



PROJETO DE CONCEÇÃO, DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE COMPONENTES PARA SUSPENSÃO DE MOTOCICLOS

AVELINO DE JESUS DA SILVA COSTA FERREIRA

Outubro de 2016

PROJETO DE CONCEÇÃO, DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE COMPONENTES PARA SUSPENSÃO DE MOTOCICLOS

Avelino de Jesus da Silva Costa Ferreira

2º ANO

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Engenharia Mecânica



PROJETO DE CONCEÇÃO, DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE COMPONENTES PARA SUSPENSÃO DE MOTOCICLOS

Avelino de Jesus da Silva Costa Ferreira
1100940

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor Fernando José Ferreira, Professor Coordenador do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP.

2º ANO

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

Orientador

Doutor Fernando José Ferreira

Professor Coordenador, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Doutor José Esteves

Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar ao meu orientador, Doutor Fernando José Ferreira por toda a disponibilidade e orientação durante a realização desta dissertação.

Ao Engenheiro Victor Fernando Moreira pela disponibilidade prestada relacionada com a maquiagem dos novos componentes.

Ao Engenheiro Gustavo Pinto pela disponibilidade prestada no auxílio à instrumentação com extensometria.

Agradeço aos meus pais e irmãos pelo incentivo e força entregue.

A todos os meus amigos do Instituto Superior de Engenharia do Porto que de alguma forma contribuíram no melhor caminho a seguir para que este projeto se concretizasse.

Ao auxílio técnico e material prestado pela IGUS.

PALAVRAS CHAVE

Veículos, Motociclo, Suspensões, Ensaios experimentais, Extensometria, Motocross, Simulação numérica

RESUMO

O trabalho desenvolvido nesta dissertação insere-se no âmbito do projeto, análise e desenvolvimento do produto. De forma particular, neste trabalho é realizado um estudo e desenvolvimento, da suspensão posterior de um motociclo, focado no melhoramento da sua progressividade. O motociclo em causa é da marca e modelo Yamaha YZ 125 de 2006 sendo utilizado em desporto motorizado.

Numa primeira fase são aplicadas as metodologias de engenharia inversa no estudo da referida suspensão, suas dimensões e comportamento cinemático permitindo obter gráficos do comportamento do sistema de suspensão. Foram concebidos novos componentes com dimensões alteradas para uma melhor resposta do sistema. Numa segunda fase é realizada a modelação 3D dos novos componentes de sistema de suspensão. Foram também aplicadas ferramentas de FEA para o cálculo das tensões e deslocamentos a que os componentes ficam sujeitos, recorrendo ao *software* SolidWorks e a sua ferramenta *simulation*. Posteriormente é realizado um teste prático da condução do motociclo e avaliação experimental de tensões através de extensometria elétrica.

KEYWORDS

Vehicles, Motorcycle, Suspensions, Experimental trials, Strain gauge, Motocross, Numerical simulation

ABSTRACT

The work in this thesis is part of the scope of design, analysis and product development. In particular, this work is a study and development of the rear suspension of a motorcycle, focused on improving its progressiveness. The motorcycle in question is a Yamaha YZ 125 2006 model, which is used in motorsport.

Initially methodologies of reverse engineering were used in the referred suspension study, its dimensions and kinematic behaviour have allowed to obtain graphics of the suspension system behaviour. New components were designed with changed dimensions, in order to get a better system response. In a second phase the 3D modeling of new suspension system components was performed. FEA tools were also applied in order to calculate the stress and displacement to which the components were subject to, using the SolidWorks software and its simulation tool. Later a practical motorcycle driving test was made as well as an experimental evaluation of tension through an electrical extensometer.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

ABS	<i>Anti-lock Brake System</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
Al	Alumínio
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CNC	Controlo Numérico Computarizado
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
PDS	<i>Progressive Damping System</i>
PVC	<i>PolyVinyl Chloride</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
Ti	Titânio
V	Vanádio
2D	Duas Dimensões
3D	Três Dimensões

Lista de Unidades

cm	Centímetro
GPa	Gigapascal
g	Gramas
HV	Dureza Vickers
kg	Quilograma
MPa	Megapascal
m	Metro
mm	Milímetro
N	Newton

Lista de Símbolos

D_a	Deslocamento do amortecedor
D_r	Deslocamento da roda
E	Módulo de Elasticidade (Young)
F_{roda}	Força na roda
F_{mola}	Força da mola
F_x	Força no eixo x
F_y	Força no eixo y
k	Constante elástica da mola
K_{Ic}	Tenacidade à fratura

R_d	Razão de deslocamento
x	Deslocamento da mola/amortecedor
σ_y	Tensão limite elástico
σ_f	Tensão limite de fadiga
ρ	Massa volúmica
ω_i	Importância da propriedade i
β_i	Fator de ponderação
$\mu\epsilon$	<i>Micro strain</i>

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Dry-Tech	Tecnologia de casquilhos e rolamentos isenta de lubrificação
Shimming	Oscilações laterais indesejáveis, na direção do motociclo

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – SPEEDWAY, (INFLUX, 2016)	35
FIGURA 2 – <i>MOTOCROSS</i> , (BRMX, 2015)	36
FIGURA 3 – RECEÇÃO DE UM SALTO, (METAL MULISHA, 2013)	36
FIGURA 4 – SISTEMA DE BIELAS DEBAIXO DO AMORTECEDOR TRASEIRO EM CHASSIS <i>MOTOGP</i> , (BLOG HONDA, 2016)	37
FIGURA 5 – SISTEMA DE BIELAS KTM EM CHASSIS <i>MOTOCROSS</i> , (VITAL MX, 2011)	37
FIGURA 6 – BIELAS DA RIDE ENGINEERING, (VITAL MX, 2011)	38
FIGURA 7 – CONJUNTO DE BIELAS <i>PRO CIRCUIT</i> , (<i>MOTOCROSS PERFORMANCE</i> , 2015)	38
FIGURA 8 – MONO BRAÇO DA GS 1200, (CYCLE WORLD, 2013)	40
FIGURA 9 – MONO BRAÇO PARA USAR CORRENTE DE TRANSMISSÃO, (JPARTS, 2016)	40
FIGURA 10 – ESFORÇOS PRESENTES NUM BRAÇO-OSCILANTE DE DUPLO BRAÇO, (NEWSBOT, 2016)	40
FIGURA 11 – AMORTECEDOR DE AUTOMÓVEL, (MONROE, 2011)	41
FIGURA 12 – AMORTECEDOR OHLINS DE MOTOCICLO, (DISCOUNT, 2012)	41
FIGURA 13 – SAG, (OHLINS, 2011)	42
FIGURA 14 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO	43
FIGURA 15 – GEOMETRIAS	44
FIGURA 16 – VARIAÇÃO DE <i>TRAIL</i> , (FOALE, 2002)	45
FIGURA 17 – <i>TRAIL REAL</i> (1 - ANTERIOR, 2 - POSTERIOR)	46
FIGURA 18 – PORMENOR <i>TRAIL MECÂNICO</i>	46
FIGURA 19 – RELAÇÃO ENTRE <i>RAKE</i> E <i>TRAIL</i>	46
FIGURA 20 – <i>OFFSET</i> DA MESA DE DIREÇÃO, (AUTOEVOLUTION, 2014)	47
FIGURA 21 – <i>OFFSET</i> , (FOALE, 2002)	47
FIGURA 22 – YAMAHA R1M 2016, <i>RAKE</i> DE 24,0° E <i>TRAIL</i> 101,6 MM, (YAMAHA, 2016)	48
FIGURA 23 – YAMAHA SUPERTENERÉ 2016, <i>RAKE</i> DE 28,0° E <i>TRAIL</i> NÃO DISPONÍVEL, (YAMAHA, 2016)	48
FIGURA 24 – YAMAHA RAIDER BULLET COWL 2015, <i>RAKE</i> DE 33,0° + 6° NAS MESAS DE DIREÇÃO RESULTANDO NUM <i>TRAIL</i> DE 102 MM, (YAMAHA, 2016)	49
FIGURA 25 – YAMAHA YZ 125 2006, <i>RAKE</i> 25,5° E <i>TRAIL</i> 104,90 MM, (YAMAHA, 2016)	49
FIGURA 26 – BMW R75/5, <i>RAKE</i> 27° E <i>TRAIL</i> 89 MM, (FOALE, 2002)	50
FIGURA 27 – <i>OFFSET</i> BMW R75/5, (FOALE, 2002)	50
FIGURA 28 – BMW R75/5 COM <i>OFFSET</i> NULO, ÂNGULO DE <i>CASTER</i> 15° E <i>TRAIL</i> ORIGINAL, (FOALE, 2002)	51
FIGURA 29 – BMW R75/5 COM <i>OFFSET</i> NEGATIVO, ÂNGULO DE <i>CASTER</i> 0° E <i>TRAIL</i> ORIGINAL, (FOALE, 2002)	52
FIGURA 30 – “DOUBLE WISHBONE SUSPENSION SYSTEM”, (FOALE, 2002)	53
FIGURA 31 – COMPRESSÃO TOTAL DA DIANTEIRA DURANTE TRAVAGEM, (SPL170DB, 2015)	54
FIGURA 32 – DIMINUIÇÃO DO RASTO DE <i>CASTER</i> , (FOALE, 2002)	55
FIGURA 33 – <i>ANTI-DIVE</i> DO SISTEMA BMW TELELEVER, (FOALE, 2002)	55
FIGURA 34 – SISTEMA TELELEVER, (FOALE, 2002)	56
FIGURA 35 – LOCALIZAÇÃO DA VÁLVULA ADICIONAL LIGADA À FORQUETA.	57

FIGURA 36 – SUZUKI KATANA 1100	57
FIGURA 37 – DUOLEVER PELA BMW MOTORRAD	58
FIGURA 38 – YAMAHA VIRAGO 1990	59
FIGURA 39 – EXEMPLIFICAÇÃO DO SISTEMA DA YAMAHA VIRAGO	59
FIGURA 40 – YAMAHA <i>TRAIL</i> 125 1975	60
FIGURA 41 -EXEMPLIFICAÇÃO DO SISTEMA DA YAMAHA <i>TRAIL</i>	61
FIGURA 42 – VESPA FL 125 1991	62
FIGURA 43 – EXEMPLIFICAÇÃO DO SISTEMA DA VESPA FL 125	62
FIGURA 44 – YAMAHA DT 50 MX	64
FIGURA 45 – EFEITOS GEOMÉTRICOS DT 50 MX, (FOALE, 2002)	64
FIGURA 46 – EXEMPLIFICAÇÃO DO SISTEMA DA YAMAHA DT 50 MX	64
FIGURA 47 – KTM 250 EXC 2005	66
FIGURA 48 – 1 - AMORTECEDOR PROGRESSIVO WP; 2 - AMORTECEDOR PROGRESSIVO DE ORIGEM	66
FIGURA 49 – EXEMPLIFICAÇÃO DO SISTEMA DA KTM 250 EXC	67
FIGURA 50 – <i>LINK1</i> (1); <i>LINK2</i> (2)	68
FIGURA 51 – EXEMPLIFICAÇÃO SISTEMA DA YAMAHA YZ 125	68
FIGURA 52 – <i>LINKS</i> ALINHADOS	69
FIGURA 53 – <i>LINK1</i> DISTÂNCIA A.	79
FIGURA 54 – <i>LINK 2</i> , DISTÂNCIAS B C E D.	79
FIGURA 55 – VARIAÇÃO DA ALTURA	85
FIGURA 56 – VARIAÇÃO <i>OFFSET</i> PELA <i>XTRIG</i>	86
FIGURA 57 – MESA DE DIREÇÃO <i>XTRIG</i>	87
FIGURA 58 – DIAGRAMA DE MICHAEL F. ASHBY, (ASHBY, 2005)	91
FIGURA 59 – <i>LINK</i> ORIGINAL YAMAHA MT-07 EM AÇO, (EXTREME CREATIONS, 2016)	96
FIGURA 60 – <i>LINK</i> ORIGINAL YAMAHA MT-07 (SUPERIOR), <i>LINK</i> DA EXTREME CREATIONS PARA MT-07(INFERIOR), (EXTREME CREATIONS, 2016)	97
FIGURA 61 – <i>LINK</i> EM AÇO PARA YAMAHA YFZ 450, (RACING, 2016)	97
FIGURA 62 – <i>LINK</i> ORIGINAL EM ALUMÍNIO SUZUKI RM-Z450, (MOTOCROSS ACTION MAGAZINE, 2013)	97
FIGURA 63 – <i>LINK</i> ALUMÍNIO NIHILO PARA KTM, (VITAL MX, 2014A)	98
FIGURA 64 – <i>LINKS</i> RIDE ENGINEERING EM ALUMÍNIO, (VITAL MX, 2014B)	98
FIGURA 65 – <i>LINK PRO CIRCUIT</i> EM ALUMÍNIO, (PRO CIRCUIT, 2016)	98
FIGURA 66 – ROLAMENTO DE AGULHAS COM CAPA ESTAMPADA E EXTREMIDADES ABERTAS, (SKF, 2016)	99
FIGURA 67 – ROLAMENTO DE AGULHAS COM CAPA ESTAMPADA E COM UMA EXTREMIDADE FECHADA, (SKF, 2016)	99
FIGURA 68 – ROLAMENTO COM CONJUNTO COMPLETO DE AGULHAS COM CAPA ESTAMPADA E EXTREMIDADES ABERTAS, (SKF, 2016)	100
FIGURA 69 – BERGAMONT <i>CONTRAIL</i> MGN, (BERGAMONT, 2016)	101
FIGURA 70 – CASQUILHOS IGUS J NA BERGAMONT <i>CONTRAIL</i> , (IGUS, 2016C)	101
FIGURA 71 – IGUS G300 PRESENTE NO AMORTECEDOR 5TH ELEMENT, (IGUS, 2016B)	101
FIGURA 72 – PEDAL STRAITLINE USA IGUS G300, (MANUS, 2011)	102
FIGURA 73 – IGUS J, (IGUS, 2016A)	102

FIGURA 74 – <i>LINK1</i>	103
FIGURA 75 – <i>LINK2</i>	104
FIGURA 76 – MEDIÇÕES DO <i>LINK1</i> (ESQUERDA) ORIGINAL E <i>LINK2</i> (DIREITA)	104
FIGURA 77 – MODELAÇÃO DO <i>LINK1</i>	105
FIGURA 78 – MODELAÇÃO DO <i>LINK2</i>	105
FIGURA 79 – LIMITADOR BATENTE DO AMORTECEDOR	107
FIGURA 80 – POSIÇÃO DOS <i>LINKS</i> ORIGINAIS QUANDO O BATENTE DO AMORTECEDOR COMEÇA A ATUAR	107
FIGURA 81 – <i>LINK2</i> EM CONTACTO COM O BRAÇO OSCILANTE	108
FIGURA 82 – <i>LINK2</i> EM CONTACTO COM O BRAÇO OSCILANTE	108
FIGURA 83 – CONTACTO DA RODA POSTERIOR COM O PARA LAMAS.	109
FIGURA 84 – POSIÇÃO DO SISTEMA COM 315MM DE CURSO DA RODA	109
FIGURA 85 – INCLINAÇÃO DO AMORTECEDOR	110
FIGURA 86 – ESTRUTURA SIMULADA EM FTOOL	111
FIGURA 87 – ESFORÇO AXIAL	111
FIGURA 88 – ESFORÇO TRANSVERSO	112
FIGURA 89 – MOMENTO FLETOR	112
FIGURA 90 – CONFIGURAÇÃO DEFORMADA	113
FIGURA 91 – SIMPLIFICAÇÃO DO QUADRO	114
FIGURA 92 – SIMPLIFICAÇÃO DO BRAÇO-OSCILANTE	114
FIGURA 93 – CASQUILHO AUTO-LUBRIFICADO IGUS	115
FIGURA 94 – EXEMPLO DE VEIOS E CASQUILHO UTILIZADO NA SIMULAÇÃO	115
FIGURA 95 – PERSPETIVA DIMÉTRICA DOS CASQUILHOS IGUS + <i>LINK1</i> + <i>LINK2</i>	116
FIGURA 96 – PERSPETIVA DIMÉTRICA DA MONTAGEM NA POSIÇÃO DE 315 MM	116
FIGURA 97 – CONDIÇÕES FRONTEIRA PARA CONFIGURAÇÃO DE 315 MM	117
FIGURA 98 – FORÇA APLICADA COM A INCLINAÇÃO DO AMORTECEDOR (SETAS ROXAS, VER FIGURA 80), 23,41° COM O EIXO YY.	118
FIGURA 99 – SETAS VERDES REPRESENTAM AS ZONAS FIXAS.	118
FIGURA 100 – MALHA REFINADA	119
FIGURA 101 – DIAGRAMA DE TENSÕES DO CONJUNTO	120
FIGURA 102 – DIAGRAMA DE DESLOCAMENTOS DO CONJUNTO	120
FIGURA 103 – TENSÃO MÁXIMA NO <i>LINK1</i>	121
FIGURA 104 – TENSÃO MÁXIMA NO <i>LINK2</i>	121
FIGURA 105 – ZONA CRÍTICA 1 (ESQUERDA) E 2 (DIREITA)	122
FIGURA 106 – ZONA CRÍTICA 3 (ESQUERDA) E 4 (DIREITA)	122
FIGURA 107 – ESFORÇO AXIAL EM CONFIGURAÇÃO DE 90 MM	123
FIGURA 108 – ESFORÇO TRANSVERSO EM CONFIGURAÇÃO DE 90 MM	124
FIGURA 109 – MOMENTO FLETOR EM CONFIGURAÇÃO DE 90 MM	124
FIGURA 110 – DIREÇÃO DO ESFORÇO DE TRAÇÃO	125
FIGURA 111 – FIXAÇÃO NO QUADRO (SETAS VERDES) E ESFORÇO DE TRAÇÃO (SETAS ROXAS)	125
FIGURA 112 – MALHA REFINADA <i>LINK1</i>	125
FIGURA 113 – DIAGRAMA DE TENSÕES <i>LINK1</i>	126
FIGURA 114 – DIAGRAMA DE DESLOCAMENTOS DO <i>LINK1</i>	126

