente, uma interpolação linear para se determinar o instante de tempo em que ocorreu.

A interpolação linear é válida já que a velocidade é constante ao longo de toda a movimentação da pinça móvel. Com o intuito de exemplificar esse processo, será determinado o instante de tempo em que a tensão máxima é equivalente à tensão de referência utilizando os resultados obtidos na simulação mostrada na Figura 82.

A Eq. (101) mostra a função utilizada para realizar a interpolação linear citada.

$$T_i = \frac{(T_2 - T_1)}{(\sigma_2 - \sigma_1)} \cdot \sigma_i + \frac{(T_1 - T_2)}{(\sigma_2 - \sigma_1)} \cdot \sigma_1 + T_1 \quad (101)$$

Os instantes de tempo T_1 e T_2 contêm, respectivamente, as tensões σ_1 e σ_2 , sendo que σ_1 deve ser menor que a σ_i e σ_2 deve ser maior que σ_i , como mostra a Eq. (102).

$$\sigma_1 < \sigma_i < \sigma_2 \quad (102)$$

O valor da tensão interpolada, σ_i , é a tensão de referência, que foi determinada na Seção 4.1, como $\sigma_i = 2,400 \cdot 10^8 \text{ Pa}$. Os valores de tensão e tempo utilizados na interpolação são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 – Valores de tensão e tempos utilizados na interpolação.

Ponto	T (s)	σ (Pa)
1	$3,3172 \cdot 10^{-3}$	$1,5256 \cdot 10^8$
2	$5,0258 \cdot 10^{-3}$	$2,4893 \cdot 10^8$

Substituindo os valores da tabela acima na Eq. (101), chega-se ao instante de tempo interpolado $T_i = 4,8675 \cdot 10^{-3} \text{ s}$.

Os resultados de tensão e a força exercida pela pinça móvel são, em seguida, computados para o instante de tempo interpolado T_i e então os resultados são disponibilizados pelo *software*. A Figura 83 mostra a tensão de Von Mises na face soldada do pino para o instante de tempo interpolado e, como desejado, a tensão máxima é exatamente 240 MPa.

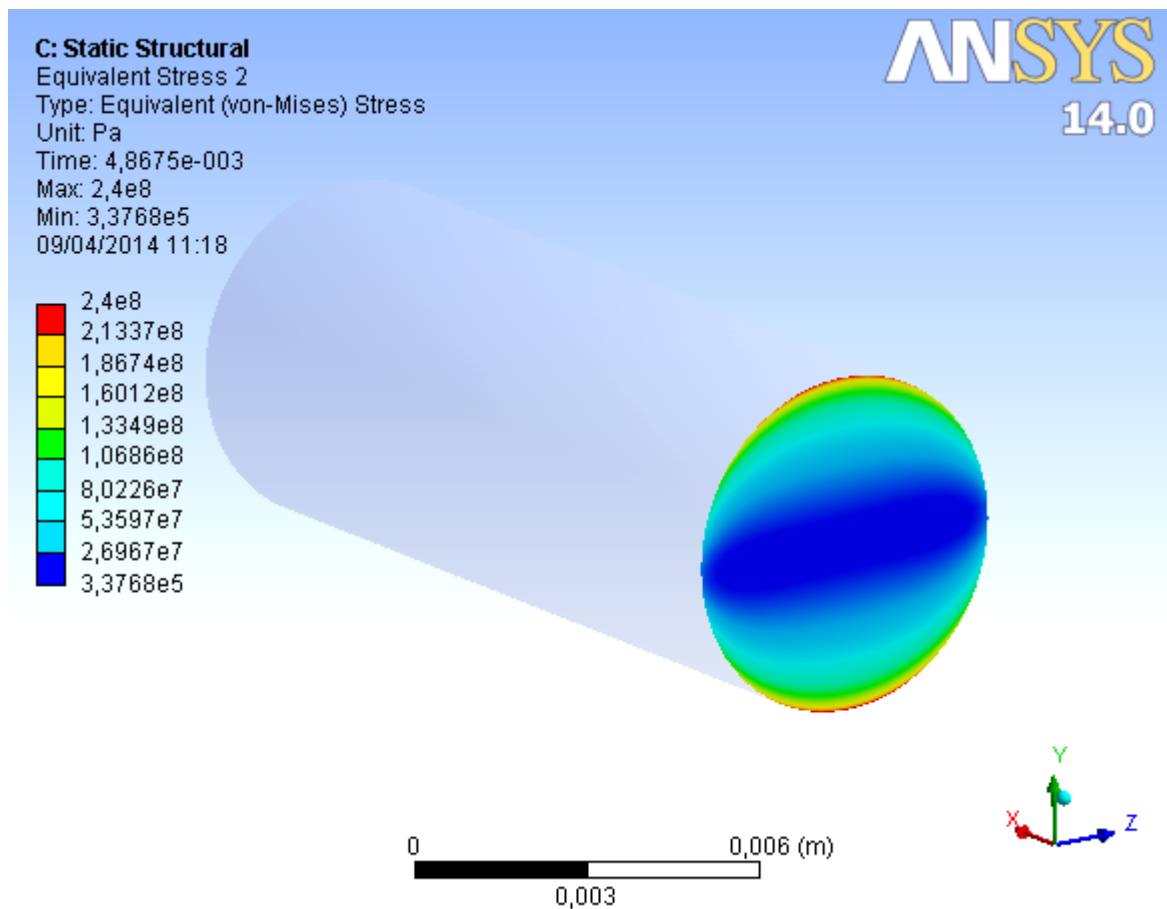


Figura 83 – Tensão de Von Mises no instante de tempo interpolado.

A força aplicada pela pinça móvel também é obtida para o instante de tempo T_i e os resultados são mostrados na Figura 84. Na figura, há um campo chamado *Display Time* em que o tempo interpolado é inserido e, logo abaixo deste, há outro campo chamado *Results - Y Axis* que contém a força de interesse no instante que foi inserido, cujo valor é de 303.8 N para o exemplo da Figura 82.

[-] Definition	
Type	Joint Probe
Boundary Condition	General - Ground To Atuador-1
Orientation Method	Joint Reference System
Suppressed	No
[-] Options	
Result Type	Total Force
Result Selection	Y Axis
Display Time	4,8675e-003 s
[-] Results	
<input type="checkbox"/> Y Axis	303,8 N
[-] Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> Y Axis	3943,4 N
+ Minimum Value Over Time	
+ Information	

Figura 84 – Força atuante na pinça móvel no instante de tempo interpolado.

A metodologia apresentada para determinar a força atuante na pinça móvel foi utilizada em um grande número de simulações, com malhas de diferentes tipos e tamanhos. Primeiramente, foram feitas simulações com malha tetraédrica e, em seguida, foram feitas simulações com malha hexaédrica, ambas sendo refinadas até que o resultado se estabilizasse. A primeira malha utilizada, formada por elementos tetraédricos, é mostrada na Figura 85.

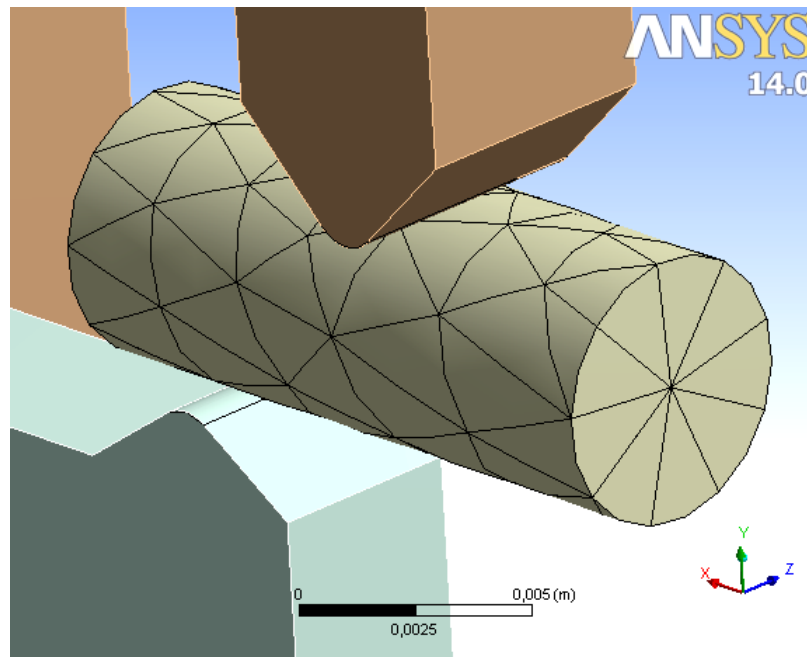


Figura 85 – Primeira malha tetraédrica utilizada.

Os elementos tetraédricos foram refinados nas regiões de maior gradiente de tensões e a última malha tetraédrica utilizada, mostrada na Figura 86, é, claramente, muito mais refinada que a malha inicial. A Figura 87 mostra como ficou a malha na parte interna do pino.

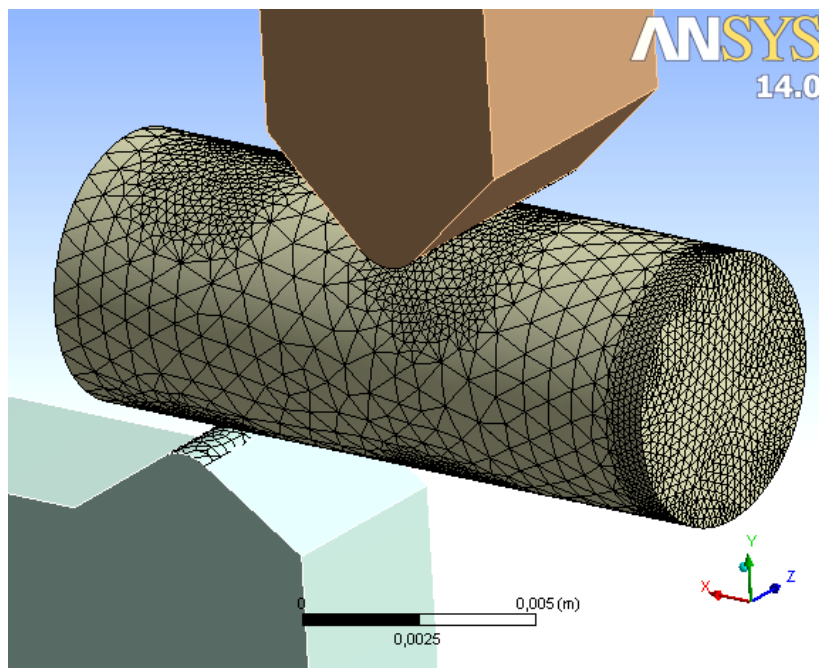


Figura 86 – Última malha tetraédrica utilizada.