FIGURA 115 – DIAGRAMA DE TENSÕES DO <i>LINK1</i> DEFORMADO, VISTA DE TOPO	127
FIGURA 116 – <i>LINK1</i> KTM 250 SXF, VISTA DE TOPO, (K22, 2014)	128
FIGURA 117 – <i>LINK1</i> KTM 250 SXF, VISTA DE PERFIL, (K22, 2014)	128
FIGURA 118 – FIXO (SETAS VERDES), FORÇA DO AMORTECEDOR E REAÇÃO DO <i>LINK1</i> (SETAS ROXAS)	129
FIGURA 119 – EIXOS COORDENADOS DE REFERÊNCIA PARA AS FORÇAS.	129
FIGURA 120 – MALHA <i>LINK2</i>	130
FIGURA 121 – DIAGRAMA DE TENSÕES DO <i>LINK2</i>	130
FIGURA 122 – DIAGRAMA DE DESLOCAMENTOS DO <i>LINK2</i>	131
FIGURA 123 – DIAGRAMA DE TENSÕES DO <i>LINK2</i> DEFORMADO	131
FIGURA 124 – <i>LINK2</i> DA KTM 250 SXF 2015, (K22, 2014)	132
FIGURA 125 – <i>LINK2</i> , VEIO, PARAFUSO E ROLAMENTOS DA KTM 250 SXF 2015, (K22, 2014)	132
FIGURA 126 – HAAS VF2, (HAAS, 2016)	133
FIGURA 127 – ALTERAÇÃO GEOMÉTRICA NO <i>LINK1</i>	134
FIGURA 128 – AUMENTO DE 2 MM NA LARGURA DA HASTE DO <i>LINK1</i>	134
FIGURA 129 – AUMENTO DE 2 MM NA ALTURA DA HASTE DO <i>LINK1</i>	134
FIGURA 130 – AUMENTO DO RAIOS DE CONCORDÂNCIA INTERIOR DO <i>LINK1</i>	135
FIGURA 131 – AUMENTO DO RAIOS DE CONCORDÂNCIA INTERIOR DO <i>LINK2</i>	135
FIGURA 132 – ALUMÍNIO 6082-T651	136
FIGURA 133 – CASQUILHO IGUS J	136
FIGURA 134 – VEIOS DE AÇO CK 45	137
FIGURA 135 – VEDANTE DA OPTIVEDA, 20X28X4	137
FIGURA 136 – NOVO <i>LINK1</i>	138
FIGURA 137 – NOVO <i>LINK1</i> , VISTA DE TOPO.	138
FIGURA 138 – NOVO <i>LINK2</i>	138
FIGURA 139 – NOVO <i>LINK2</i> , VISTA DE TOPO	139
FIGURA 140 – CONJUNTO DOS NOVOS <i>LINKS</i>	139
FIGURA 141 – USO DO MANDRIL NO <i>LINK1</i>	140
FIGURA 142 – REMOVEDOR DE REBARBA (MASTERCOOL, 2016)	140
FIGURA 143 – TORNEAMENTO DOS CASQUILHOS IGUS J	141
FIGURA 144 – PRENSA HIDRÁULICA	141
FIGURA 145 – MONTAGEM DO CASQUILHO NA PRENSA HIDRÁULICA	142
FIGURA 146 – PARAFUSOS ORIGINAIS	142
FIGURA 147 – CASQUILHOS COLOCADOS, <i>LINK1</i> , <i>LINK2</i> E VEIOS	143
FIGURA 148 – VEIOS COLOCADOS	143
FIGURA 149 – PORMENOR DE VEDANTES E VEIOS COLOCADOS	143
FIGURA 150 – TODOS OS NOVOS COMPONENTES	144
FIGURA 151 – CONJUNTO COMPLETO COM PARAFUSOS ORIGINAIS, PRONTO A SER UTILIZADO	144
FIGURA 152 – LOCALIZAÇÃO EXTENSÓMETRO	145
FIGURA 153 – CAMINHO DOS FIOS	146
FIGURA 154 – ESQUEMA DE EXTENSÓMETRO (HBM, 2014)	146
FIGURA 155 – CABO MULTIFILAR (MAUSER, 2016)	147
FIGURA 156 – PREPARAÇÃO DE BASE	147
FIGURA 157 – LIMPEZA DA PEÇA	148

FIGURA 158 – REMOVER FITA COLA	148
FIGURA 159 – LEVANTAMENTO DO EXTENSÓMETRO	149
FIGURA 160 – PINGO DE COLA NA PEÇA	149
FIGURA 161 – SECAGEM DA COLA COM DEDO POR CIMA DA FITA COLA	149
FIGURA 162 – REMOÇÃO DA FITA COLA	150
FIGURA 163 – LOCALIZAÇÃO DO EXTENSÓMETRO 1	150
FIGURA 164 – LOCALIZAÇÃO DO EXTENSÓMETRO 2	151
FIGURA 165 – LOCALIZAÇÃO DO EXTENSÓMETRO 3	151
FIGURA 166 – LOCALIZAÇÃO DO EXTENSÓMETRO 4	152
FIGURA 167 – YZ 125 DE 2006 E SUPORTE	152
FIGURA 168 – NOVOS <i>LINKS</i> COLOCADOS NO MOTOCICLO	153
FIGURA 169 – YZ 125 2006 EM CAVALETE, SEM CARGA APLICADA.	153
FIGURA 170 – VISHAY P3, GRAVADOR E INDICADOR DE DEFORMAÇÕES	154
FIGURA 171 – LIGAÇÕES DOS EXTENSÓMETROS À VISHAY P3	155
FIGURA 172 – POSIÇÃO DO MOTOCICLO COM CARREGAMENTO PARA 90 MM DE AMORTECEDOR	155
FIGURA 173 – VERIFICAÇÃO DA POSIÇÃO DE 90 MM, CORRESPONDENTE AO COMPRIMENTO DE 173 MM DA MOLA	156
FIGURA 174 – CONFIGURAÇÃO DO <i>LINK1</i> E <i>LINK2</i> PARA 90 MM DE AMORTECEDOR	156
FIGURA 175 – VALORES DE DEFORMAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS	157
FIGURA 176 – DEFORMAÇÕES EM SOLIDWORKS DOS EXTENSÓMETROS 3 E 4	158
FIGURA 177 – DEFORMAÇÃO EM SOLIDWORKS DO EXTENSÓMETRO 2	158
FIGURA 178 – DEFORMAÇÃO, EQUIVALENTE, EM SOLIDWORKS DO EXTENSÓMETRO 1	159
FIGURA 179 – YZ 125 DE 2006 NO LOCAL DE TESTES	161
FIGURA 180 – MESA DE SUPORTE AO MATERIAL PARA PERMUTA DE GEOMETRIAS	161
FIGURA 181 – EXEMPLIFICAÇÃO DO EFEITO DA ALTURA ANTERIOR SUPERIOR À POSTERIOR, (<i>MOTOCROSS</i> , 2016B)	162
FIGURA 182 – SUSPENSÃO DIANTEIRA ACIMA DA MESA DE DIREÇÃO	163
FIGURA 183 – NOVA GEOMETRIA, TESTE PRÁTICO	163
FIGURA 184 – NOVA GEOMETRIA, VISTA DEBAIXO DO MOTOCICLO	164
FIGURA 185 – ACELERAÇÃO EM CURVA, (<i>MOTOCROSS</i> , 2016C)	165
FIGURA 186 – ABSORÇÃO DE LOMBAS EM APROXIMAÇÃO A UMA CURVA, (<i>MOTOCROSS</i> , 2016A)	165
FIGURA 187 – SUJIDADE NO VEIO	166
FIGURA 188 – SUJIDADE NOS CASQUILHOS	166
FIGURA 189 – METADE DO LADO DIREITO LIMPA	166

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – CASOS EXPERIMENTAIS, (FOALE, 2002)	51
TABELA 2 – FIM DE CURSO	77
TABELA 3 – DIFERENÇA DE ALTURAS	77
TABELA 4 – MEDIDAS <i>LINK2</i>	80
TABELA 5 – NOVAS GEOMETRIAS YZ 125 2006	88
TABELA 6 – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	92
TABELA 7 – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS SELECIONADOS	93
TABELA 8 – IMPORTÂNCIA DAS PROPRIEDADES (ΩI)	94
TABELA 9 – PROPRIEDADES	94
TABELA 10 – PROPRIEDADES PONDERADAS (BI)	94
TABELA 11 – ÍNDICE DE DESEMPENHO	95
TABELA 12 – LIMITADORES DO SISTEMA	106
TABELA 13 – DIMENSÕES DO EXTENSÓMETRO	146
TABELA 14 – LIGAÇÕES CORRESPONDENTES AOS EXTENSÓMETROS	154
TABELA 15 – COMPARAÇÃO DE VALORES DE DEFORMAÇÃO	160

ÍNDICE DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO YAMAHA VIRAGO	60
GRÁFICO 2 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO YAMAHA TRAIL	61
GRÁFICO 3 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO VESPA FL	63
GRÁFICO 4 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO YAMAHA DT 50 MX	65
GRÁFICO 5 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO KTM 250 EXC	67
GRÁFICO 6 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO YAMAHA YZ 125	70
GRÁFICO 7 – COMPARAÇÃO DOS SISTEMAS	71
GRÁFICO 8 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO PARA VÁRIAS MEDIDAS DE <i>LINK1</i>	76
GRÁFICO 9 – FORÇA NA RODA – DESLOCAMENTO DA RODA	78
GRÁFICO 10 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO PARA AS VÁRIAS MEDIDAS DE <i>LINK2</i>	81
GRÁFICO 11 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (50 - 120 MM)	82
GRÁFICO 12 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (120 - 180 MM)	82
GRÁFICO 13 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (200 - 230 MM)	83
GRÁFICO 14 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (230 - 260 MM)	83
GRÁFICO 15 – RAZÃO DE DESLOCAMENTO DAS NOVAS GEOMETRIAS	88
GRÁFICO 16 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (50 – 150 MM)	89
GRÁFICO 17 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (180 – 230 MM)	89
GRÁFICO 18 – FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA (230 – 290 MM)	90

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	Objetivos	32
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	Estabilidade	39
2.2	Definições básicas	39
2.2.1	Braço-oscilante	39
2.2.2	Amortecedor	41
2.2.3	<i>Sag</i>	42
2.3	Razão de deslocamento	43
2.4	Ângulos de geometria	44
2.4.1	Rasto de <i>caster</i> ou <i>Trail</i>	44
2.4.2	<i>Offset</i>	47
2.4.3	<i>Caster</i> ou <i>rake</i>	48
2.4.4	Influência do <i>caster</i> e <i>Trail</i> em motocicletas	49
2.4.5	<i>Anti-dive</i> e o seu efeito no rasto de <i>caster</i>	54
2.5	Evolução do sistema de suspensão traseiro dos motocicletas	58
2.5.1	Yamaha Virago 1990	59
2.5.2	Yamaha <i>Trail</i> 125 1975	60
2.5.3	Vespa FL 125 1991	61
2.5.4	Yamaha DT 50 MX 1985	63
2.5.5	KTM 250 EXC 2005	65
2.5.6	Yamaha YZ 125 1999	67
2.5.7	Em comparação	70
3	DESENVOLVIMENTO	75
3.1	Sistema de suspensão de bielas (<i>linkage system</i>)	75
3.1.1	<i>Link1</i>	75
3.1.2	<i>Link2</i>	79
3.1.3	Influência da altura do motociclo	85
3.2	Nova geometria YZ 125 2006	87

3.3	Seleção de material pelo método das matrizes de seleção	90
3.4	Rolamentos VS casquilhos	99
3.4.1	Rolamentos	99
3.4.2	Casquilhos	100
3.5	Medição e desenho do novo conjunto de <i>Links</i>	103
3.6	Análise numérica FEA	105
3.6.1	Análise por elementos finitos do conjunto	105
3.6.2	Análise por elementos finitos do <i>link1</i>	123
3.6.3	Análise por elementos finitos do <i>link2</i>	129
3.7	Fabrico	133
3.8	Avaliação experimental	145
3.8.1	Validação experimental	145
3.8.2	Aferição da manobrabilidade do motociclo	160
4	CONCLUSÕES	169
4.1	CONCLUSÕES	169
4.1.1	Sugestão de trabalhos futuros	171
5	BIBLIOGRAFIA	175
5.1	Referências bibliográficas	175
6	ANEXOS	181
6.1	ANEXO1 – Desenhos 2D em SolidWorks de auxílio ao estudo da razão de deslocamento	181
6.1.1	Yamaha Virago 1990	181
6.1.2	Yamaha Trail 125 1975	181
6.1.3	Vespa FL 125 1991	182
6.1.4	Yamaha DT 50 MX 1985	182
6.1.5	KTM 250 EXC 2005	183
6.1.6	Yamaha YZ 125 1999	183
6.1.7	Yamaha YZ 125 2006	184
6.2	ANEXO2 – Tabelas Excel de auxílio aos gráficos da razão de deslocamento e Força na roda- Deslocamento da roda	185
6.2.1	Yamaha Virago 1990	185
6.2.2	Yamaha Trail 125 1975	185
6.2.3	Vespa FL 125 1991	186
6.2.4	Yamaha DT 50 MX 1985	186

6.2.5	KTM 250 EXC 2005	187
6.2.6	Yamaha YZ 125 1999	188
6.2.7	Yamaha YZ 125 2006	198
6.3	ANEXO3 – Esboço <i>Link1</i> e <i>Link2</i>	202
6.4	ANEXO4 – Propriedades do Alumínio 6082-T651	204
6.5	ANEXO5 – Orçamentos	205
6.6	ANEXO6 – Desenhos técnicos	207

INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVOS

1 INTRODUÇÃO

Os motociclos tais como os automóveis necessitam de sistemas capazes de absorver irregularidades e vibrações resultantes do contacto dos pneus com o piso em que circulam para proporcionarem uma viagem segura e confortável.

Os sistemas de suspensão necessitam de conter uma componente de amortecimento que facilite a absorção das irregularidades do terreno, mas que ao mesmo tempo não transmita as vibrações ao veículo. A mola coloca o sistema mais rígido, mas tem um efeito harmónico no sistema, permitindo um “livre” funcionamento do sistema de suspensão que quando assimilada a um amortecedor, o sistema, irá reduzir a sua velocidade, obtendo um melhor amortecimento/leitura do terreno.

O jogo desta velocidade de amortecimento é a afinação fundamental em qualquer tipo de veículo, que por sua vez depende da finalidade a que se destina. Caso seja utilizado em competição ou diário, em que local irá ser utilizado (temperatura, pressão e tipo de pavimento). No caso do uso diário, tal como são fabricados a maior parte dos automóveis e motociclos, os aspetos de amortecimento e conforto têm um peso relevante na sua definição, mas não são difíceis de obter porque um veículo para uso diário necessita de corresponder às características da população média de um determinado grupo de consumidores que o vai conduzir.

O contrário se verifica no caso de um veículo estruturado para uso em competição. Primeiro, porque o pavimento em circuitos é muito diferente e mais cuidado, e a principal função de um veículo deste tipo é obter o seu máximo desempenho com vista à vitória da cronometragem e não do conforto.

Neste projeto estudar-se-á os principais sistemas de suspensão presentes num motociclo para melhor perceber como têm evoluído e que rumo podemos tomar, tendo em conta a melhoria do desempenho do motociclo.

Pretende-se conhecer a geometria de suspensão de um motociclo, encontrar uma solução adequada, diferente das já existentes e submetê-la aos testes necessários para garantir a fiabilidade do projeto. Como fundamento, foram recolhidas informações de alguns motociclos e simuladas a sua geometria em SolidWorks. Por isso, é necessário realizar uma abordagem geométrica do motociclo e perceber quais os pontos cruciais que a influenciam dependendo do tipo de utilização pretendido.

Uma vez que o autor pratica *motocross* e possui um motociclo de todo o terreno (Yamaha YZ 125 de 2006), este estudo basear-se-á neste modelo, para a melhoria dos componentes da suspensão posterior.

1.1 Objetivos

O presente trabalho compreende o estudo do comportamento da suspensão posterior de um motociclo de todo o terreno, usado em veículos de competição em *motocross*. Assim, neste trabalho constitui-se como objetivo principal a correta conceção, análise de tensões e deslocamentos, e ainda uma avaliação experimental de tensões através de extensometria dos novos componentes a fabricar (para a suspensão posterior) para o motociclo de competição Yamaha YZ 125 de 2006.

A resposta ao objetivo fundamental impõe que vários estudos sejam efetuados adicionalmente. Como tal, pretende-se, numa primeira fase, analisar alguns motociclos que ajudem à implementação de uma nova geometria com uma progressividade mais elevada que a geometria original.

Numa segunda fase, pretende-se efetuar uma análise por elementos finitos, aplicando as potencialidades do software SolidWorks *Simulation*, aos novos componentes, de forma a compreender a qualidade e precisão dos mesmos, que devem ser fabricados para implementação no motociclo.

Ainda, numa terceira fase, propõe-se uma avaliação experimental de análise de tensões, por extensometria, que valide os resultados estudados teoricamente.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ESTABILIDADE

2.2 DEFINIÇÕES BÁSICAS

2.3 RAZÃO DE DESLOCAMENTO

2.4 ÂNGULOS DE GEOMETRIA

2.5 EVOLUÇÃO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO TRASEIRO DOS
MOTOCICLOS

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os órgãos mecânicos de um motociclo, tal como os automóveis, dividem-se em dois grandes grupos. O primeiro responsável pela estabilidade, segurança na via e amortecimento dos impactos, é o chassis. O segundo é o grupo motor-transmissão responsável por mover o veículo, que na atualidade, pode ser elétrico ou de combustão interna.

Proveniente de uma bicicleta e com a sua evolução, o motociclo originou diferentes vertentes e objetivos. Para além de ser um meio de transporte, toda a engenharia e evolução dos motociclos são provenientes da competição, onde é possível afinar e implementar ideias novas e aplicar novas teorias.

Consoante a necessidade de utilização, foram projetados diferentes sistemas de amortecimentos, chassis e motores, sendo que o principal foco deste estudo é os sistemas de suspensão.

Apesar de ter uma aparência antiga e até mesmo os motores serem refrigerados a ar, o modelo da Figura 1, utilizado na modalidade “Speedway”, não possui amortecimento posterior e na dianteira apenas tem um pequeno amortecedor de um dos lados. “Os motociclos utilizados em “Speedway”, são simples, despidos, mas perfeitamente adequados” (Influx, 2016), devido ao facto das pistas onde correm serem lisas e quase desprovidas de irregularidades.



Figura 1 – Speedway, (Influx, 2016)

Na modalidade *motocross*, ou *supercross*, são utilizados os amortecedores e sistemas de suspensão mais evoluídos da atualidade. Estes são capazes de absorver

pequenas irregularidades e ao mesmo tempo conseguem absorver os impactos dos maiores saltos da pista sem que o piloto sofra grandes desacelerações, tal como se vê na Figura 2 e na Figura 3.



Figura 2 – Motocross, (BRMX, 2015)

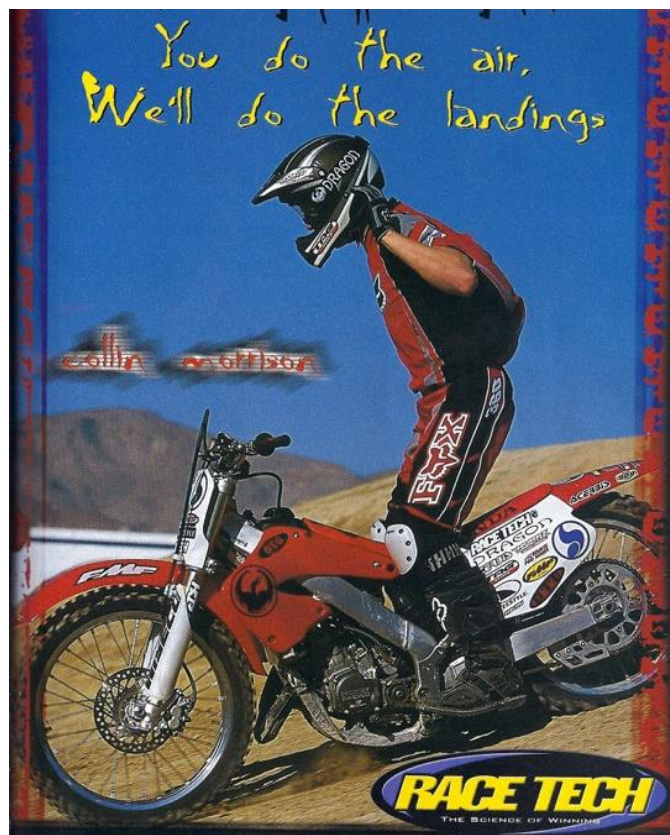


Figura 3 – Receção de um salto, (Metal Mulisha, 2013)

Diante de todas as possibilidades de projetar o sistema de suspensão de um motociclo, o sistema mais utilizado para ligar ao amortecedor, é um sistema constituído por bielas que proporcionam uma elevada progressividade de amortecimento, ver Figura 4 e Figura 5. Tanto é utilizado em motociclos que requerem um elevado deslocamento da roda como nos casos de baixo deslocamento, como é o *MotoGP*.

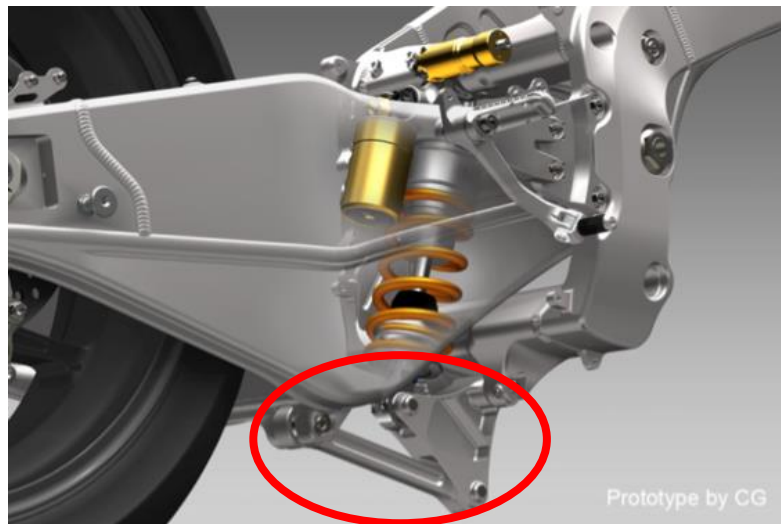


Figura 4 – Sistema de bielas debaixo do amortecedor traseiro em chassis *MotoGP*, (Blog Honda, 2016)



Figura 5 – Sistema de bielas KTM em chassis *Motocross*, (Vital mx, 2011)

Em alternativa às bielas originais e com o intuito da otimização do comportamento do motociclo, existem várias empresas tais como a *Ride Engineering* (Figura 6), *Pro Circuit* (Figura 7), *RG3*, *Nihilo*, (entre outras), que se dedicam à alteração destes componentes visando “um rebaixamento da traseira permitindo um maior leque de afinações” (Ride Engineering, 2013).



Figura 6 – Bielas da Ride Engineering, (Vital mx, 2011)



Figura 7 – Conjunto de bielas Pro Circuit, (Motocross Performance, 2015)

Segundo Tony Foale, “qualquer projeto de engenharia é uma arte do compromisso, o melhor motociclo é aquele cujo designer, consegue o melhor compromisso geral para a finalidade pretendida, seja dedicado para competição ou para meio de transporte” (Foale, 2002).

2.1 Estabilidade

Estabilidade é geralmente definida como: a qualidade do que é estável; Segurança; Firmeza; Equilíbrio.

Um veículo está sujeito à sua estabilidade aerodinâmica, à estabilidade durante o seu movimento, acelerações e travagens, e ainda à sua estabilidade estática.

A estabilidade é por isso afetada pelo comportamento em estrada do veículo. Neste projeto em particular, a estabilidade traduz-se como a facilidade com que o veículo se mantém na trajetória desejada, e absorve as irregularidades do terreno mantendo o potencial de tração e travagem quando sujeito a forças externas ao conjunto de veículo mais condutor.

2.2 Definições básicas

2.2.1 Braço-oscilante

Conhecido na gíria como escora, é o componente que faz a ligação entre a roda, amortecedor e chassis. Responsável pelos esforços de torção na traseira do motociclo o que torna muito interessante e vantajoso obter um compromisso da sua torção de maneira a atingir o melhor desempenho em alta competição.

Os braços-oscilantes mais utilizados podem ser de duplo braço, Figura 9, ou mono braço, Figura 10. A Ducati e a BMW normalmente usam um mono-braço em que o próprio braço-oscilante incorpora um veio de transmissão, representados na Figura 8.



Figura 8 – Mono braço da GS 1200, (Cycle world, 2013)



Figura 9 – Mono braço para usar corrente de transmissão, (JParts, 2016)

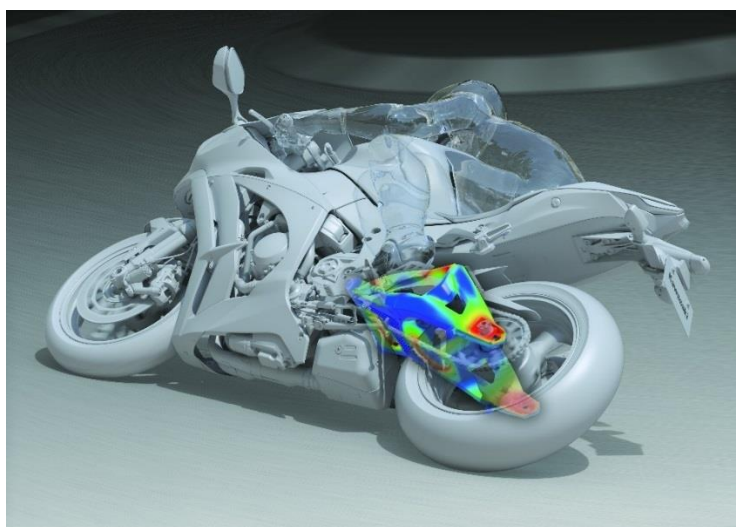


Figura 10 – Esforços presentes num braço-oscilante de duplo braço, (Newsbot, 2016)

2.2.2 Amortecedor

Nos primeiros veículos que foram produzidos, toda a estrutura era ligada entre si com ligações fixas originando uma transmissão de forças da roda para o condutor e passageiro. Devido à necessidade de diminuir estas oscilações nasceram as molas que para o efeito melhoraram muito o comportamento dos veículos, mas devido à energia que acumulam produzem movimentos desagradáveis de extensão e compressão.

August F. Meyer que se iniciou por vender bombas de ar para enchimento de pneus, veio a produzir os primeiros amortecedores que contrariam o movimento da mola, reduzindo assim a velocidade das oscilações do veículo (Monroe, 2011).

Na Figura 11 vê-se um amortecedor comum utilizado num automóvel de hoje em dia e na Figura 12 um amortecedor mais avançado, normalmente utilizado em competição.



Figura 11 – Amortecedor de automóvel, (Monroe, 2011)



Figura 12 – Amortecedor Ohlins de motociclo, (Discount, 2012)

2.2.3 Sag

O ajuste da pré-carga da mola é designado por *sag*, é um ajuste crucial em qualquer motociclo porque afeta a altura do motociclo e o ângulo da suspensão dianteira (forquetas), como representado na Figura 13, (Ohlins, 2011)

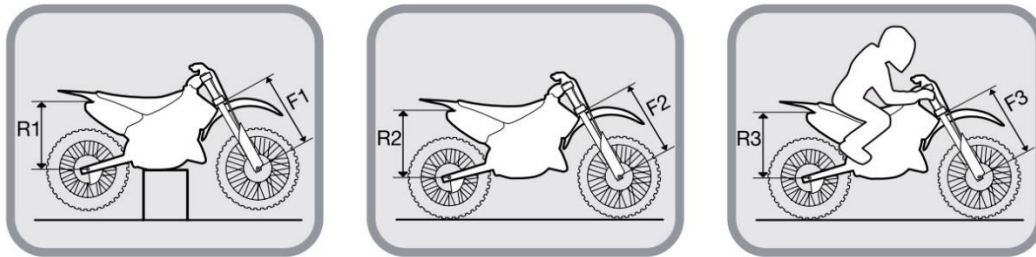


Figura 13 – *Sag*, (Ohlins, 2011)

O fabricante de amortecedores Ohlins recomenda que para o caso de um motociclo de *motocross*/enduro o ajuste do *sag* deve ser feito de acordo com as medidas referidas à Figura 13, e pelas equações que se seguem, onde R1 é a distância da roda ao quadro quando o motociclo está em cavalete, R2 quando o motociclo está no chão e sem condutor e R3 com condutor:

$$\text{Free sag} = R1 - R2 ; F1 - F2$$

$$\text{Anterior: } 30 \pm 15 \text{ mm}$$

$$\text{Posterior: } 30 \pm 10 \text{ mm}$$

$$\text{Sag} = R1 - R3 ; F1 - F3$$

$$\text{Anterior: } 50 \pm 10 \text{ mm}$$

$$\text{Posterior: } 105 \pm 10 \text{ mm}$$

Só é possível modificar o *sag* ajustando a pré-carga das molas ou substituindo-as para o peso do piloto. A combinação do *Free sag* e o *sag* garantem que a dureza das molas (constante elástica) esteja correta para o peso do piloto e que o motociclo irá desempenhar o funcionamento para o qual foi projetado. De salientar que para motociclos vocacionados para outras modalidades que não o *motocross* ou *enduro*, (o caso do *MotoGP*), os valores de *sag* não são os mesmos.

2.3 Razão de deslocamento

A relação existente entre o deslocamento da roda traseira e o deslocamento do amortecedor, ilustrado na Figura 14, é denominada por razão de deslocamento. Esta é a ferramenta base para o estudo de qualquer sistema de suspensão porque permite visualizar qual e quanto o deslocamento da roda e do amortecedor. Na maioria dos casos de grande curso de suspensão (deslocamento da roda) prefere-se um deslocamento da roda superior ao do amortecedor, por isso, procura-se por uma razão de deslocamento com valores inferiores a 1.

$$R_d = \frac{D_a}{D_r}$$

R_d = Razão de deslocamento

D_a = Deslocamento do amortecedor

D_r = Deslocamento da roda



Figura 14 – Razão de deslocamento

2.4 Ângulos de geometria

A Figura 15, representa os ângulos de geometria de direção presentes num motociclo.

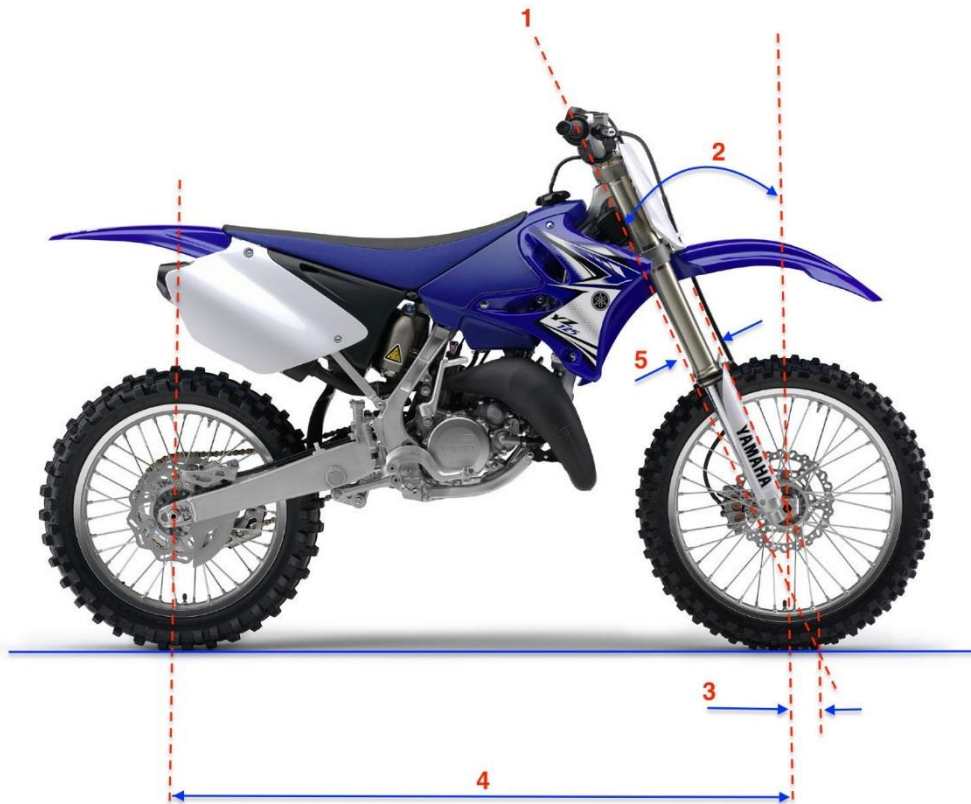


Figura 15 – Geometrias

1. O eixo de direção é a linha, sobre a qual, o sistema de direção gira.
2. Ângulo de *caster* ou *rake*.
3. Rasto de *caster* ou *Trail*.
4. Distância entre eixos
5. *Offset*

2.4.1 Rasto de *caster* ou *Trail*

O *Trail* tem como principal função ajudar à estabilidade da direção e tem também muita influência na fase inicial de entrada em curva.