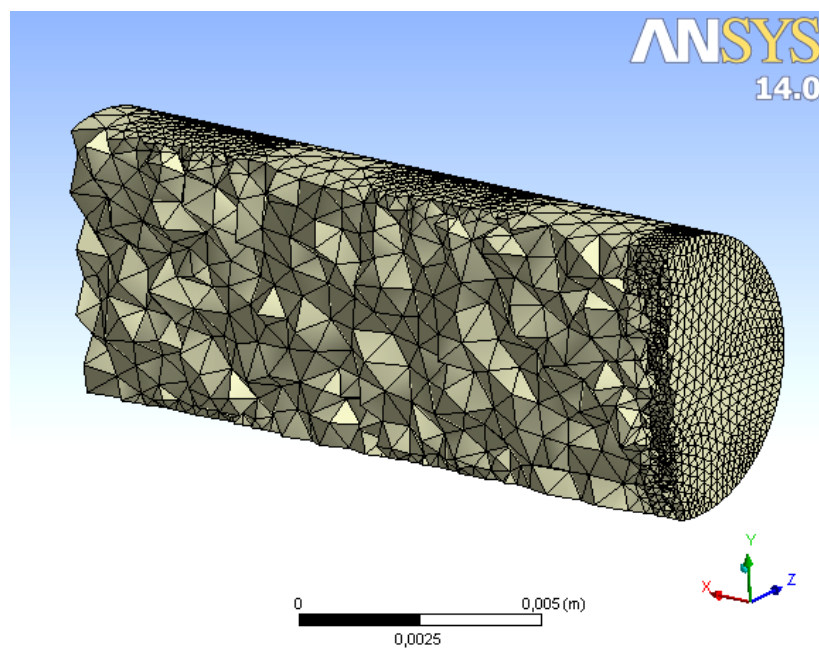


Figura 87 – Elementos tetraédricos no interior do pino.

As simulações com malha hexaédrica foram realizadas com o intuito de se analisar a diferença de resultados obtidos a partir de diferentes tipos de malha, pois alguns autores afirmam que os resultados podem convergir para o valor errado caso a malha não seja adequada ao problema, como foi visto na Seção 2.4.

A primeira malha hexaédrica utilizada nas simulações é mostrada abaixo, na Figura 88.

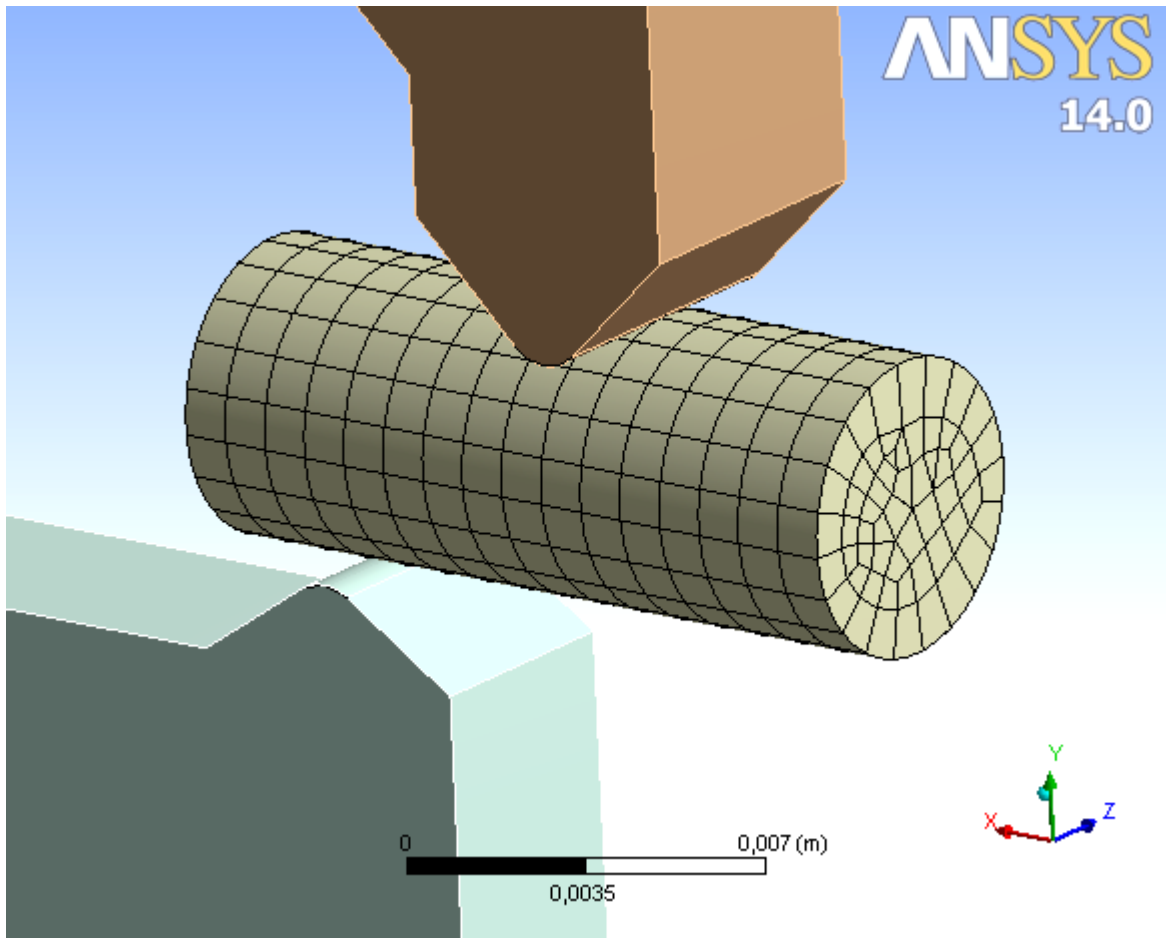


Figura 88 – Primeira malha hexaédrica utilizada.

Após uma série de iterações e a resposta se manter estável, chegou-se à última malha hexaédrica utilizada. É evidente o refino na região mais externa do pino, como é possível constatar através da visualização da Figura 89. A Figura 90 mostra como ficou a malha no interior do cilindro.

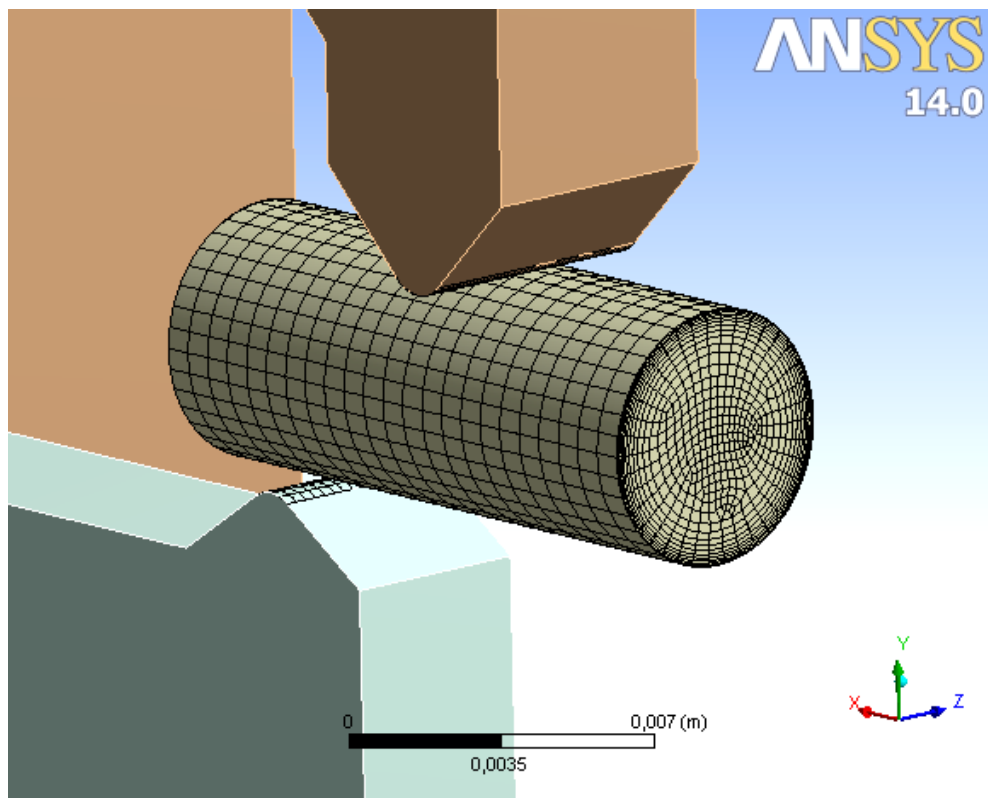


Figura 89 – Última malha hexaédrica utilizada.

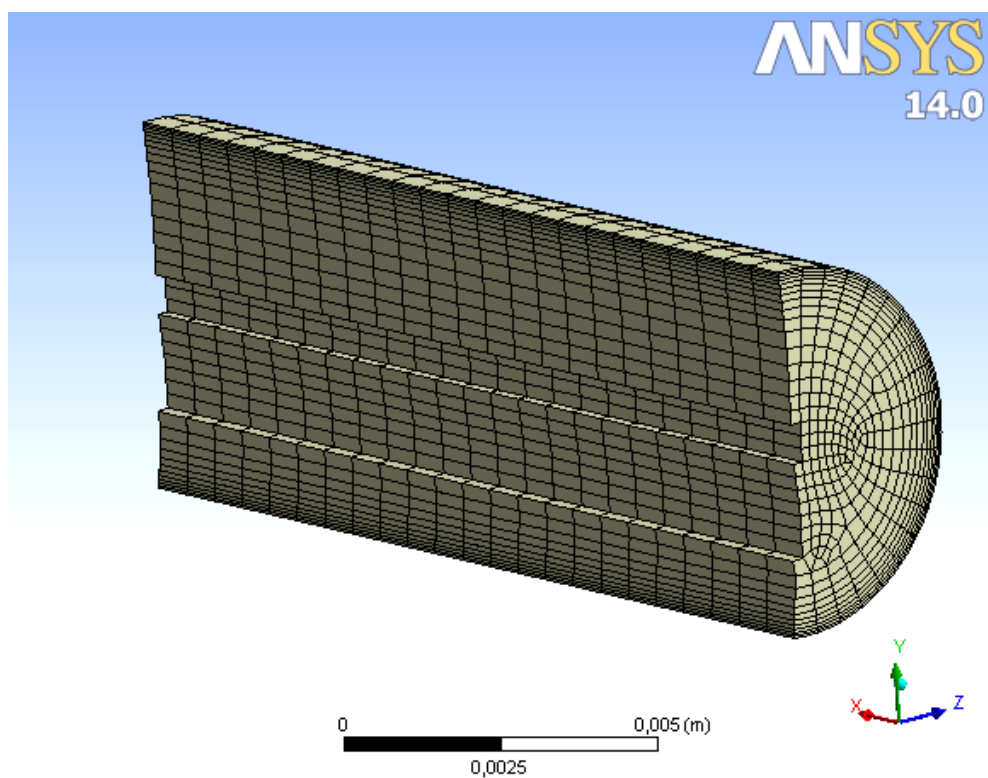


Figura 90 – Elementos hexaédricos no interior do pino.

Os resultados obtidos em todas as simulações realizadas, tanto com utilização de malha hexaédrica quanto com a utilização de malha tetraédrica, foram plotados em um gráfico, mostrado na Figura 91, obedecendo à mesma sequência em que os refinamentos e simulação ocorreram. As malhas de elementos utilizadas em cada simulação numerada é mostrada no Apêndice A, da Figura 99 até a Figura 118. As malhas foram ordenadas em ordem crescente de número de elementos.

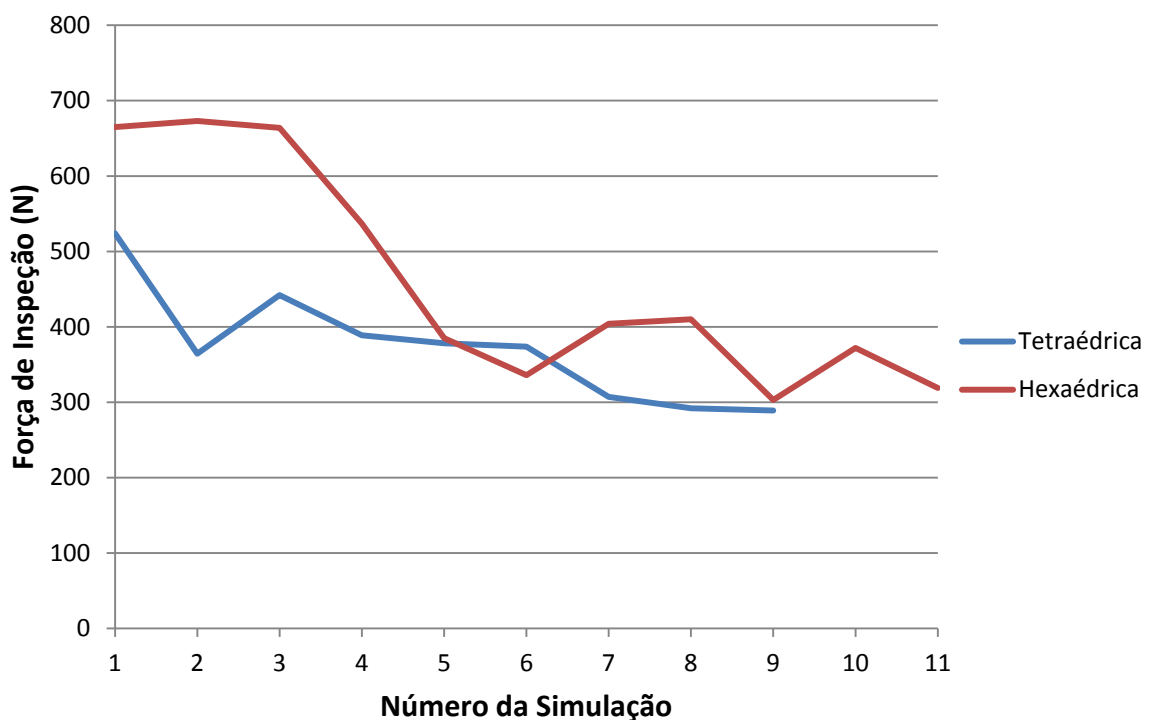


Figura 91 – Análise de convergência.

A variação do resultado entre as sucessivas malhas, o número de elementos em cada simulação realizada e as métricas de qualidade dos elementos disponibilizada pelo ANSYS® são mostrados nas Figura 119, Figura 120 e Figura 121, respectivamente, e estão localizadas no Apêndice B, que traz informações sobre as métricas de cada malha utilizada nas simulações.

As duas malhas, ao final do processo iterativo, tiveram uma pequena variação no resultado sendo que a malha tetraédrica teve uma variação na resposta de 1,03%, entre a 8ª e 9ª simulações, e a malha hexaédrica apresentou uma

variação de 14,2%, entre a 10ª e 11ª simulações. O elemento tetraédrico mostrou convergir mais rapidamente para o resultado em relação ao elemento hexaédrico, porém os refinamentos realizados entre as simulações são obtidos por diferentes métodos de refino e a comparação entre a velocidade de convergência das malhas se torna inadequada. Pode-se dizer, em contrapartida, que os sucessivos refinamentos da malha tetraédrica foram mais assertivos que os refinamentos na malha hexaédrica e, por isso, os resultados convergiram mais rapidamente com a utilização da malha tetraédrica.

Ambas as malhas utilizadas convergiram para um valor final de aproximadamente 300 N. As simulações utilizando malha tetraédrica convergiram para o valor 289 N enquanto as simulações utilizando malha hexaédrica convergiram para o valor 319 N. Dessa maneira, a força de inspeção será definida como $F_i = 289 \text{ N}$.

4.6 SELEÇÃO DO CILINDRO PNEUMÁTICO

A finalização do dimensionamento do trabalho consiste na seleção de um cilindro pneumático que transmita a força necessária para realizar a inspeção e que satisfaça as condições cinemáticas do mecanismo. O mecanismo exerce trabalho na posição de retorno e isso implica em selecionar um cilindro de dupla ação, que tem como principal característica visual duas entradas/saídas de ar comprimido, como mostrado na Figura 92.



Figura 92 – Cilindro de dupla ação.

Fonte: Catálogo Werkrio 0101-16BR

O primeiro critério utilizado para selecionar o cilindro é que, para ser utilizado no dispositivo, deve ter um avanço entre 30 mm e 35 mm para que sua movimentação permita o acoplamento e desacoplamento do dispositivo ao pino, além de sua inspeção.

O Quadro 1 traz a relação dos cursos padronizados em cilindros compactos da série CWD, segundo a norma ISO 21287, e é fornecida no catálogo de cilindros pneumáticos do fabricante Werk-Schott. Todos os cilindros dessa série atendem ao critério do avanço. Os cilindros compactos apresentados podem trabalhar sob a pressão máxima de 10 Bar.

Quadro 1 – Curso padrão para cilindros Compactos ISO 21287 - Série CWP.

Diâmetro do Cilindro (mm)	Curso Padrão (mm)									
	5	10	15	20	25	30	40	50	60	80
16										
20										
25										
32										
40										
50										
63										
80										
100										

Fonte: Catálogo Werkrio 0101-16BR

Outro fabricante de equipamentos pneumáticos, chamado SMC, fornece cilindros do tipo Mini, que possuem tamanho bastante reduzido e por isso são mais leves em relação aos cilindros compactos. A Figura 93 mostra um exemplar desse tipo de cilindro.



Figura 93 – Cilindro pneumático de dupla ação tipo Mini.

Fonte: Mini Free Mount Cylinder

O Quadro 2 mostra a relação dos cursos padronizados para os cilindros pneumáticos tipo Mini fabricados pela SMC. Nota-se que nem todos os cilindros dessa série atendem ao primeiro critério de seleção, que diz respeito ao curso que o cilindro desempenha. Os cilindros Mini são projetados para trabalhar a uma pressão máxima de 7 Bar e uma pressão mínima de 1.5 Bar, nos cilindros com 4 mm, 6 mm e 8 mm de diâmetro, 1 Bar, nos cilindros de 10 mm. Os cilindros com diâmetro maior podem ser acionados a partir de pressões de 0,5 Bar.

Quadro 2 – Curso padrão para cilindros Mini - Série CUJ.

Diâmetro do Cilindro (mm)	Curso Padrão (mm)									
	4	6	8	10	15	20	25	30		
4										
6										
8										
10										
	Curso Padrão (mm)									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
12										
16										
20										

Fonte: Mini Free Mount Cylinder

O segundo critério utilizado para selecionar o cilindro é a força que ele desempenhará no pino soldado. A Figura 94 mostra o diagrama de corpo livre de um cilindro pneumático de dupla ação em retorno.