Durante a condução, à medida que é necessário variar a direção conforme seja uma curva para a direita ou para a esquerda, o *Trail* também varia uma vez que o

ponto de contacto do pneu com o solo está a variar com este efeito, representado na Figura 16. No caso da roda traseira, este efeito é desprezável uma vez que a roda não tem rotação sobre si, transversalmente, como na dianteira, logo o *Trail* é considerado de valor fixo.

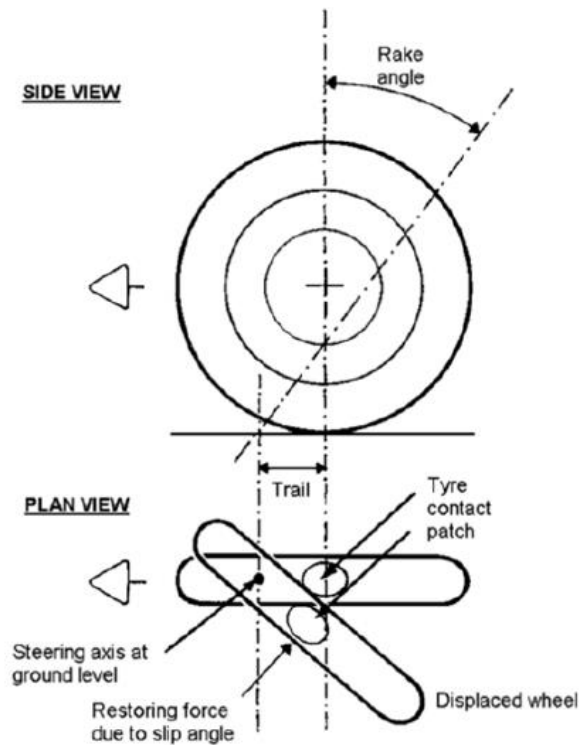


Figura 16 – Variação de *Trail*, (Foale, 2002)

Não está quantificado um valor ideal para o *Trail* sendo que este varia para cada motociclo e principalmente consoante o estilo de condução pretendido pelo fabricante do motociclo, experiência deste e massa total do motociclo. O *Trail* é sempre medido com o veículo parado, vertical e sem condutor.

A largura do pneu é também um fator muito importante a considerar, assim como a inclinação que o piloto assume com o seu tronco. As forças atuantes no ponto de contacto do pneu são influenciadas pelo *Trail* e pela posição do centro de gravidade, alterando a maneira como o motociclo responde.

Contudo seria mais apropriado usar valores de *Trail* que são perpendiculares à linha de eixo da direção, já que, é nesta direção que as forças exercem momento sobre o eixo de direção. A SAE refere-se ao *Trail* mecânico, (ou *Trail* real, ver Figura 17), para distinguir do *Trail* medido no solo.

Figura 17 – *Trail* real (1 - Anterior, 2 - Posterior)

Mais importante do que os termos a usar, é necessário perceber a diferença entre os dois. Pela trigonometria e pela Figura 18 e Figura 19, verifica-se a relação existente entre o *Trail* e o *Trail* mecânico:

Figura 18 – Pormenor *Trail* mecânicoFigura 19 – Relação entre *rake* e *Trail*

$$\text{Trail mecânico} = \cos(\text{rake}) \times \text{Trail}$$

Para valores normais de *rake*, (à volta de 25°), o *Trail* mecânico apresenta aproximadamente uma redução para 90%.

2.4.2 *Offset*

Distância do eixo de direção ao centro da roda, ou seja, é a soma do *Offset* das mesas de direção com o *Offset* entre as mesas e o eixo da roda, representado na Figura 20 e na Figura 21. A Figura 21, retirada de uma referência de uma das maiores referências do mundo do motociclismo possui uma incorreção. A linha de eixo mais à esquerda devia passar sobre o eixo da roda.

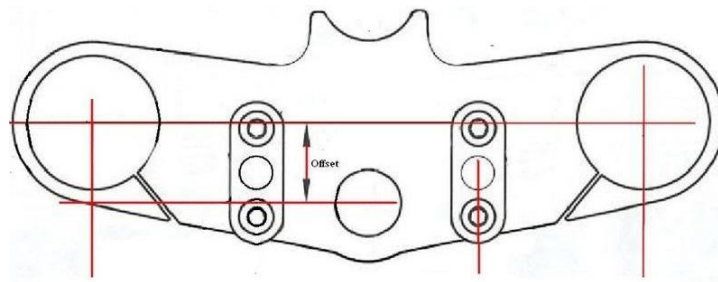


Figura 20 – *Offset* da mesa de direção, (Autoevolution, 2014)

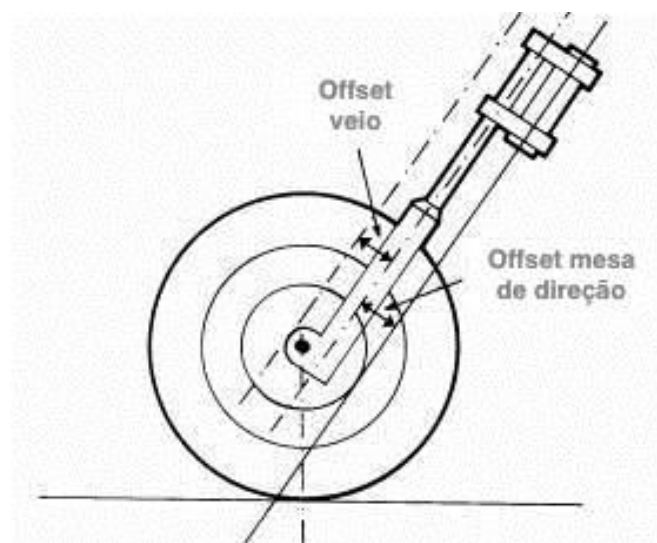


Figura 21 – *Offset*, (Foale, 2002)

2.4.3 *Caster* ou *rake*

Ângulo de *caster* ou *rake*, é o ângulo formado entre a linha de eixo da direção, e a vertical.

Num motociclo o ângulo de *caster* normalmente varia entre os 22° e os 30° graus. Motociclos superdesportivos normalmente têm menos *caster* o que indica menos rasto de *caster* originando menos estabilidade, mas permite uma direção muito mais rápida, enquanto que motociclos *cruiser* ou *choppers* o ângulo de *caster* é maior. Maior ângulo de *caster* significa maior rasto de *caster* ou seja, o motociclo é mais estável mas é mais difícil para descrever a trajetória da curva. Esta é uma das razões que se torna muito difícil curvar numa Harley Davidson. A Figura 22, Figura 23, Figura 24 e a Figura 25 apresentam exemplos diferentes de ângulos de *caster*.



Figura 22 – Yamaha R1M 2016, *rake* de 24,0° e *Trail* 101,6 mm, (Yamaha, 2016)



Figura 23 – Yamaha SuperTeneré 2016, *rake* de 28,0° e *Trail* não disponível, (Yamaha, 2016)



Figura 24 – Yamaha Raider Bullet Cowl 2015, *rake* de $33,0^{\circ} + 6^{\circ}$ nas mesas de direção resultando num *Trail* de 102 mm, (Yamaha, 2016)



Figura 25 – Yamaha YZ 125 2006, *rake* $25,5^{\circ}$ e *Trail* 104,90 mm, (Yamaha, 2016)

2.4.4 Influência do *caster* e *Trail* em motocicletas

Tony Foale estudou as alterações geométricas num motociclo de maneira a verificar as diferenças na condução aquando da alteração do ângulo de *caster* e do seu rasto. De seguida apresenta-se um resumo deste estudo.

A BMW R75/5, da Figura 26, foi o motociclo escolhido, devido ao seu *Offset*, Figura 27, ser aproximadamente repartido de igual valor para o *Offset* das mesas de direção e o *Offset* do eixo, o que permite uma combinação de *Offset* favorável aos

testes. E ainda porque tem potência suficiente para manter uma velocidade razoável para sentir os efeitos desejados, o que não aconteceria no caso de um motociclo de baixa cilindrada, por exemplo, uma scooter.



Figura 26 – BMW R75/5, rake 27° e Trail 89 mm, (Foale, 2002)

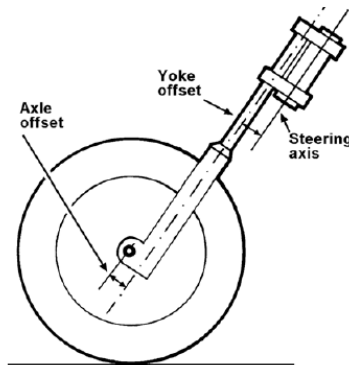


Figura 27 – Offset BMW R75/5, (Foale, 2002)

Com o propósito de diminuir ao máximo as variáveis, manteve-se o quadro, a suspensão dianteira e a distância entre eixos original. Foram testados dois ângulos de *caster* diferentes do original (27°), representados na Tabela 1. Em ambos os casos o *Trail* foi mantido aproximadamente igual ao original (89 mm). A Figura 28 e Figura 29 revelam o motociclo com as diferenças de cada caso.

Tabela 1 – Casos experimentais, (Foale, 2002)

	Ângulo de <i>caster</i> (graus)	<i>Offset</i> (mm)
1º Caso	15°	0
2º Caso	0°	Negativo

O *Offset* do 2º caso apesar de não conhecido o valor, foi indicado que as mesas de suspensão foram colocadas na posição de *Offset* negativo.

Figura 28 – BMW R75/5 com *Offset* nulo, ângulo de *caster* 15° e *Trail* original, (Foale, 2002)



Figura 29 – BMW R75/5 com *Offset* negativo, ângulo de *caster* 0° e *Trail* original, (Foale, 2002)

Segundo a experiência prática por Tony Foale, aponta-se que não existe nada de mágico nos ângulos convencionais de 26° a 28°. Efetivamente, o equilíbrio, a estabilidade e a leveza da direção foram aspetos que aumentaram consoante se diminui o ângulo de *caster* (forquetas mais na vertical). A maior melhoria notou-se no 1º caso (de 27° para 15°), já no 2º caso pequenas diferenças foram sentidas. Estas diferenças devem-se ao cosseno do ângulo de *caster* que para valores de 15° é 0,97 sendo pouco diferente de 1 (posição das forquetas verticais). Para ângulo de *caster* de 27°, o cosseno reduz para 0,89, uma diferença mais significativa.

O único inconveniente notado foi o aparecimento de trepidação indesejada durante a travagem que é uma consequência da geometria do 2º caso. Não é aconselhado que os motociclos sejam construídos com este tipo de geometria, uma vez que originam problemas estruturais. Como opção a esta consequência existe a já mostrada solução pela BMW Motorrad, o Telelever. (Foale, 2002)

Quanto ao estudo do *Trail*, pareceu razoável a Tony Foale, construir uma estrutura em que fosse possível variar o *Trail* do motociclo sem ter que o desmontar e com 0 *Offset*. Para isso construiu o conjunto baseado nos sistemas de suspensão dos automóveis (“double wishbone suspension system”, ver Figura 30), onde consegue variar o *Trail* entre 50 a 100 mm.

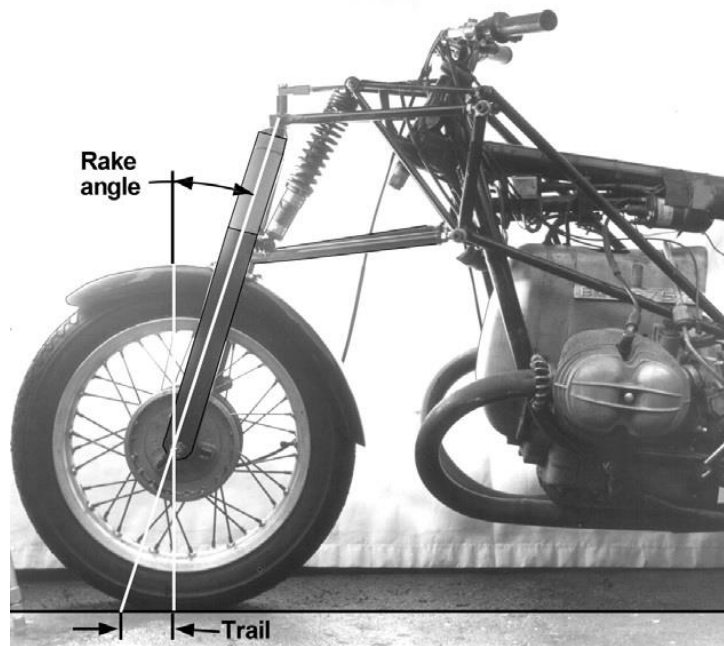


Figura 30 – “Double wishbone suspension system”, (Foale, 2002)

Estruturalmente identifica-se que o *Trail* é dependente do ângulo de *caster*.

Os valores variaram entre 50 a 100 mm de *Trail* (com o seu correspondente ângulo de *caster*). Embora o motociclo fosse facilmente conduzido durante toda a gama de ajustes, à medida que se diminuiu o ângulo de *caster* (redução do *Trail*), a dianteira do motociclo revelou-se menos estável e a direção mais sensível a pequenas lombas.

Na faixa de ajustes do *Trail* maior (ângulos de *caster* maiores), a BMW ficou muito estável, e continuou a ter uma manobrabilidade rápida.

Verificou-se que a cerca de 76 mm de *Trail*, e enquanto se descreviam curvas de baixa inclinação, (cerca de 15° a 20°), existia uma tendência para o motociclo se levantar e sair da trajetória. Contudo, para curvas a maior velocidade e consequentemente de maior inclinação, (cerca de 35° a 40°), este efeito não se sentiu.

Durante uma curva, o *Trail* origina a tendência para o motociclo continuar em linha reta (estabilidade direcional), e a tendência de inclinar ainda mais o motociclo para dentro da curva (efeito de auto-direção, que varia consoante o ângulo de *caster* e o diâmetro da roda). De maneira a alcançar um comportamento neutro, estes dois efeitos têm que ser devidamente equilibrados.

Além da necessidade de evitar a situação descrita, Tony Foale não conseguiu chegar a um valor ótimo para o *Trail*. Os resultados foram satisfatórios em toda a gama de testes tornando a preferência pessoal o fator decisivo para uma possível geometria perfeita (se é que existe). (Foale, 2002)

2.4.5 *Anti-dive* e o seu efeito no rasto de *caster*

O *Anti-dive*, ou Anti-Mergulho, é uma característica da suspensão que afeta a deflexão da suspensão frontal quando aplicamos o travão de serviço, que consequentemente obriga o chassis a “mergulhar”, e incline a sua parte dianteira para baixo. Isto é, quando o veículo devido a uma travagem, desacelera, há uma transferência de carga das rodas traseiras para as rodas dianteiras, e dependendo da altura do centro de gravidade do veículo, da sua taxa de desaceleração e da distância entre eixos esta transferência de carga faz se sentir mais ou menos. Se não existir *Anti-dive*, ou seja 0%, toda a massa do veículo, durante uma travagem, irá ser suportada unicamente pelas molas e pelos pneus sendo que estes por sua vez sofrem deflexões proporcionais às suas propriedades de rigidez.

Na realidade os veículos têm uma percentagem de *Anti-dive* (Figura 31), que vão fazer com que uma porção dessas transferências de carga seja suportada pelos braços e tirantes de suspensão e também pelo próprio chassis.

Se a suspensão obtiver um valor de 100% “Anti-mergulho”, então toda a transferência de massa longitudinal é descarregada nos braços e tirantes, e não sobre as molas do veículo.

Desta forma, verifica-se que quando maior for a rigidez dos elementos que suportam as transferências de carga durante uma travagem, mais é evitado o efeito de mergulho do veículo, assim, ainda que não seja alterada a geometria da suspensão, basta colocar, por exemplo, umas molas com uma constante de elasticidade maior para que o efeito de mergulho seja reduzido.



Figura 31 – Compressão total da dianteira durante travagem, (SPL170db, 2015)

Durante a travagem, o efeito de mergulho (dive), terá uma influência determinante no rasto de *caster*, porque ao comprimir em demasia a suspensão dianteira o rasto de *caster* diminui. Na Figura 32 pode-se constatar este efeito.