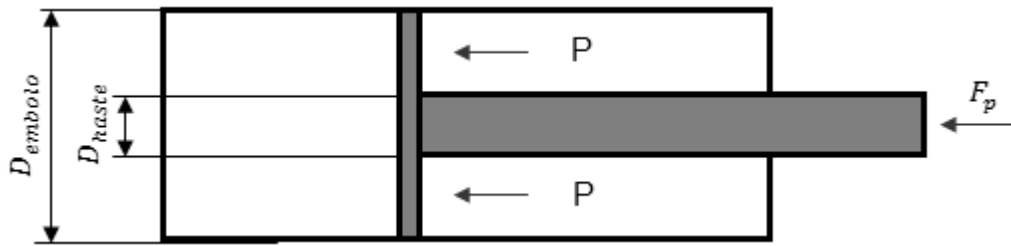


Figura 94 – Diagrama de corpo livre de um cilindro de dupla ação.

A força F_p que o cilindro desempenha pode ser calculada a partir da utilização da Eq. (103), sendo que a área é inserida em mm^2 e a pressão em Bar.

$$F_p = \frac{P \cdot A_e}{10} \quad (103)$$

A área efetiva do cilindro, A_e , pode ser calculada através da Eq. (104) e é válida para cilindros de dupla ação na movimentação de retorno (Apostila Parker).

$$A_e = \frac{\pi(D_{embolo}^2 - D_{haste}^2)}{4} \quad (104)$$

A Tabela 6, fornecida pelo fabricante Werk-Schott, mostra o diâmetro da haste em função do diâmetro dos cilindros. A área efetiva de avanço e de retorno destes cilindros e a força que cada cilindro desempenha em função do sentido de movimentação dele.

Tabela 6 – Forças teóricas para cilindros tipo Compacto – Série CWP.

Diâmetro do Cilindro (mm)	Diâmetro da Haste (mm)	Área Efetiva (mm^2)		Força Teórica a 6 bar (N)	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
12	6	113,09	84,82	67,85	50,89
16	8	201,06	150,79	120,64	90,49
20	10	314,16	235,62	188,50	141,37
25	10	490,87	412,33	294,52	247,40
32	12	804,25	691,16	482,55	414,70
40	12	1256,64	1143,55	754,00	686,13
50	16	1963,50	1762,44	1178,10	1057,46

Diâmetro do Cilindro (mm)	Diâmetro da Haste (mm)	Área Efetiva (mm ²)		Força Teórica a 6 bar (N)	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
63	16	3117,25	2916,19	1870,35	1749,71
80	20	5026,56	4712,40	3015,94	2827,44
100	20	7854,00	7539,84	4712,40	4523,90

Fonte: Catálogo Werkrio 0101-16BR

O fabricante SMC fornece, de forma similar a Tabela 6, informações a respeito dos cilindros tipo Mini da série CUJ na Tabela 7.

Tabela 7 – Forças teóricas para cilindros tipo Mini – Série CUJ.

Diâmetro do Cilindro (mm)	Diâmetro da Haste (mm)	Área Efetiva (mm ²)		Força Teórica a 6 bar (N)	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
4	2	12,6	9,4	7,54	5,65
6	4	28,3	15,7	16,96	9,42
8	5	50,3	30,6	30,16	18,38
10	6	78,5	50,3	47,12	30,16
12	6	113,1	84,8	67,86	50,89
16	8	201,1	150,8	120,64	90,48
20	10	314,2	235,6	188,50	141,37

Fonte: Mini Free Mount Cylinder

As forças teóricas de todos os cilindros presentes nas Tabela 6 e Tabela 7 foram calculadas para pressões variando de 1 Bar a 7 Bar através da utilização das Eqs. (103) e (104). Figura 95 mostra um gráfico contendo os resultados destas forças calculadas. As legendas do gráfico indicam o diâmetro do êmbolo e o diâmetro da haste, separados por um hífen.

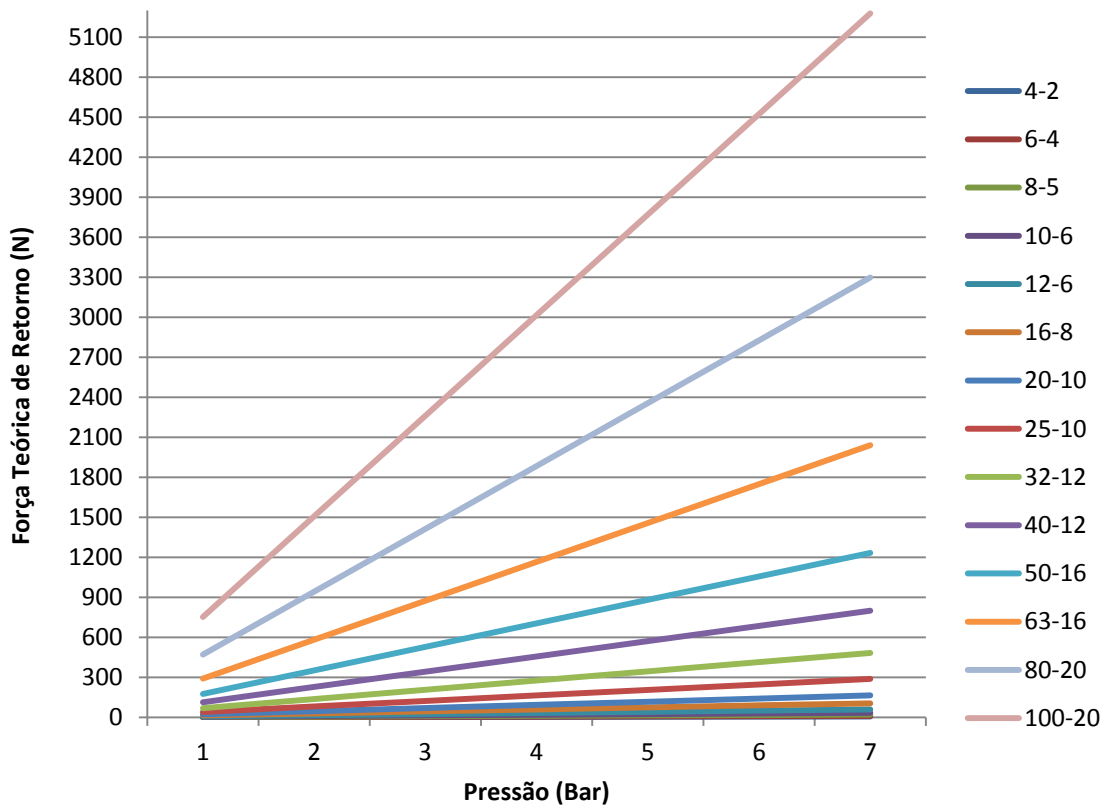


Figura 95 – Forças teóricas de retorno.

Como foi mostrado na Seção 4.3, a força aplicada no pino, F_i , pode ser relacionada com a força desempenhada pelo cilindro, F_p , pela relação de transmissão descrita na Eq. (96). É possível então obter a força de inspeção aplicada pelo mecanismo, através da Eq. (105). O valor da força pneumática que o cilindro deve desempenhar é $F_p = 42,1 N$.

$$F_i = 6,851 \cdot F_p \quad (105)$$

O valor da força de inspeção, F_i , foi determinado através de métodos numéricos na Seção 4.5.3. O cilindro selecionado deve ser capaz de desempenhar essa força e, além disso, deve possibilitar um ajuste adequado da pressão. A Figura 96 contém um gráfico com todas as forças de inspeção aplicadas por cada cilindro em função da pressão aplicada. A escala vertical do gráfico foi ajustada de modo que a maior força visualizada é de 800 N, já que a força de interesse está por volta dos 300 N.

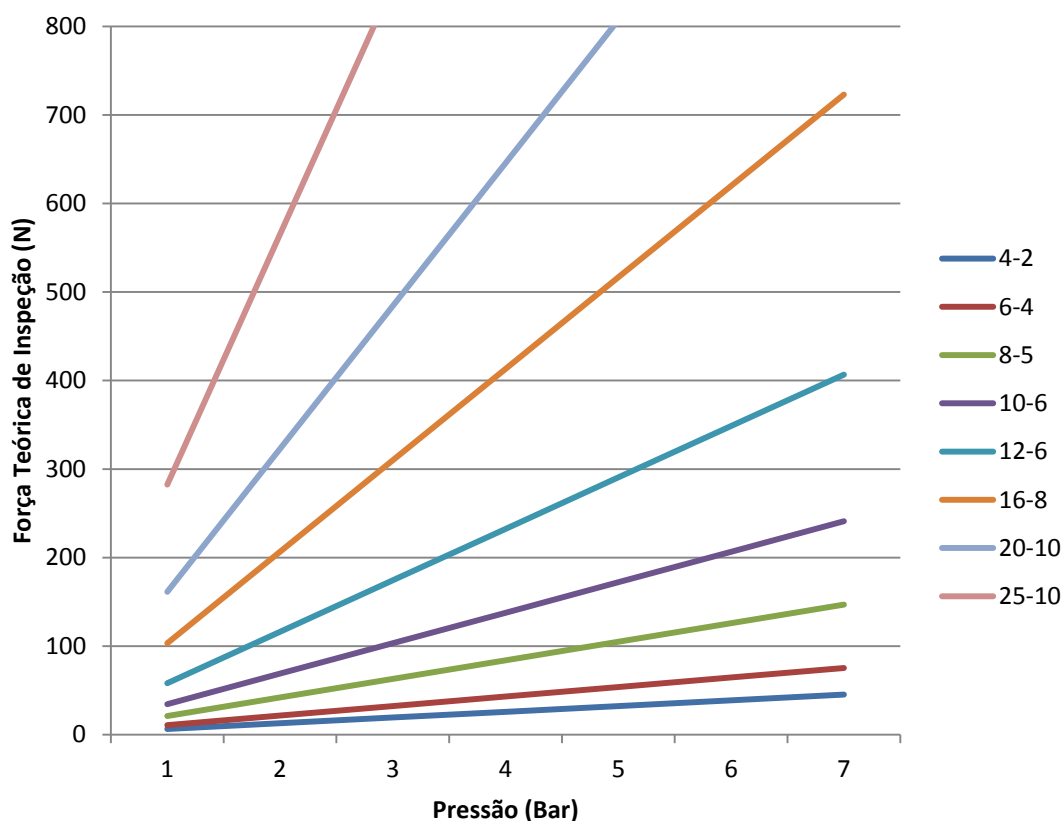


Figura 96 – Forças teóricas de inspeção.

A análise da Figura 96 permite determinar quais são os cilindros pneumáticos que atendem o segundo critério de seleção estabelecido, desempenhando uma força adequada à inspeção. A Tabela 8 mostra os cilindros que atendem os dois critérios de seleção estabelecidos previamente, os modelos citados podem ser adquiridos com o curso de 30 mm.

Tabela 8 – Cilindros que podem ser utilizados no mecanismo proposto.

Cilindro	Diâmetro do Cilindro (mm)	Diâmetro da Haste (mm)	Pressão de Inspeção (Bar)		Sensibilidade (N/Bar)	Força Máxima Admissível (N)
			319 N	289 N		
12-6	12	6	5,49	4,97	58	406
16-8	16	8	3,08	2,79	103	723
20-10	20	10	1,97	1,79	161	1129
25-10	25	10	1,12	1,02	282	1977

Nesta tabela são mostradas informações sobre os tamanhos do cilindro e haste, pressão de inspeção que deve ser utilizada, sensibilidade do mecanismo e força máxima admissível.

Ao se selecionar o cilindro, deve ser levada em consideração a sensibilidade que ele irá atribuir ao mecanismo de inspeção, já que as válvulas de alívio comerciais, utilizadas para controlar a pressão dentro de cilindros, podem não apresentar uma resolução adequada para um ajuste fino de pressão. A Figura 97 ilustra a válvula de alívio selecionada para a utilização no dispositivo de inspeção proposto.



Figura 97 – Válvula de Alívio manual da marca SMC – Série VEX1.

Fonte: Power Valve

A válvula é fornecida pelo fabricante SMC, modelo VEX1133 da série VEX1. A Figura 98 mostra a curva de configuração de pressão da válvula selecionada, relacionando a pressão em função da rotação da manopla.

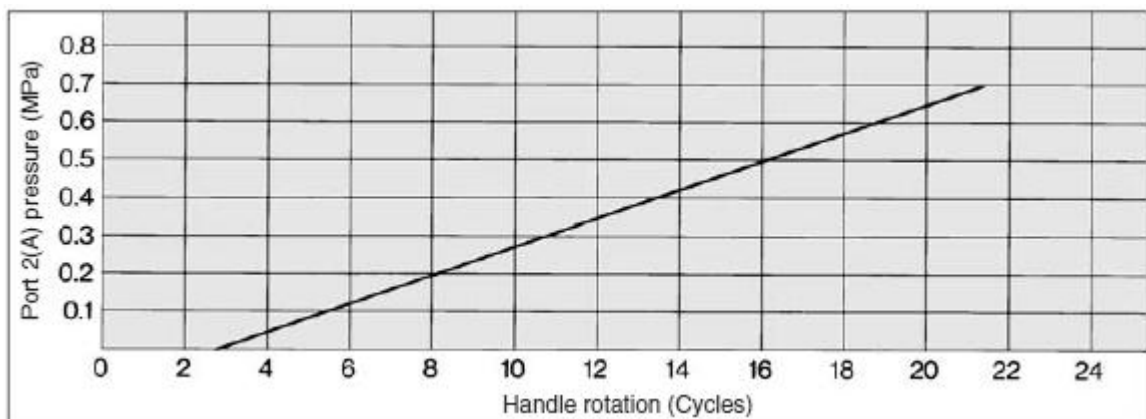


Figura 98 – Características da configuração de pressão.

Fonte: Power Valve

É possível concluir, analisando a curva de configuração de pressão, que ajustes de pressão na casa de 0,1 Bar, ou 0,01 MPa, não são obtidos com precisão através desse tipo de válvula.

O cilindro pneumático mais adequado para o mecanismo proposto, levando em conta todos os aspectos apresentados nesta seção, é o cilindro tipo Mini com 16 mm de diâmetro, haste de 8 mm diâmetro e com 30 mm de curso, pois atinge a força de inspeção à uma pressão de 2,79 Bar e a pode aplicar uma força de até 723 N no pino soldado.

É importante ressaltar ainda que a válvula de alívio escolhida apresenta um incremento de, aproximadamente, 0,375 Bar para cada volta da manopla, ou seja, esse incremento de pressão no interior do cilindro pneumático escolhido causa um aumento na força de inspeção de 38,7 N por volta, permitindo um ajuste adequado tendo em vista a magnitude das forças envolvidas.

5 CONCLUSÕES

O objetivo geral desse trabalho, apresentado na Seção 1.3.1, é dimensionar o dispositivo de inspeção proposto de modo que seja possível gerar no pino soldado uma tensão de referência, descrita em detalhes na Seção 4.1. Pode-se dizer que este objetivo foi atingido através da utilização da metodologia descrita na Seção 3.1, como mostram os resultados da Seção 4.

O trabalho consolida informações de diversas áreas abordadas ao longo do curso de Engenharia Industrial Mecânica, pois aborda assuntos como: mecanismos, mecânica estrutural, simulações computacionais, análise e comparação de resultados, soldagem, gestão da produção e sistemas pneumáticos.

Sugere-se, para trabalhos futuros, a análise das forças envolvidas no mecanismo considerando os atritos nos pares cinemáticos e as forças de inércia relacionadas à dinâmica do mecanismo. Há ainda a possibilidade de, futuramente, desenvolver uma pistola de solda que tenha o sistema de inspeção abordado embutido e esta também é uma sugestão para trabalhos futuros.

As simulações estruturais envolveram 20 simulações computadas, 9 delas utilizando malhas compostas somente por elementos tetraédricos e as outras 11 compostas somente por elementos hexaédricos. Os dois tipos de malhas utilizados convergiram para valores muito próximos, com cerca de 7,7 % de diferença entre eles – erro que pode ser considerado pequeno ao se considerar a intensidade das forças envolvidas. É esperada uma representação muito próxima da realidade através da utilização do programa computacional ANSYS® e acredita-se no sucesso do dispositivo.

Ressalta-se o aspecto inovador e prático do projeto, visto que o dispositivo foi idealizado pelo próprio autor e trata de um problema real da indústria. O mecanismo proposto tem alto potencial de aplicação trazendo uma solução simples, de baixo custo e que agrega agilidade e confiabilidade ao processo de inspeção de solda de pinos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A mecânica da fratura como base do projeto tolerante ao dano. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/pt/2008/11/a-mecanica-da-fratura-como-base-projeto-tolerante-ao-dano>>. Acessado em: 7 de Agosto de 2013.

ADONYI, Y. **Through-Deck Stud Welding on Coated Steels**, Interim Report to AISC, July 15, 2006.

Apostila Parker. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acessado em: 02 de Janeiro de 2014.

ARTOBOLEVSKI, I. I. **Mecanismos en la tecnica moderna:** en seis volumenenes . 2. Ed. Moscou, Rússia: Mir, 1982. 6 v.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME IX – BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE.** New York, 2010.

Bend Test. Disponível em: <http://www.thomas-welding.com/technique/Welding_tips/CD_Bend_test.htm>. Acessado em: 14 de Fevereiro de 2014.

BHATTI, M. A. **Advanced Topics in Finite Element Analysis of Structures:** with Mathematica and MATLAB computations. New Jersey, USA: J. Wiley, 2006.

Catálogo Werkrio 0101-16BR Março 2012. Disponível em: <www.werkrio.com.br/_img/cilindros2012.pdf>. Acessado em: 27 de março de 2014.

CHAMBERS, H. A. **Principles and Practices of Stud Welding**, PCI Journal 46, 2001. Disponível em: <<http://www.nelsonstud.com/pdf/pci.pdf>>. Acessado em: 12 de Fevereiro de 2014.

CD Arc Stud Welding Gun With Range 3mm - 16mm. Disponível em: <http://www.arc-weldingmachine.com/china-portable_beautiful_outlook_cd_arc_stud_welding_gun_with_range_3mm_16mm_25v_60v-579357.html>. Acessado em: 20 de Julho de 2013.

Eduardo Almeida Blog. Disponível em: <<http://efalmeida.wordpress.com/tag/solda>>. Acessado em: 20 de Setembro de 2013.

Etched Cross Section of an Arc Weld Stud. Disponível em: <www.imageindustries.com/images/ph_etched_cross_section_lg.gif>. Acessado em: 27 de Março de 2014.

Experts in Stud Welding. Disponível em: <http://www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail/SouthernStudWeld/Experts_in_Stud_Welding/144307/0>. Acessado: em 20 de Julho de 2013.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7. Ed. São Paulo, BR: Pearson Prentice Hall, 2010.

HIBBELER, R. C. **Engineering Mechanics: Statics and Dynamics**. New York, USA: Macmillan, 1974. 2 v.

<http://www.thomas-welding.com/technique/Welding_tips/index.htm>. Acessado em: 13 de Abril de 2014.

<http://www.letu.edu/opencms/export/sites/default/_Academics/Engineering/engineering/welding/research/images/pastprojectimages/stud4.JPG>. Acessado em: 13 de Abril de 2014.

<http://www.sunbeltstudwelding.com/weldstuds/cd_spec.htm>. Acessado em: 13 de Abril de 2014.

MABIE, H. H. **Mechanisms and Dynamics of Machinery**. 4. Ed. New York, USA: Wiley, 1987.

MARINHO, I. J. P. **Projeto ótimo de estruturas metálicas de arribancadas reutilizáveis via ANSYS**. 198 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Centro Técnico Científico, Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2002.

Mini Free Mount Cylinder. Disponível em <content2.smcetech.com/pdf/CUJ.pdf>. Acessado em 07 de Abril de 2014.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 2. Ed. São-Paulo, BR: Bookman, 2007.

Power Valve: Regulator Valve Series VEX1. Disponível em <content2.smcetech.com/pdf/vex.pdf>. Acessado em: 07 de Abril de 2014.