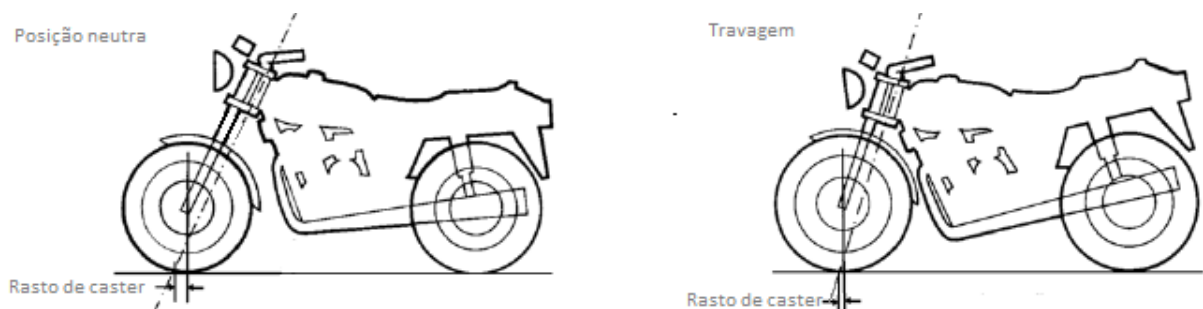


Figura 32 – Diminuição do rasto de *caster*, (Foale, 2002)

A diminuição do rasto de *caster* na travagem está ligada à percentagem de *Anti-dive* e como se viu anteriormente a geometria de suspensão é determinante para modificar esse valor.

Uma solução bastante interessante encontrada neste domínio foi desenvolvida pela BMW em 1993, projetando o sistema Telelever, que basicamente substituiu a mesa inferior de direção, por um braço de suspensão articulado no quadro do motociclo e auxiliado por um amortecedor do tipo coilover (BMW, 2016), representado na Figura 33 e Figura 34.

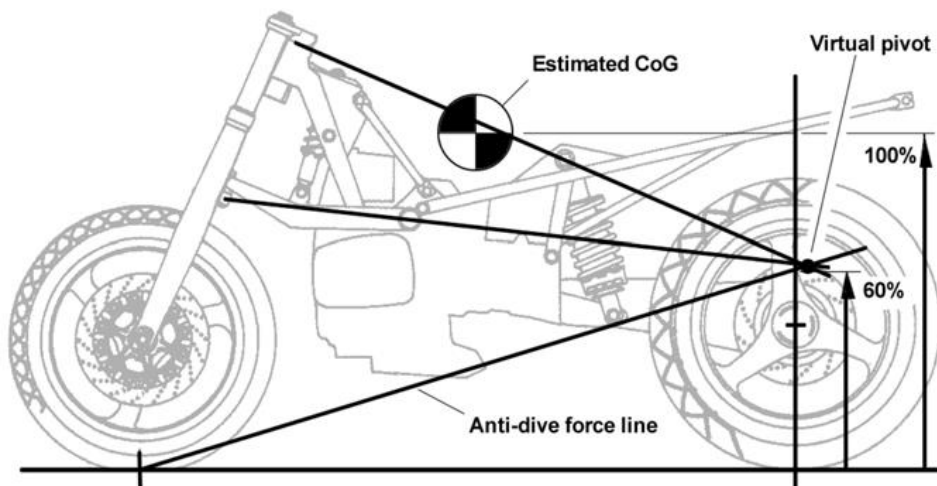


Figura 33 – *Anti-dive* do sistema BMW Telelever, (Foale, 2002)

Neste sistema o centro instantâneo de rotação (“virtual point”) sofre alterações durante a travagem e por isso diferentes valores para o seu *Anti-dive*

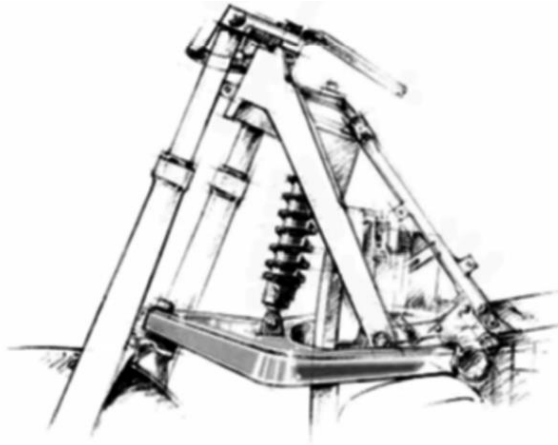


Figura 34 – Sistema Telelever, (Foale, 2002)

“O sistema Telelever permite geometrias que minimizam o afundamento durante as travagens mais bruscas, proporcionando ao condutor uma melhor leitura da estrada. Outra vantagem do sistema Telelever: a regulação eletrónica do sistema anti bloqueio (ABS) é afinada com maior precisão. Apesar das forças de travagem, não existem movimentos de inclinação dianteira. No seu conjunto, o sistema Telelever contribui para aumentar o conforto de condução, satisfazer a paixão dos condutores pelo desporto e pela velocidade, aumentando ainda a segurança em situações críticas de condução.” (BMW, 2016)

Cerca de 10 anos antes, a Suzuki, também desenvolveu um sistema *Anti-dive* para a Suzuki Katana 1100 (Figura 35 e Figura 36), com apenas o implemento de duas válvulas de pressão. Este sistema acrescentou duas linhas de pressão ao sistema de travagem, ligadas às duas válvulas colocadas nas forquetas, de forma a aproveitar a pressão de travagem para o implemento de pressão no amortecedor. Esta pressão transmitida pela válvula aumenta a dureza do amortecedor e conseqüentemente o efeito *Anti-dive* (aumento do efeito anti-mergulho).



Figura 35 – Localização da válvula adicional ligada à forqueta.



Figura 36 – Suzuki Katana 1100

A Suzuki Katana foi lançada em 1980 e a sua grande inovação foi o implemento deste sistema *Anti-dive*.

Na atualidade vários sistemas foram desenvolvidos para o melhoramento da segurança e estabilidade dos motociclos que tiveram por base os já apresentados. No caso da BMW foi evoluído o Telelever para o Duolever, (ver Figura 37), que combinado com os novos sistema de tração e leitura de terreno proporcionam uma grande evolução nos motociclos (BMW, 2016).

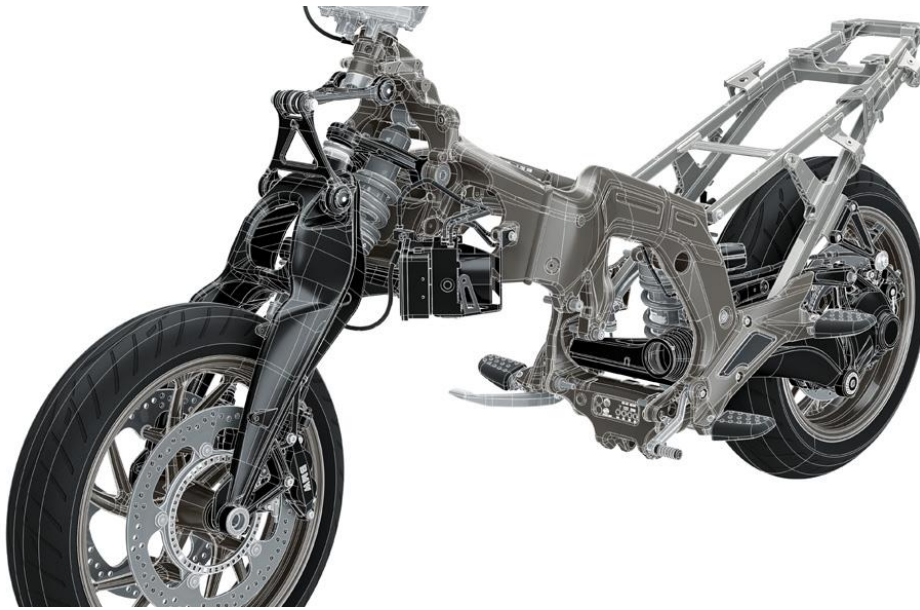


Figura 37 – Duolever pela BMW Motorrad

2.5 Evolução do sistema de suspensão traseiro dos motocicletos

Não desperdiçando o que foi estudado e aplicado pelos fabricantes e valorizando a tecnologia que nos é oferecida no dia-a-dia, foi necessário fazer o levantamento de cotas de vários motocicletos diferentes entre si para melhor entender que evolução os motocicletos têm sofrido ao nível do sistema de suspensão traseiro.

A escolha dos motocicletos para além de estar limitada pela disponibilidade da oficina Motorodelo, em Vila Nova de Gaia, que permitiu o acesso aos mesmos, dependeu de fatores como o seu ano de fabrico, estilo de condução e geometria do sistema de suspensão. Posteriormente realizou-se uma análise cinemática de cada motociclo, em SolidWorks, simulando o funcionamento de cada um. De onde se obtém os deslocamentos da roda e deslocamentos do amortecedor. Recorrendo ao Excel, foi possível descrever o gráfico da razão de deslocamento-deslocamento da roda e o gráfico força na roda-deslocamento da roda, para cada caso, ANEXO1 – Desenhos 2D em SolidWorks de auxílio ao estudo da razão de deslocamento e ANEXO2 – Tabelas Excel de auxílio aos gráficos da razão de deslocamento e Força na roda-Deslocamento da roda.

2.5.1 Yamaha Virago 1990

O primeiro caso, da Figura 38 e Figura 39, é a Yamaha Virago, uma Cruiser que incorpora dois amortecedores, um de cada lado, ligados ao seu braço-oscilante e que tem como particularidade o amortecedor estar alinhado com o seu eixo da roda traseira.



Figura 38 – Yamaha Virago 1990

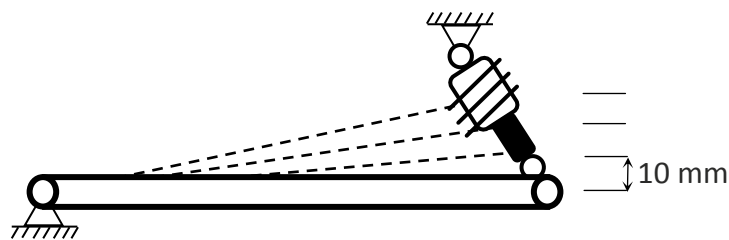


Figura 39 – Exemplificação do sistema da Yamaha Virago

No Gráfico 1, a curva tem um comportamento descendente porque com o amortecimento e a consequente rotação do amortecedor em torno do seu apoio superior, esta roda no sentido anti-horário originando uma queda da razão de deslocamento. Apesar do seu decréscimo, note-se que a variação é muito pequena, cerca de 0,0065 o que demonstra ser um sistema muito linear. Torna-se difícil um piloto sentir diferenças durante o amortecimento.

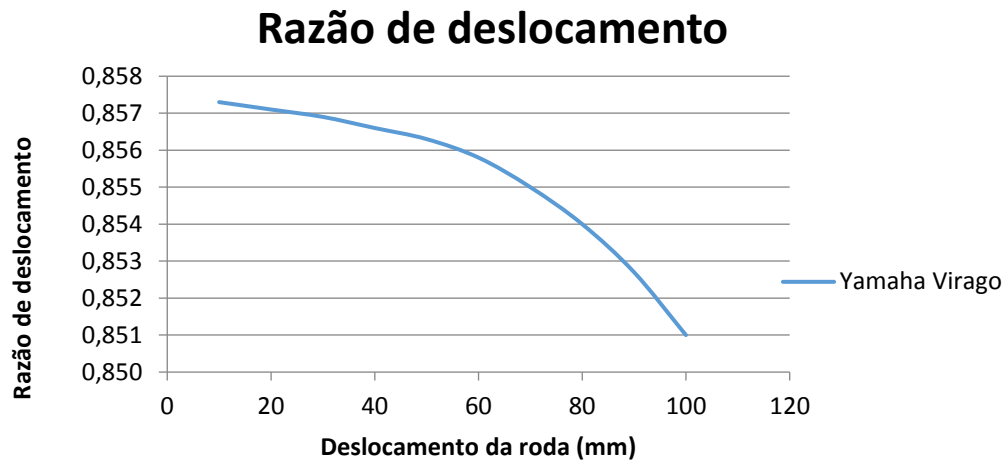


Gráfico 1 – Razão de deslocamento Yamaha Virago

2.5.2 Yamaha Trail 125 1975

Um motociclo mais vocacionado para utilização tanto em estrada como para um pouco de todo-o-terreno é a Yamaha *Trail* 125 da Figura 40 e Figura 41. O amortecedor traseiro apresenta um desvio de 49,38 mm em relação ao eixo da roda traseira, trazendo diferenças quanto à sua razão de deslocamento.



Figura 40 – Yamaha Trail 125 1975

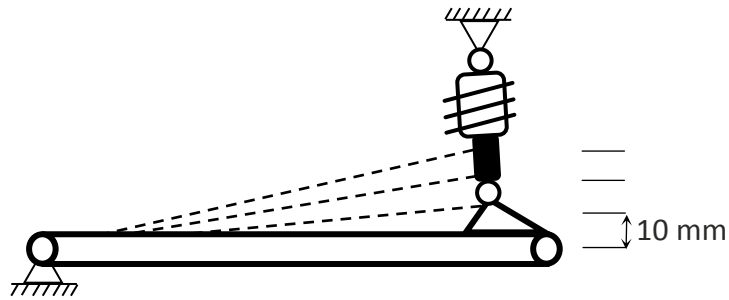


Figura 41 -Exemplificação do sistema da Yamaha Trail

No Gráfico 2, verifica-se que a partir do deslocamento de 20 mm na roda, a Yamaha Trail apresenta um comportamento semelhante ao anterior referido na Virago quanto à queda da sua razão de deslocamento.

Razão de deslocamento

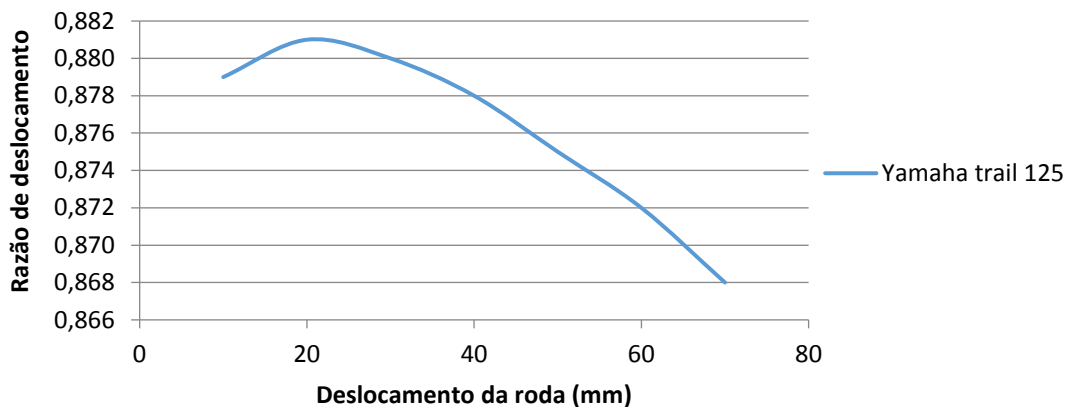


Gráfico 2 – Razão de deslocamento Yamaha Trail

2.5.3 Vespa FL 125 1991

Ao contrário dos casos anteriores em que o amortecedor se encontrava alinhado ou recuado em relação ao eixo da roda traseira, também se analisou um caso diferente em que o amortecedor está colocado avançado (para fora do motociclo, Figura 42 e Figura 43) em relação ao eixo traseiro, conseguindo assim uma progressividade melhor quanto aos sistemas em que o amortecedor está recuado. Esta melhoria deve-se ao facto de a distância do centro do braço oscilante ao amortecedor ser superior à distância do mesmo ponto ao eixo da roda traseira, sendo que quanto mais afastado tivermos do centro de rolamento do braço oscilante menos força será necessária para obter o mesmo deslocamento da roda.



Figura 42 – Vespa FL 125 1991

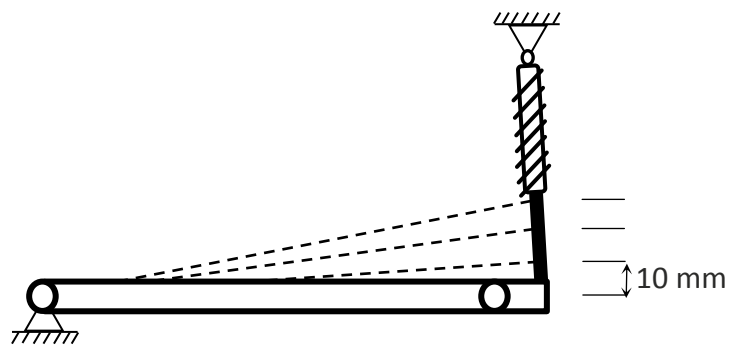


Figura 43 – Exemplificação do sistema da Vespa FL 125

No Gráfico 3 constata-se uma razão de deslocamento superior a 1 e a variar entre 1,278 e 1,341, o que significa um deslocamento do amortecedor superior ao deslocamento da roda.