RAMASAMY, S., GOULD J., WORKMAN D. **Design-of-Experiments Study to Examine the Effect of Polarity on Stud Welding**, Welding Journal, 2002.

REDDY, J. N. **An Introduction to the Finite Element Method**. 2. Ed. New York, USA: McGraw-Hill, 1993.

R. J. Kates Company. Disponível em: <<http://www.rjkates.com/images/Nelson-N1500i.png>>. Acessado em: 24 de Setembro de 2013.

SAMARDŽIĆ, I.; KLARIĆ, Š. **Analysis of Welding Parameters Distribution in Stud Arc Welding**. Disponível em: <https://bib.irb.hr/datoteka/301633.Samardzic_KlaricSiewert_2007.pdf>. Acessado em: 11 de Abril de 2014.

Sistemas de Equações Lineares. Disponível em: <http://www.ipb.pt/~balsa/teaching/MN08/Sist_Lin.pdf>. Acessado em: 02 de Abril de 2014.

Testing the Integrity of Welds Holding Threaded Studs onto Sheet Metal. Disponível em: <<http://www.mountztorque.com/blog/measure/testing-the-integrity-of-welds-holding-threaded-studs-onto-sheet-metal/#more-1439>>. Acessado em: 27 de Julho de 2013.

Valores máximos sugeridos para de teste torque. Disponível em: <www.torqueleader.com/linkservid/29AB8E2F-5056-9C00-4A88294860F5BB2E/showMeta/0/>. Acessado em: 07 de Abril de 2014.

ZAHAVI, E. **The Finite Element Method in Machine Design**. New Jersey, USA: Prentice-Hall, 1992.

WELDS – Static and Fatigue Strength. Disponível em: <<http://www.steel-insdag.org/TeachingMaterial/chapter30.pdf>>. Acessado em: 20 de Março de 2014.

APÊNDICE A – MALHAS UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES

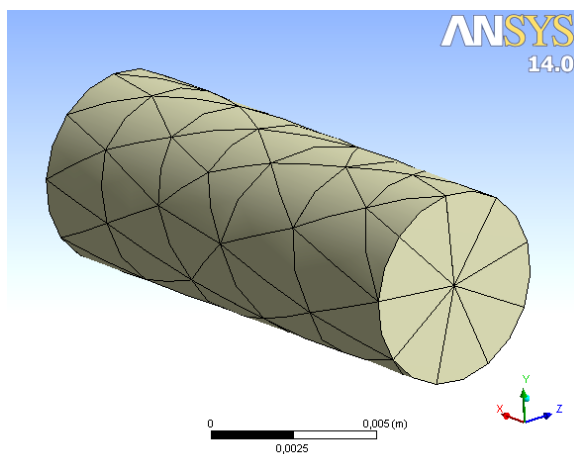


Figura 99 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 1.

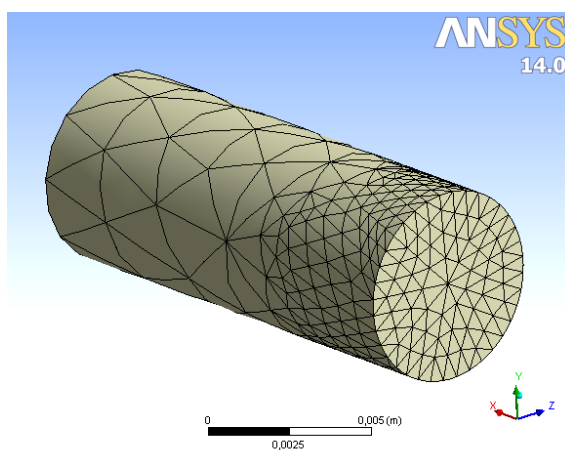


Figura 100 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 2.

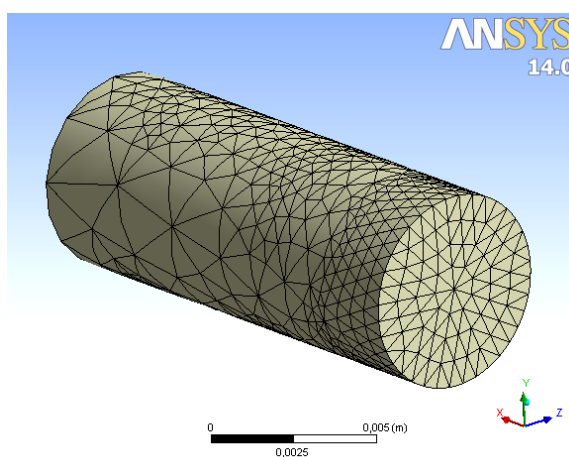


Figura 101 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 3.

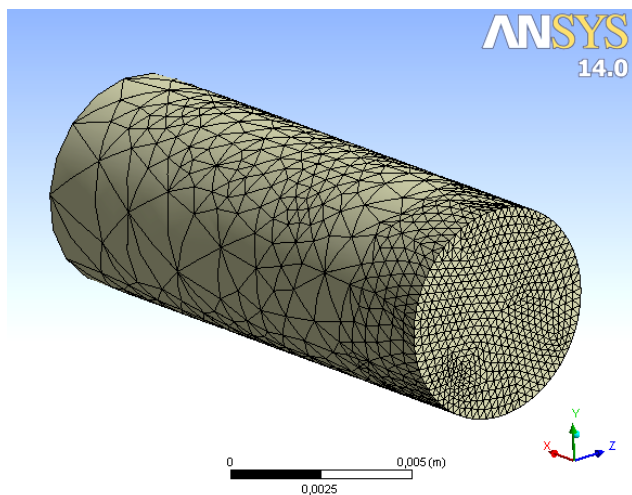


Figura 102 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 4.

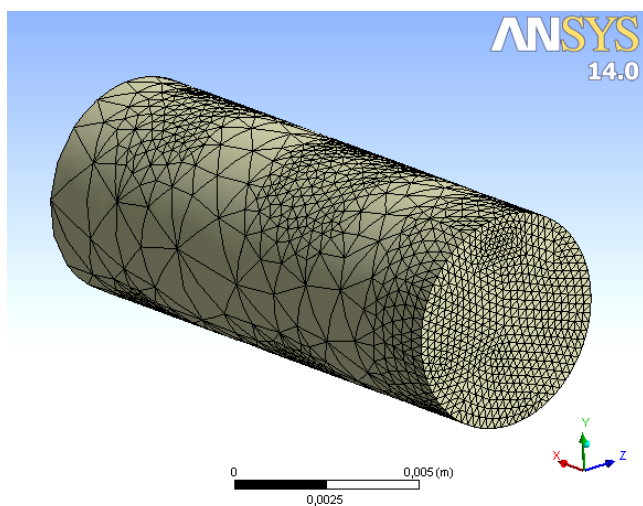


Figura 103 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 5.

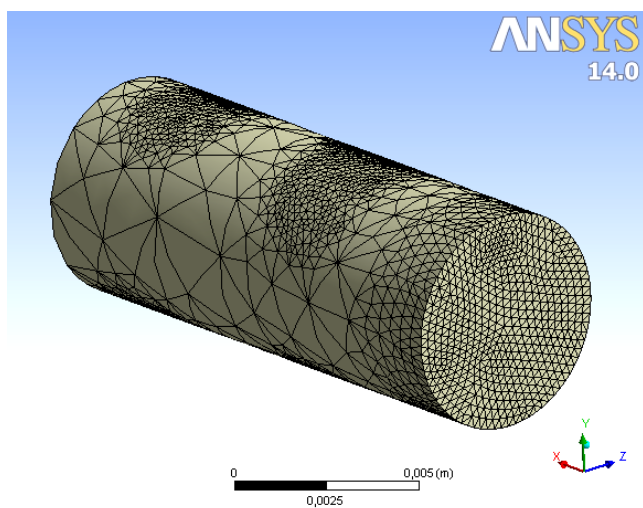


Figura 104 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 6.

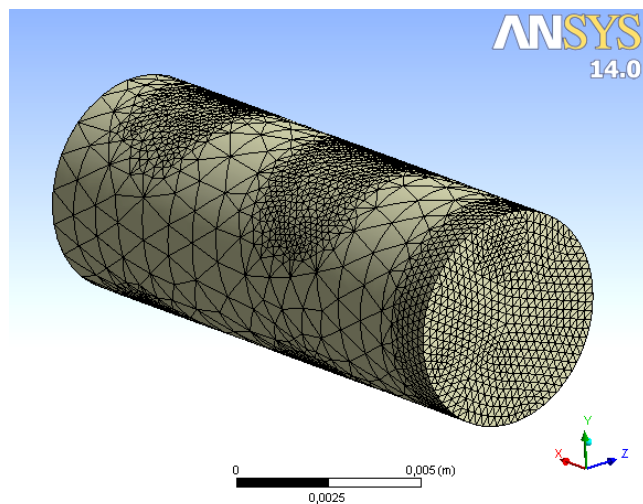


Figura 105 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 7.

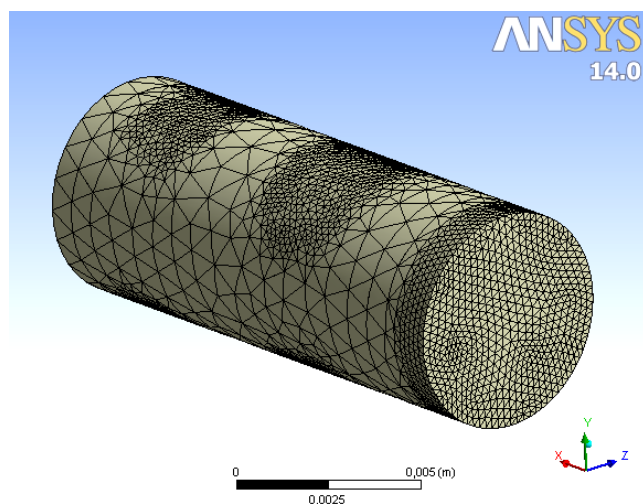


Figura 106 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 8.

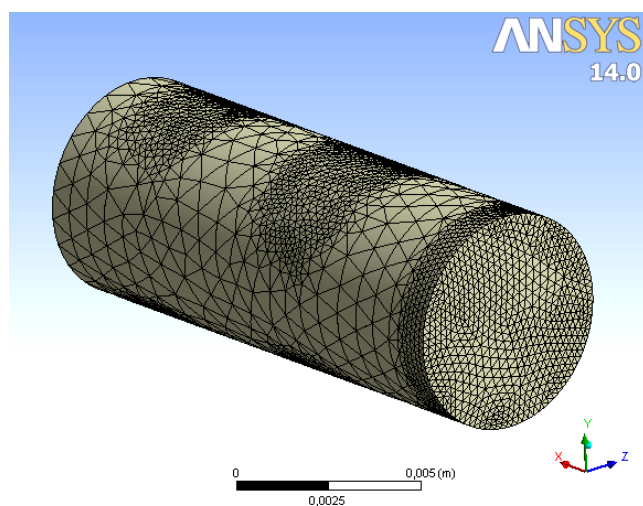


Figura 107 – Malha utilizada na simulação tetraédrica 9.

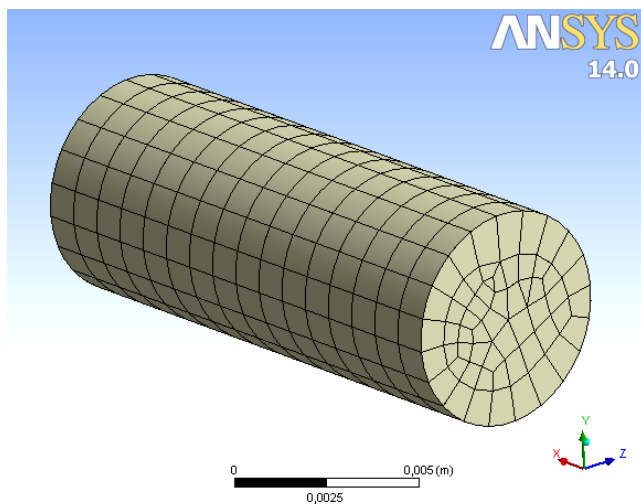


Figura 108 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 1.

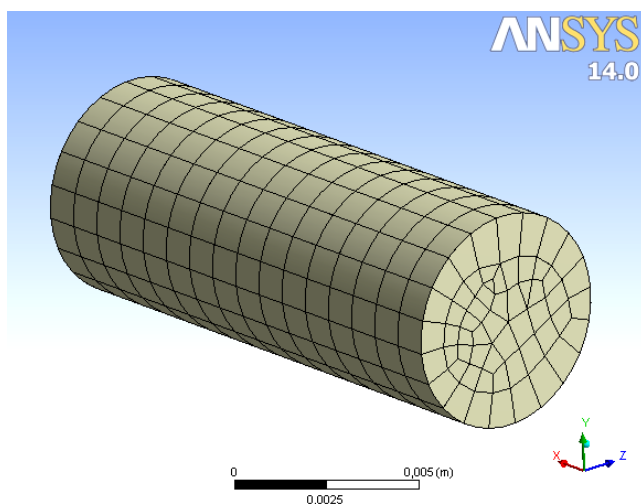


Figura 109 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 2.

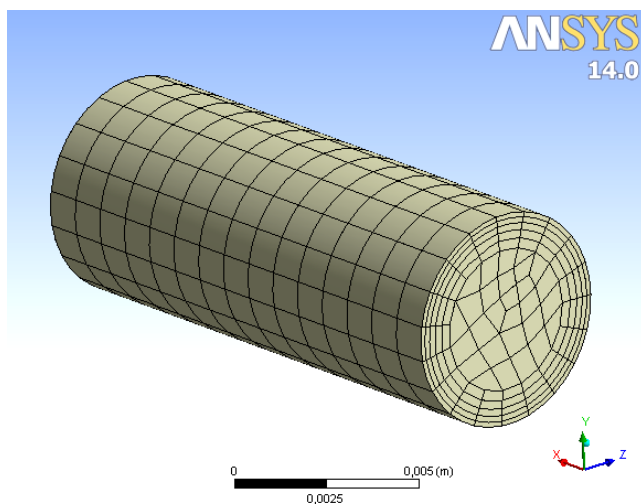


Figura 110 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 3.

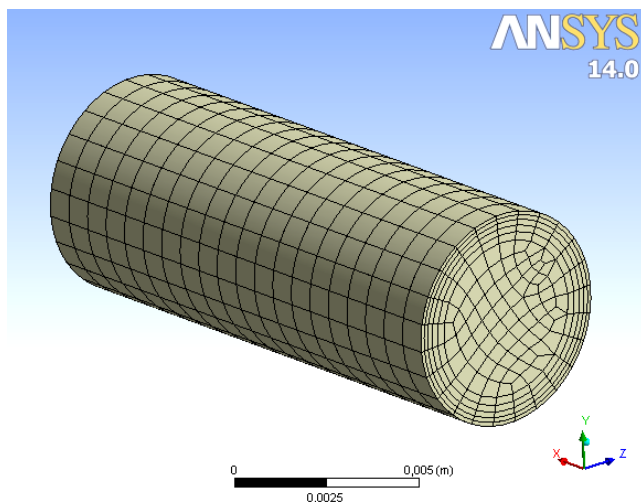


Figura 111 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 4.

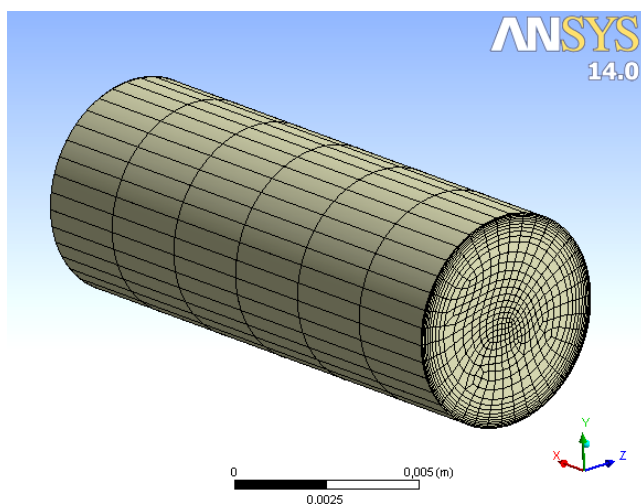


Figura 112 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 5.

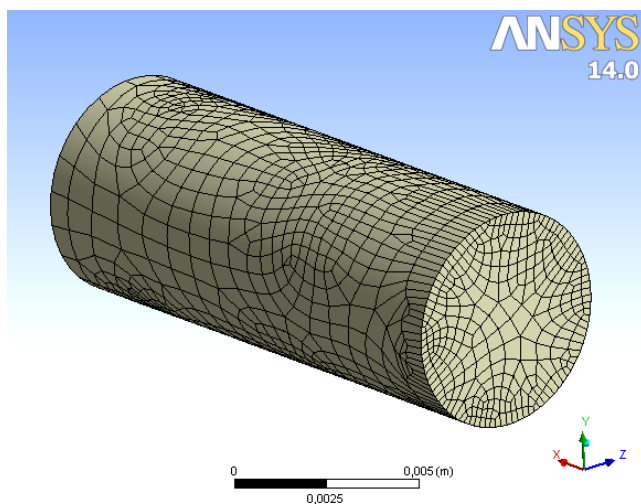


Figura 113 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 6.

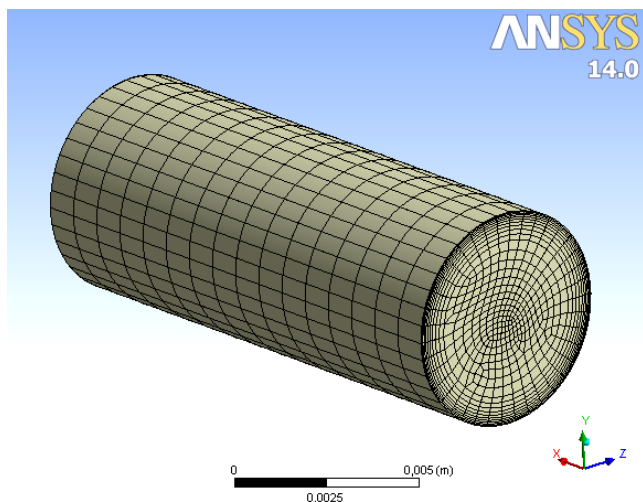


Figura 114 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 7.

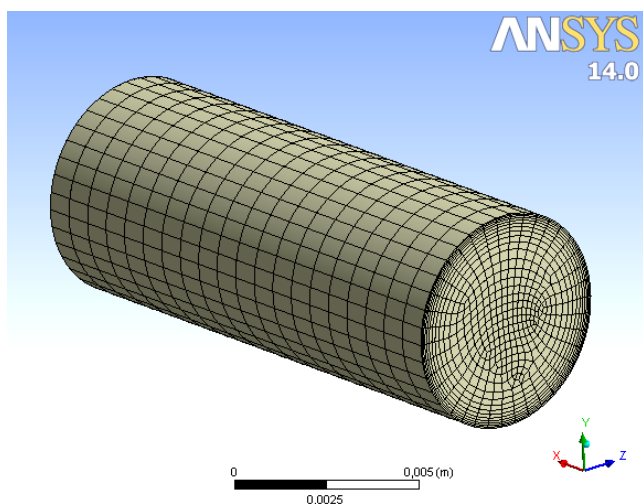


Figura 115 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 8.