Razão de deslocamento

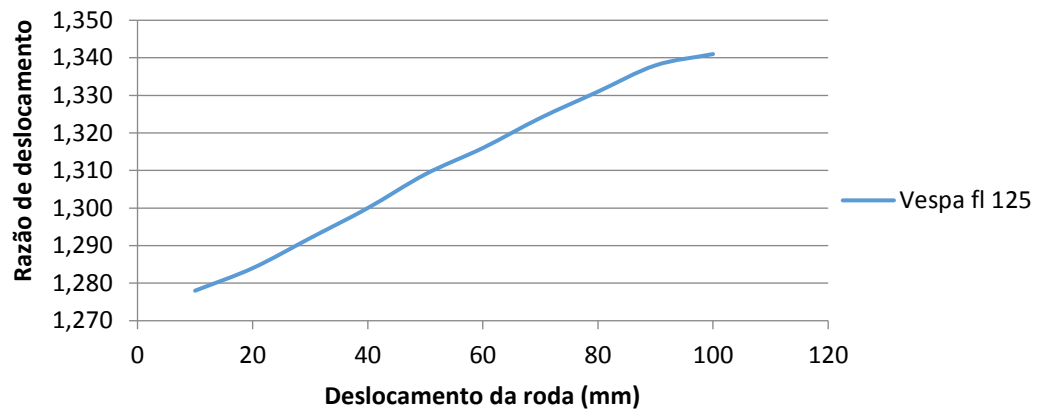


Gráfico 3 – Razão de deslocamento Vespa FL

2.5.4 Yamaha DT 50 MX 1985

Perto do ano de 1985 surgiu a famosa Yamaha DT 50, Figura 44, que foi uma grande evolução quanto ao seu braço-oscilante, permitindo aumentar a sua rigidez torsional, ou seja, a roda traseira ao descrever uma curva sofre um esforço lateral que origina dois efeitos. Um em que a roda gira em torno do seu ponto de contacto ao solo e outro em que também irá tender com que rode em torno de si mesma, sendo estes efeitos equiparados aos verificados num veículo automóvel, denominados respetivamente por camber e convergência ou divergência, Figura 45. A DT 50, veio contrariar este efeito colocando uma nova barra no braço-oscilante ligando o lado direito com o esquerdo, obtendo um ponto de fixação ao centro para o amortecedor, reduzindo apenas para um.

O que se viria a verificar posteriormente o efeito de um centro de gravidade muito mais concentrado do que os anteriores vistos, o que naquela época foi uma grande novidade.



Figura 44 – Yamaha DT 50 MX

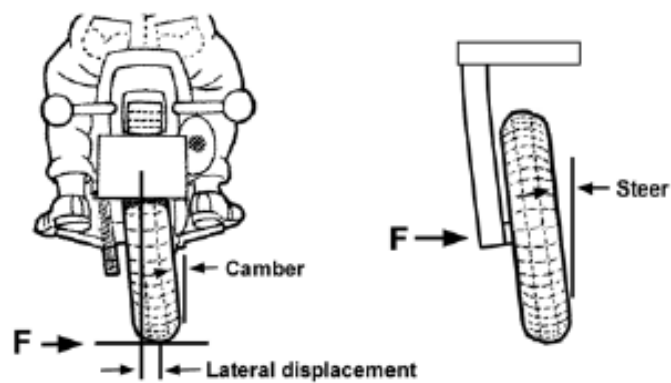


Figura 45 – Efeitos geométricos DT 50 MX, (Foale, 2002)

Na Figura 46, está representado o esquema utilizado de maneira a obter a razão de deslocamento, através do deslocamento do amortecedor para várias posições da roda (deslocamento da roda).

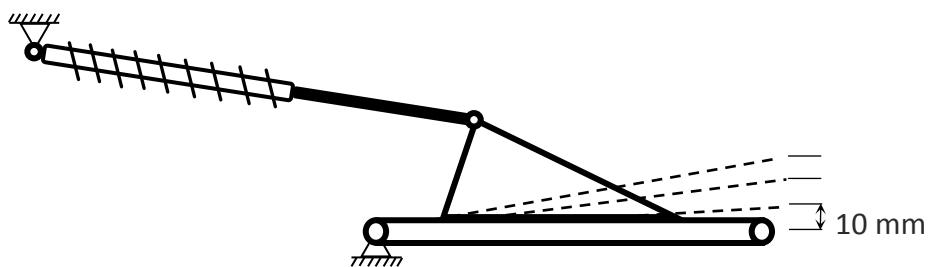


Figura 46 – Exemplificação do sistema da Yamaha DT 50 MX

No Gráfico 4 verifica-se que não tem uma progressividade elevada, mas que mesmo assim consegue obter uma variação considerável durante o seu curso de roda completo uma vez que o curso total da roda traseira deste motociclo atinge um máximo de 100mm.

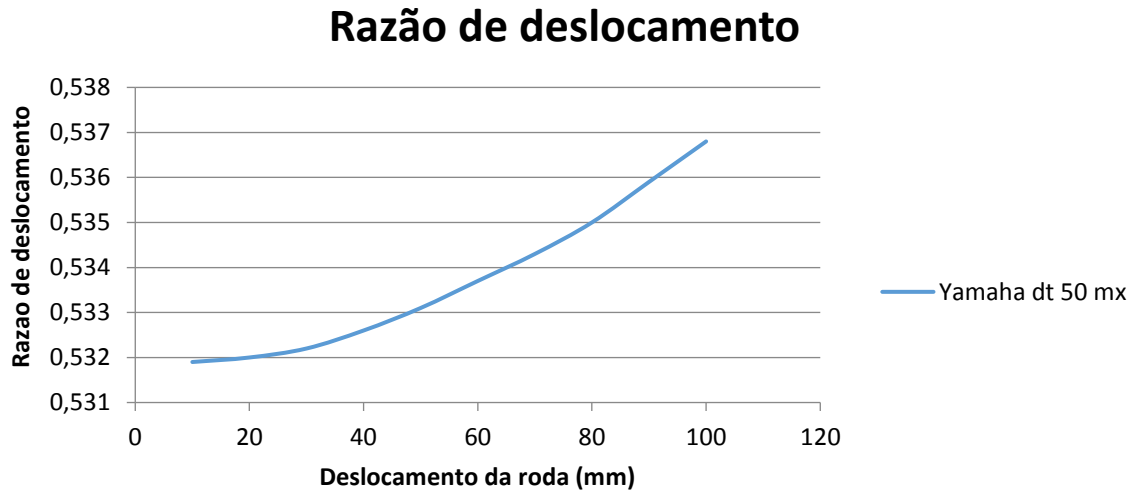


Gráfico 4 – Razão de deslocamento Yamaha DT 50 MX

2.5.5 KTM 250 EXC 2005

Na prática de todo terreno é muito comum o uso da KTM 250 EXC, Figura 47, devido à sua boa oferta para a prática da modalidade Enduro. É um motociclo vocacionado para obter um bom comportamento em todo o regime, quer em solicitações de alto ou baixo curso sendo para terrenos de pouca aderência, tal como a gravilha. Foi nos facultada a visita a este motociclo onde nos foi possível retirar as medidas necessárias para realizar o estudo do seu amortecimento traseiro, uma vez que tem a particularidade do amortecedor fazer um ângulo muito acentuado com o seu braço-oscilante.



Figura 47 – KTM 250 EXC 2005

O sistema da KTM utiliza uma mola helicoidal e um amortecedor que varia a sua força de amortecimento com a característica de funcionar com 2 êmbolos, Figura 48. Permitindo um amortecimento normal no início de curso e na fase final ficará mais duro (solicitando o 2º êmbolo), sendo este sistema de amortecimento denominado de PDS (*Progressive Damping System*). É obtido por isso uma maior progressividade do sistema.

A Figura 49, apresenta a exemplificação do sistema KTM.



Figura 48 – 1 - Amortecedor progressivo WP; 2 - Amortecedor progressivo de origem

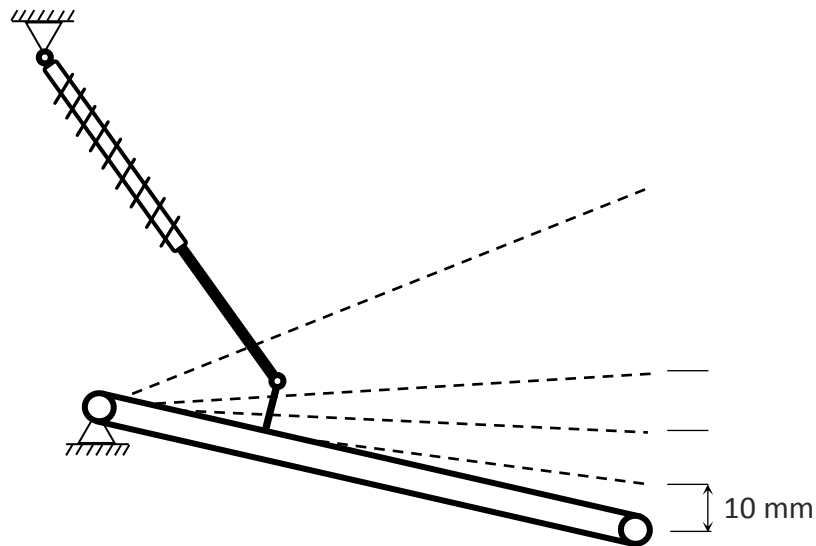


Figura 49 – Exemplificação do sistema da KTM 250 EXC

A sua variação acentuada da razão de deslocamento (0,277 – 0,343), verificada no Gráfico 5, apesar do amortecedor ser ligado diretamente ao braço-oscilante, deve-se à sua grande inclinação.

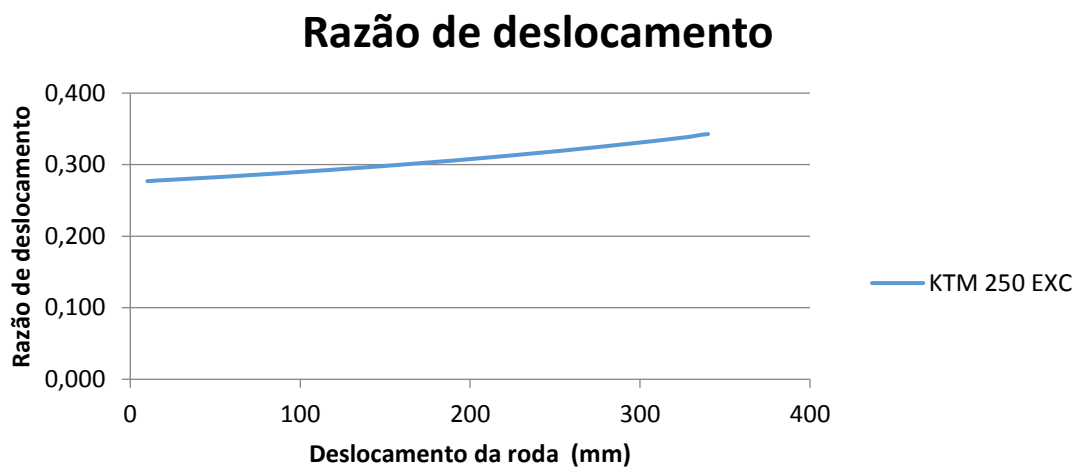


Gráfico 5 – Razão de deslocamento KTM 250 EXC

2.5.6 Yamaha YZ 125 1999

Vocacionada para o todo terreno e especialmente estudada para uso em competição de *motocross* é a Yamaha YZ 125 que incorpora um sistema de

amortecimento traseiro muito peculiar, o sistema de bielas (*linkage system*, Figura 50).

Já existente há vários anos e usado em aviões, automóveis de competição e em todo o tipo de motos, é um sistema composto por várias peças ligadas entre si que durante o seu funcionamento e devido às relações de medidas entre os corpos (bielas), torna possível, quando aplicado à suspensão de um veículo, uma razão de deslocamento muito mais progressiva do que os casos antes estudados. Sendo possível obter um veículo muito mais versátil e com maior probabilidade de sucesso em todo o tipo de terreno, uma vez que permite para reduzidos movimentos da roda, (força exercida na roda baixa), uma razão de deslocamento baixa, originando num bom amortecimento das irregularidades da estrada o que facilita a condução do piloto.

Inicialmente, para efeitos de estudo utilizou-se o motociclo representado na Figura 51, YZ 125 de 1999.



Figura 50 – Link1 (1); Link2 (2)

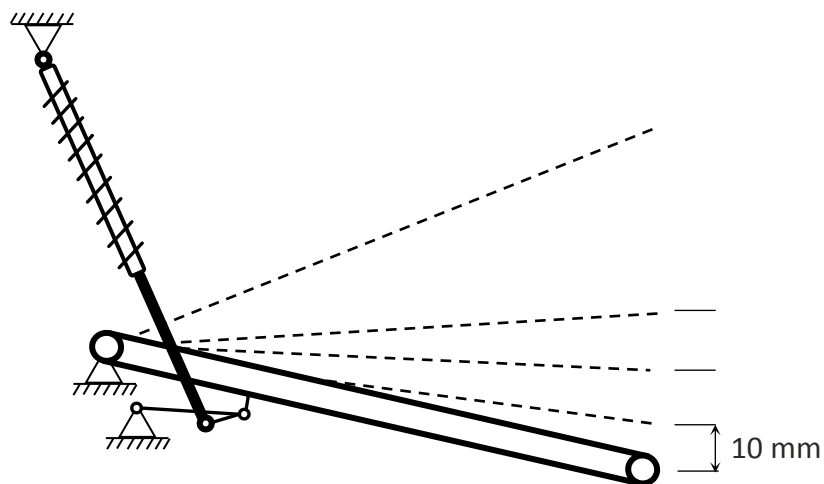


Figura 51 – Exemplificação sistema da Yamaha YZ 125

Durante a sua análise cinemática e cálculo da razão de deslocamento verificou-se que existe um valor de curso teórico que acontece quando os *Links* se encontram alinhados, (Figura 52), promovendo o esforço à tração dos componentes que será o limitador do sistema.

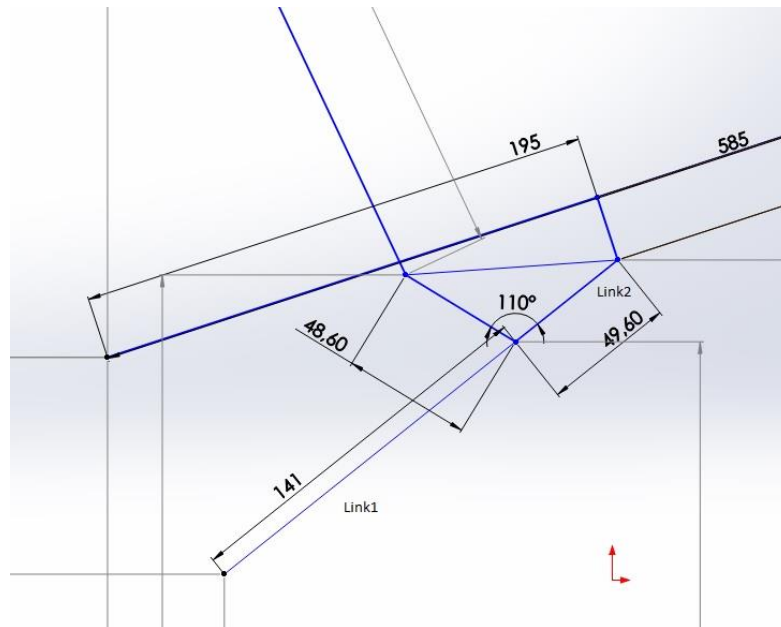


Figura 52 – *Links* alinhados

No entanto, após a verificação prática, o sistema nunca chega ao limite teórico mencionado acima. O amortecedor trabalha em 140 mm de curso, (valor consultado no manual de utilizador e confirmado praticamente), que é correspondido a 340 mm de curso na roda. Nesta posição os *Links* 1 e 2 não se encontram alinhados, portanto o limite do sistema na YZ será o fim de curso do amortecedor.

Desta forma para um estudo mais rigoroso considerar-se-á um deslocamento da roda traseira máximo obtido através da informação do manual de 315 mm.

Durante a realização do Gráfico 6 foi possível observar que tanto a razão de deslocamento como a força na roda, tendem para valores infinitos permitindo uma dureza tal que seja muito difícil de atingir o limite teórico mencionado anteriormente.

A YZ apresenta uma progressividade elevada com a sua variação entre 0,290 e 0,711. Teoricamente, deveria ter um bom comportamento para o uso em todo o tipo de terreno, uma vez que para solicitações de baixo curso (força exercida na roda pequena) o sistema faz com que o deslocamento do amortecedor seja inferior ao deslocamento na roda logo a força aplicada é reduzida.

No final de curso (prático) apresenta um valor da razão de deslocamento mais próximo de 1, logo o deslocamento do amortecedor e da roda tendem a ser parecidos,

sendo que a força em 315 mm é muito elevada e dificilmente se verifica na prática comum.