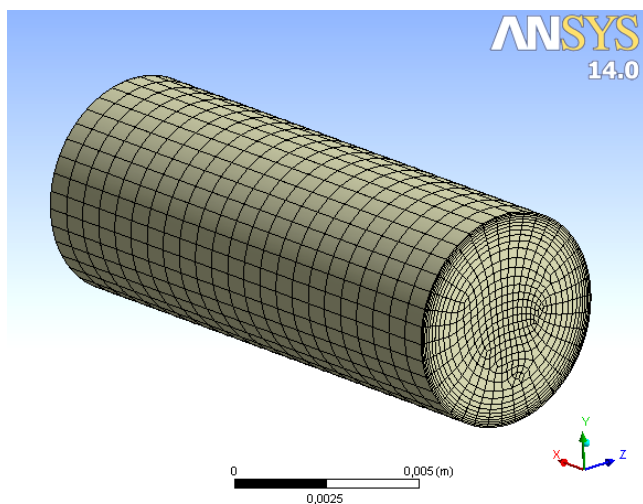


Figura 116 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 9.

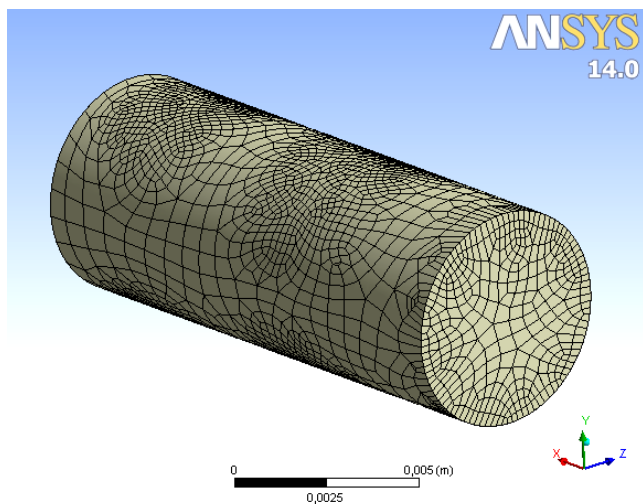


Figura 117 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 10.

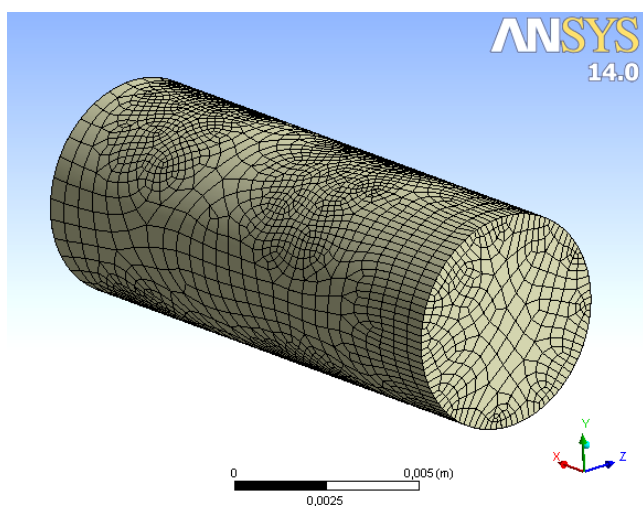


Figura 118 – Malha utilizada na simulação hexaédrica 11.

APÊNDICE B – MÉTRICAS DAS MALHAS UTILIZADAS

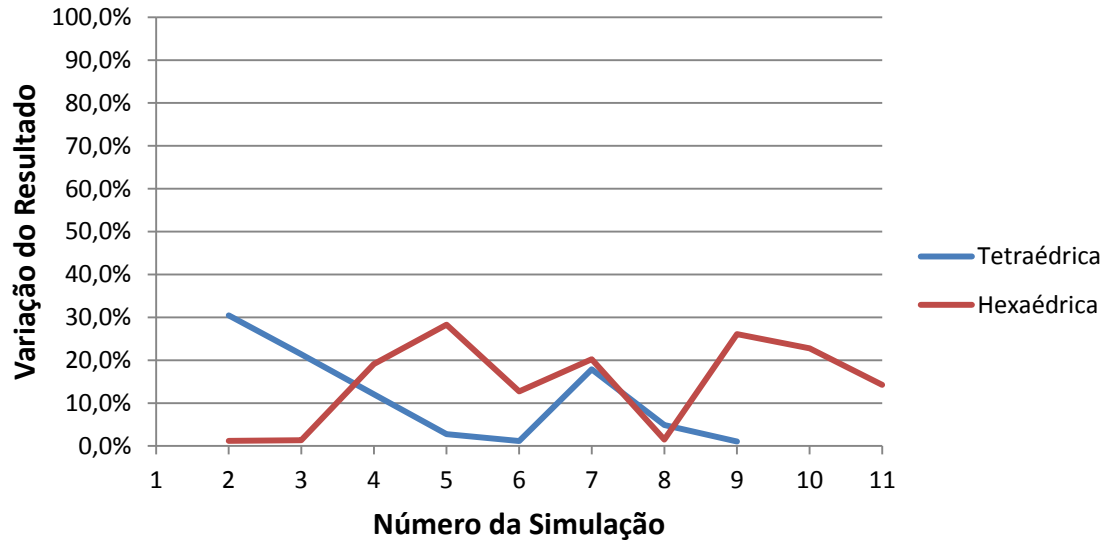


Figura 119 – Variação do resultado entre as sucessivas simulações.

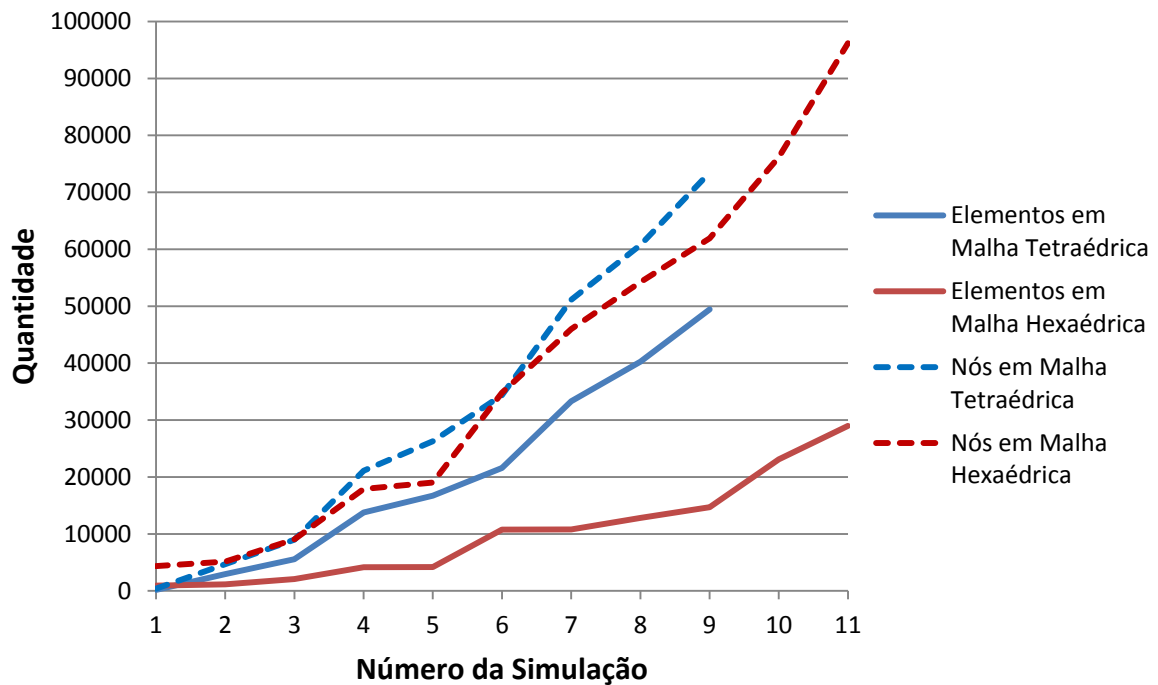


Figura 120 – Número de Elementos constituintes de cada malha utilizada.

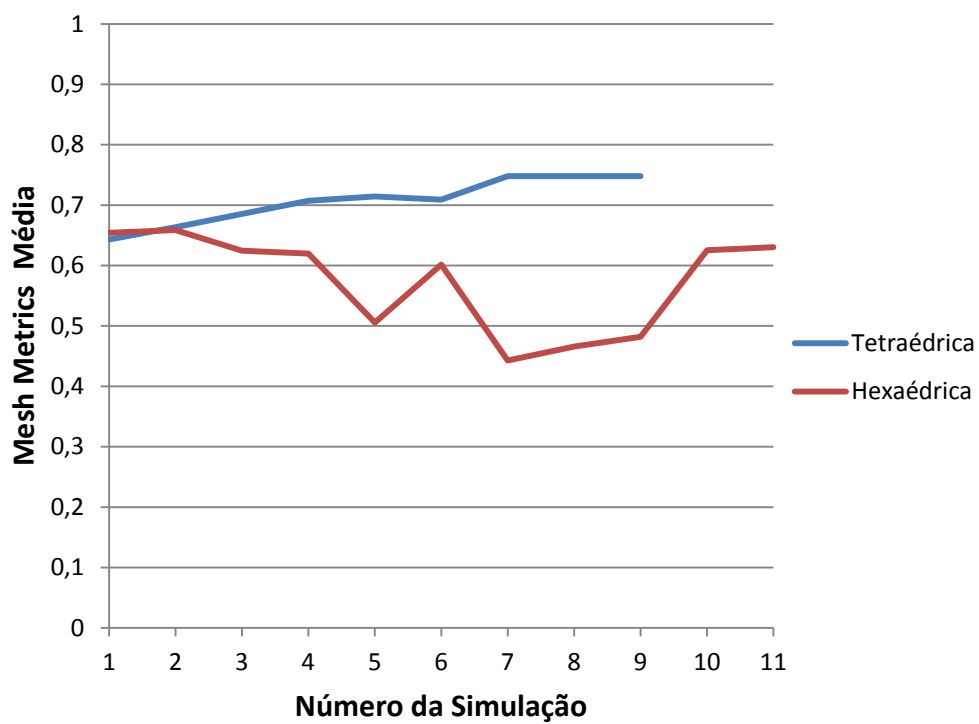


Figura 121 – *Mesh Metrics Average* de cada malha utilizada nas simulações.