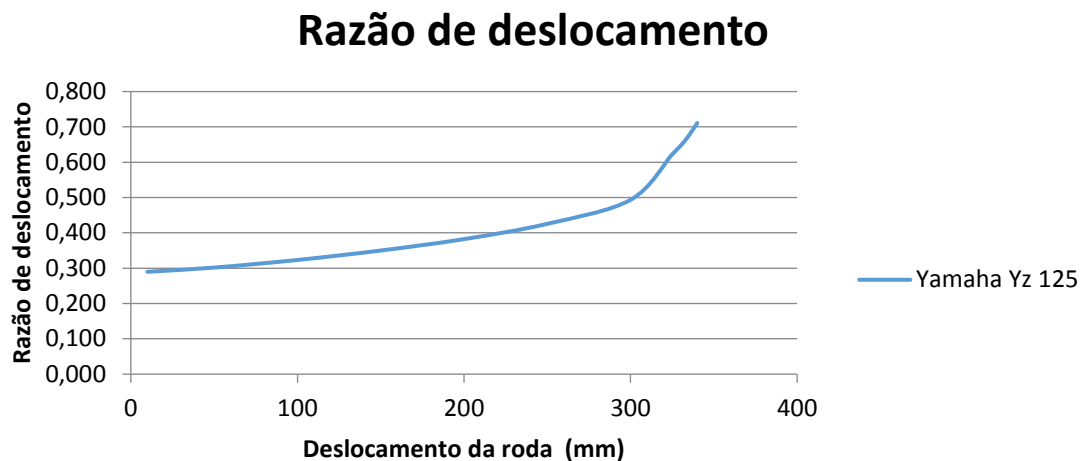


Gráfico 6 – Razão de deslocamento Yamaha YZ 125

2.5.7 Em comparação

Numa primeira abordagem aos gráficos isolados em cada sistema não era possível obter uma noção tão realista do comportamento de cada um. O caso da Vespa realçava um comportamento progressivo, mas ao comparar com os vários sistemas, o mesmo não se verifica com tanta diferença, ver o Gráfico 7 .

As diferenças de curso (deslocamento da roda máximo) devem-se principalmente ao tipo de veículo. Apenas a YZ e a KTM são vocacionadas para o uso todo terreno pelo que são mais exigentes e necessitam de muito curso para poderem absorver irregularidades sem que o condutor do veículo as sinta, por isso todos os outros sistemas sendo para utilização de estrada, na via pública, apenas necessitam de em média 100 mm de curso. Facilmente se repara que a geometria que apresenta maior progressividade é a YZ.

Razão de deslocamento

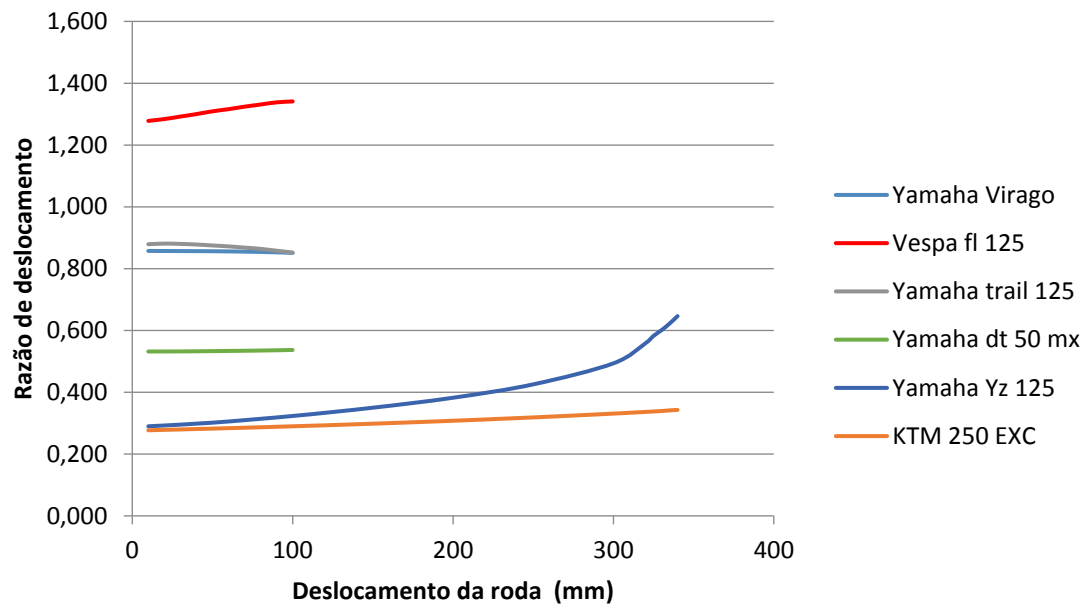


Gráfico 7 – Comparação dos sistemas

DESENVOLVIMENTO

3.1 SISTEMA DE SUSPENSÃO DE BIELAS (*LINKAGE SYSTEM*)

3.2 NOVA GEOMETRIA YZ 125 2006

3.3 SELEÇÃO DE MATERIAL PELO MÉTODO DAS MATRIZES DE SELEÇÃO

3.4 ROLAMENTOS VS CASQUILHOS

3.5 MEDIÇÃO E DESENHO DO NOVO CONJUNTO DE *LINKS*

3.6 ANÁLISE NUMÉRICA FEA

3.7 FABRICO

3.8 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Sistema de suspensão de bielas (*linkage system*)

O sistema de *links*, ou bielas, oferece ao motociclo uma enorme progressividade no comportamento da suspensão traseira, inconcebível em qualquer outro sistema. Por esta razão este projeto vai centrar-se no estudo deste sistema, tendo como principal objetivo a otimização da sua progressividade, ou seja, um comportamento da suspensão ainda mais progressivo.

3.1.1 *Link1*

Com a necessidade de chegar a uma geometria nova do sistema, para a Yamaha YZ 125 de 2006, utilizou-se como base o estudo realizado pelo Avelino Ferreira e Paulo Silva na disciplina de projeto da Licenciatura de Engenharia Mecânica Automóvel onde é esclarecido as diferenças que cada componente constituinte ao sistema o influencia.

No estudo referido, foi utilizado uma Yamaha YZ 125 de 1999 que revela diferenças na sua geometria, sendo para o *link1* o seu comprimento entre centros de 141 mm. Com recurso ao SolidWorks e ao excel, tal como foram descritas as curvas da razão de deslocamento do ponto 2.5 (retirando os valores de deslocamento do amortecedor para várias posições da roda), foram testados mais 3 comprimentos de 140, 142 e 143 mm.

A primeira influência constatada foi referente ao fim de curso, onde existe variações de aproximadamente 4 milímetros. Outra diferença observada foi a alteração da altura da traseira do motociclo.

A razão de deslocamento, ilustrada no Gráfico 8, não teve uma grande alteração, apenas mostra-se um pouco descentrada como podemos ver no gráfico seguinte, as curvas posicionam-se pouco mais acima ou mais abaixo que a original.

Os valores da razão de deslocamento neste gráfico não estão coerentes com o sistema de suspensão da YZ 125 (1999) uma vez que este sistema possibilita um maior deslocamento da roda do que o amortecedor, os valores no eixo *yy* deveriam ser inferiores a 1 durante todo o deslocamento da roda. A causa deste erro deve-se à falta de equipamento com melhor precisão para fazer o levantamento de cotas do motociclo produzindo um motociclo não real, mas que serve para o caso, que é o estudo do efeito de cada elemento isolado.

Os efeitos desejados com a variação das dimensões do *link1* e *link2* foram obtidos, só que estes gráficos não podem ser levados em conta para a aplicação direta na YZ 125 (1999). Seria necessário fazer novo levantamento de cotas e obter novos gráficos.

Mais à frente quando for aplicado o mesmo método para a YZ 125 (2006) irá se verificar os gráficos mais coerentes.

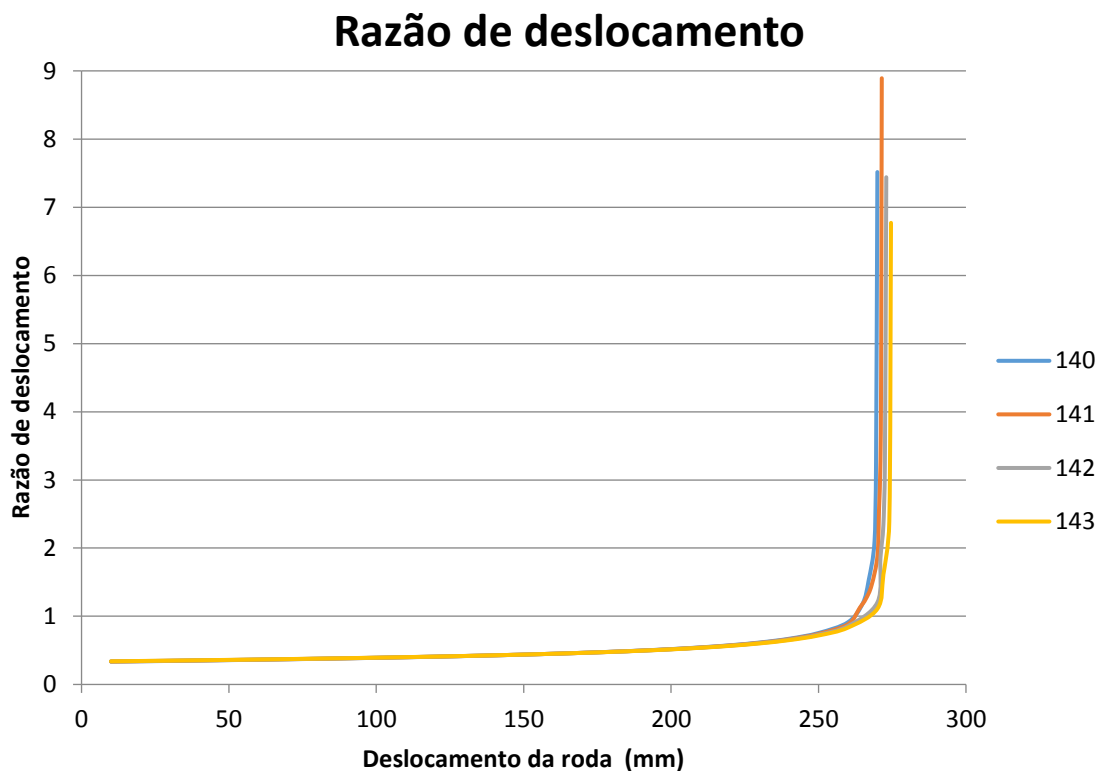


Gráfico 8 – Razão de deslocamento para várias medidas de *link1*

3.1.1.1 Fim de curso

O fim de curso está diretamente ligado ao *link1*, e quanto maior for a sua dimensão maior será o fim de curso, assim como o seu inverso também se comprova. A Tabela 2 apresenta as variações do fim de curso para os diferentes comprimentos do *link1*.

Tabela 2 – Fim de curso

	Medidas (mm)	Fim de curso (mm)
<i>Link1</i> original	141	271
<i>Link1 ex.1</i>	140	269
<i>Link1 ex.2</i>	142	272
<i>Link1 ex.3</i>	143	274

A variação dos valores do fim de curso merece um destaque especial, porque não é apenas dada pelo *link1*, mas sim pela geometria de *Links* no seu conjunto. No caso estudado o comportamento foi este, porém não quer dizer que noutra geometria de *Links* com ângulos e medidas diferentes a mesma proporção de valores de fim de curso se mantenha.

3.1.1.2 Altura da traseira do motociclo

A alteração da altura da traseira do motociclo vai ter várias influências no comportamento dinâmico, pois irá haver uma nova diferença de alturas entre a parte dianteira e a parte traseira do motociclo.

Na Tabela 3 pode-se comprovar que na redução da dimensão do *link1* a altura da traseira aumenta (mota fica mais alta), e se aumentar a cota do *link1* a altura da traseira diminui.

Tabela 3 – Diferença de alturas

	Medidas (mm)	Diferença de alturas (mm)
<i>Link1</i> original	141	0
<i>Link1 ex.1</i>	140	4,43
<i>Link1 ex.2</i>	142	-4,40
<i>Link1 ex.3</i>	143	-8,75

3.1.1.3 Razão de deslocamento

No que diz respeito aos valores da razão de deslocamento, vale a pena realçar o seu desfasamento face à curva original, mas sem a sua alteração de progressividade. Isto é, encontra-se uma curva de igual forma, mas mais abaixo ou acima da original. Quanto maior for o *link1* maior será o curso, logo a razão de deslocamento vai tender para infinito mais tarde.

3.1.1.4 Força na roda

Através da razão de deslocamento e sabendo a constante elástica da mola presente na YZ, é possível obter a força na roda que irá traduzir a dureza do sistema.

Uma vez que o amortecedor presente neste motociclo é do tipo coilover deve-se assumir que o deslocamento do amortecedor é igual ao deslocamento da mola e por isso:

$$F_{mola} = k \times x$$

$F_{roda} = R_d \times F_{mola}$, onde se obtém o Gráfico 9, força na roda-deslocamento da roda.

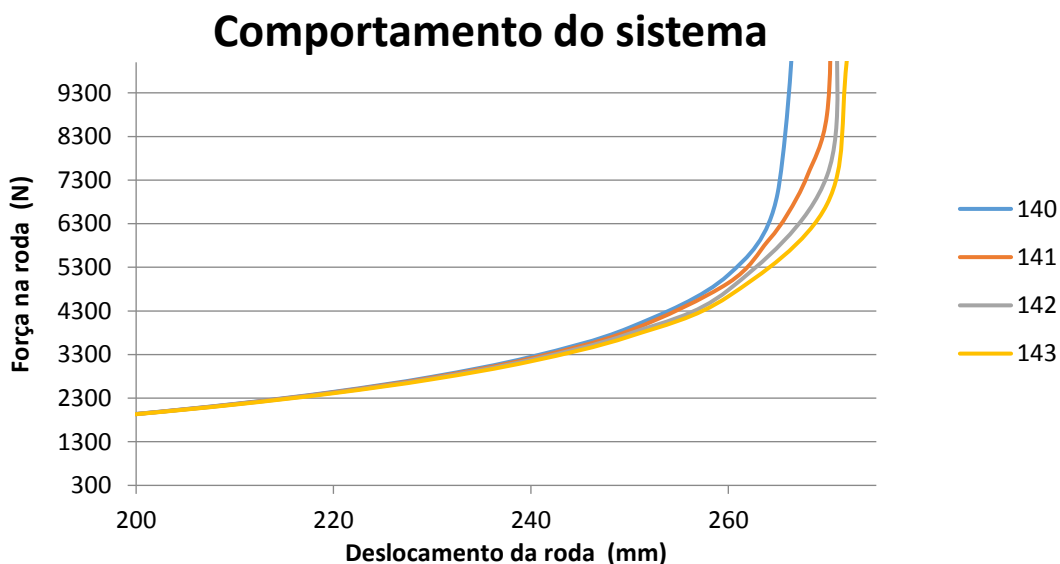


Gráfico 9 – Força na roda – Deslocamento da roda

Neste caso estudado referente ao motociclo de 1999, deve-se acrescentar que a força na roda varia consoante a variação da dimensão do *link1*. Com o aumento do

link1 o sistema fica com a curva de amortecimento mais abaixo da original o que produz um sistema mais mole. Irá se notar melhores resultados no estudo para o sistema de *Links* da YZ 125 de 2006, onde se verifica melhor que a força na roda sofre muito mais variância.

3.1.2 *Link2*

Tendo como base o mesmo estudo referido para o *link1*, é necessário avaliar a influência do segundo elemento deste sistema, o *link2*.

O autor deste projeto e Paulo Silva testaram uma imensidão de geometrias para se chegar ao final de 4 ensaios, onde se pode verificar o que cada dimensão pode interferir no comportamento do sistema de suspensão. Na Figura 53 e na Figura 54 representa-se essas dimensões. E na Tabela 4 as várias configurações testadas.

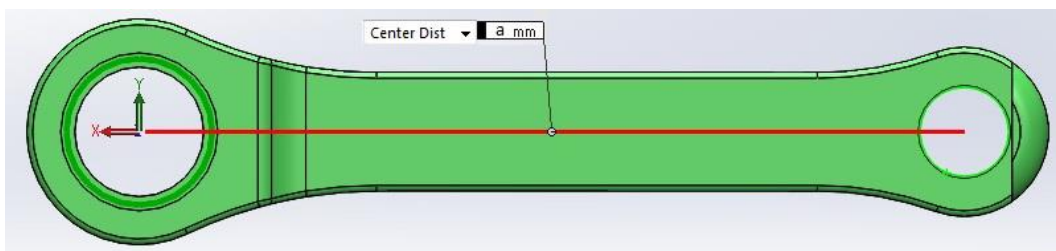


Figura 53 – *Link1* distância a.

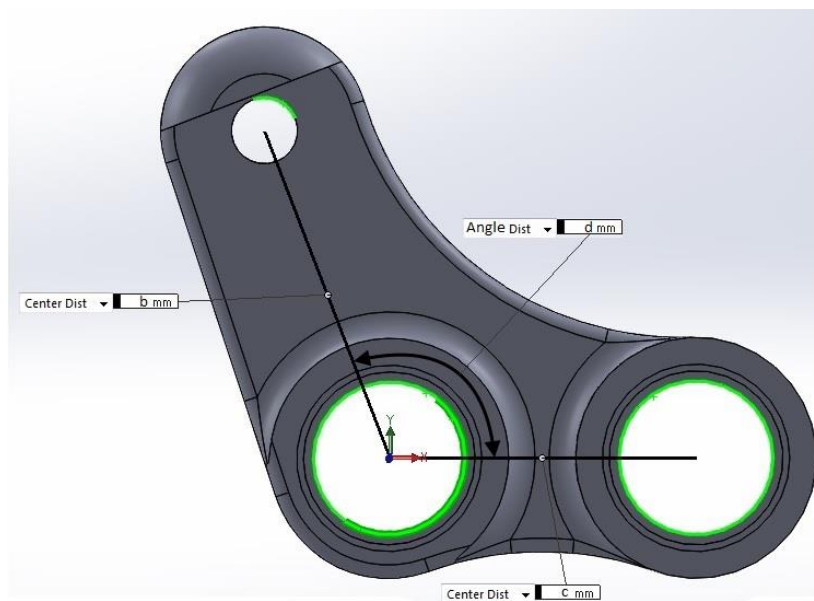


Figura 54 – *Link 2*, distâncias b c e d.

Tabela 4 – Medidas *Link2*

	Medidas (mm)			Graus	Variação de altura (mm)
	<i>Link1</i>	<i>Link2</i>			
	a	b	c	d	
Original	141	48,6	49,6	110	0
Ensaio 1	141	53,6	49,6	110	+ 1,56
Ensaio 2	141	48,6	49,6	115	- 13,33
Ensaio 3	141	48,6	54,6	110	- 11,82
Ensaio 4	141	51,6	49,6	115	- 12,45

Note-se que com estes ensaios, não foi tido em conta a variação de altura da traseira do motociclo porque, neste ponto, apenas se pretende estudar o efeito de cada dimensão.

A análise da progressividade foi dividida entre o gráfico da razão de deslocamento-deslocamento na roda (Gráfico 10), e a força na roda-deslocamento da roda, representado no Gráfico 11, Gráfico 12, Gráfico 13 e no Gráfico 14. Aos quais se limitou a escala dos eixos porque ao apresentar em escala total os dados não seriam perceptíveis.

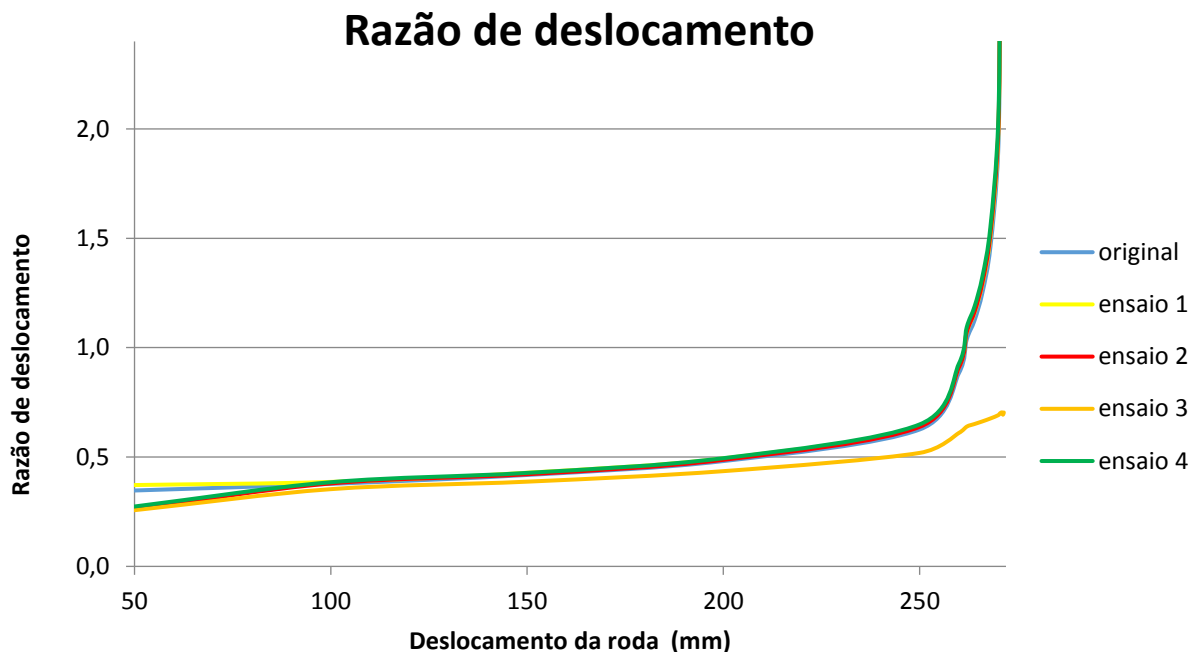


Gráfico 10 – Razão de deslocamento para as várias medidas de *link2*

A razão de deslocamento de cada um dos ensaios teve uma diferença significativa em relação ao sistema original, e as suas curvas continuam a tender para o infinito, (tal como era previsto devido ao sistema de bielas). Deste gráfico pode-se abstrair em qual dos ensaios se obtém maior deslocamento do amortecedor ou da roda.

Numa fase muito inicial de curso (50 a 90 mm) o comportamento da razão de deslocamento dos vários ensaios é mais baixo que o original, exceto o ensaio 1 que se revela de valor mais elevado. Porém a interceção das várias curvas ocorre entre os 95 e 110 milímetros de curso da roda.

O ensaio 3 apresenta estar tão longe dos outros ensaios devido ao seu aumento exagerado de mais 5 mm face à medida original.

Analisando agora o comportamento dos ensaios através do gráfico do conjunto (força na roda-deslocamento na roda).

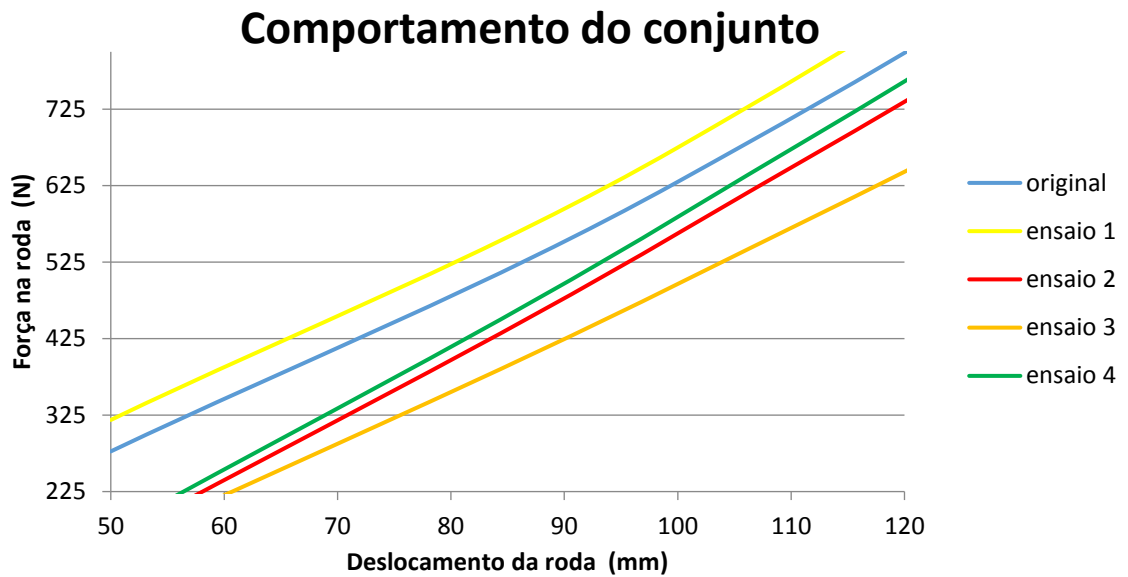


Gráfico 11 – Força na roda-Deslocamento da roda (50 - 120 mm)

Tal como no gráfico da razão de deslocamento as curvas dos ensaios 2,3 e 4 começam a baixo da curva original, com diferenças para o original de 117 N, 125 N e 105 N, respetivamente. O ensaio 1 necessita, inicialmente, de mais 40 N para efetuar o mesmo deslocamento de roda.

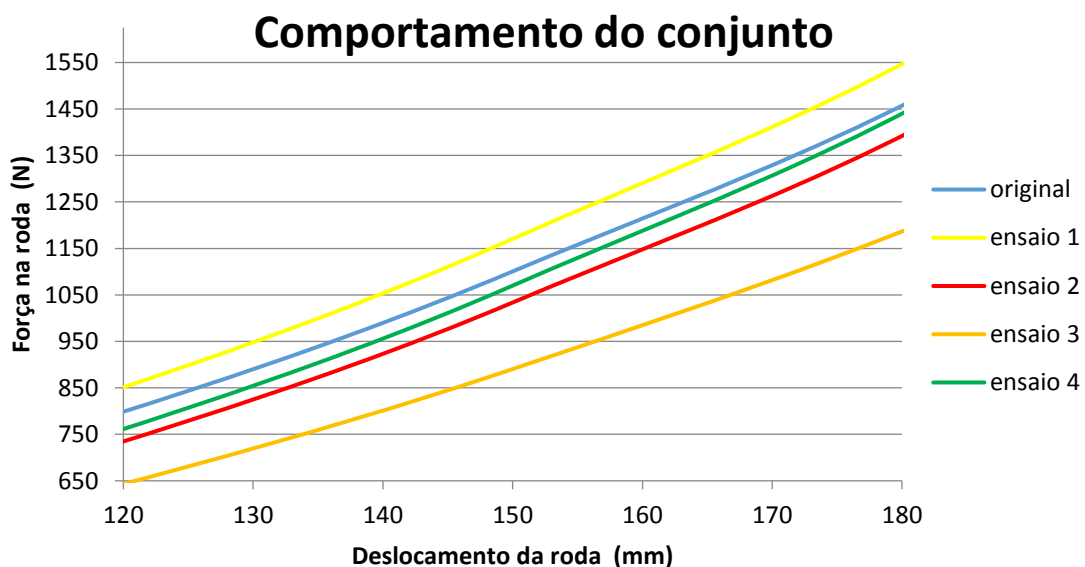


Gráfico 12 – Força na roda-Deslocamento da roda (120 - 180 mm)

Na secção seguinte (120-180 mm) nota-se uma aproximação do ensaio 4 com o original e os restantes mantêm a sua distância.

Comportamento do conjunto

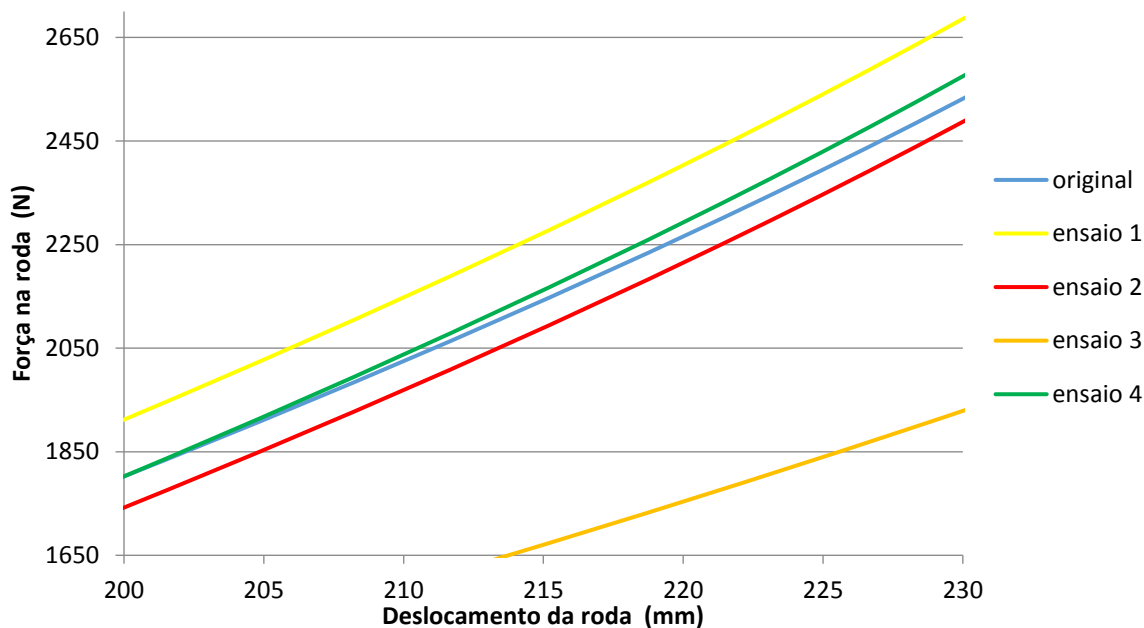


Gráfico 13 – Força na roda-Deslocamento da roda (200 - 230 mm)

O ensaio 4 intersesta a curva original aos 200 mm e a partir daí torna-se mais duro, (necessita de maior força para o mesmo deslocamento de roda), que o ensaio original. Os restantes ensaios permanecem sem alterações, mantendo a sua progressividade.

Comportamento do conjunto

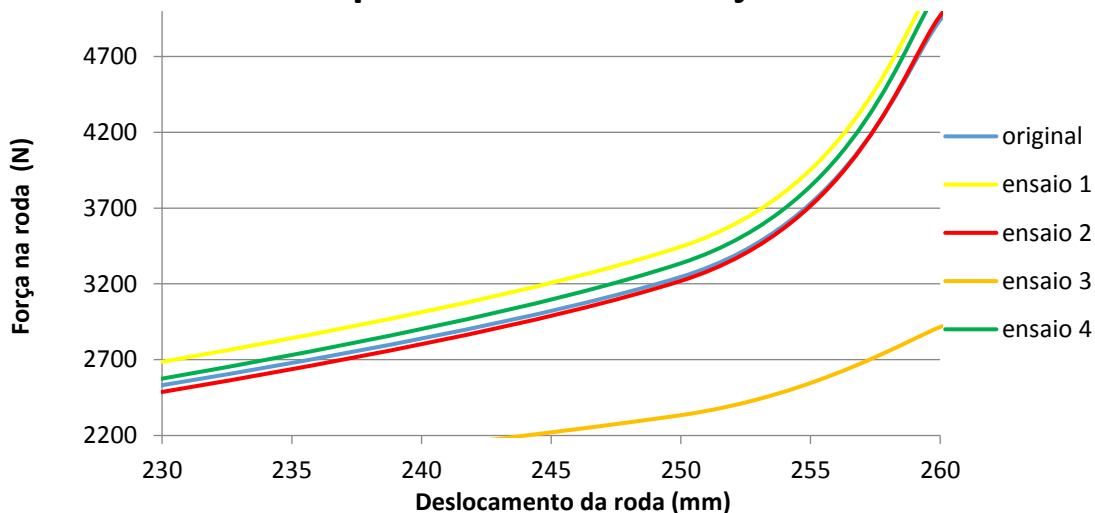


Gráfico 14 – Força na roda-Deslocamento da roda (230 - 260 mm)

O ensaio 2 demonstra ser uma boa opção caso se queira prolongar a zona “mole” do sistema porque só intersecta a curva original aos 255 mm.

Após a análise do gráfico do comportamento do conjunto pode-se afirmar que a diferença de força entre os vários ensaios e a geometria original é muito significativa. De onde se retira o que cada dimensão influencia no sistema:

- **Cota b:** No ensaio 1 verifica-se que o aumento da cota b, proporciona a subida da traseira do motociclo em 1,56 mm e coloca o sistema com a necessidade de uma força maior para atingir os mesmos deslocamentos de roda do sistema original. Esta dimensão mantém a progressividade original uma vez que se mantém paralela à mesma durante todo o deslocamento de roda.

- **Cota c:** Tem um efeito muito parecido à variação de dimensão do *link1*, limitando o fim de curso e alterando a dureza do sistema em toda a gama de funcionamento. Demonstra não haver diferenças a nível da sua progressividade e no caso estudado (ensaio 3) reduziu a altura posterior do motociclo em 11,82 mm (de salientar, que este valor tão elevado deve-se ao aumento exagerado de 5 mm da cota c. A variação da traseira não é proporcional ao aumento da respetiva cota).

- **Cota d:** O aumento de d (ensaio 2), inicialmente tem um efeito parecido ao do aumento dos comprimentos do *link1* (medida a), mas em contrapartida ao longo do curso vai se aproximando da geometria original e consegue interceta-la numa zona final (257 mm) provando ser a única medida que está a variar diretamente a progressividade do sistema.

- **Cota b e d:** Devido ao verificado anteriormente e dando especial atenção aos resultados obtidos com o aumento de d, foi realizado um último ensaio para tentar obter uma progressividade otimizada, resultando no ensaio 4 em que se nota a sua curva abaixo da original e mais acima a partir de 200 mm de curso. Provando que é possível variar a progressividade original.

A escolha da curva ideal, se é que existe, depende de muitas fatores alheios ao seu estudo. Um dos principais fatores é o tipo de utilização que se pretende que o motociclo apresente o melhor comportamento.

Para facilitar a compreensão de qual a geometria a aplicar para um certo tipo de utilização, e tendo em conta que os autores do estudo, em causa, não apresentam elevadas competências de avaliação de qual a melhor geometria, dividiu-se numa pequena análise o tipo de solicitação da roda associada às condições do terreno em 3 diferentes estágios:

1- Pisos lisos e pequenos saltos: opta-se por uma curva o mais acima possível da original, pois aí obtém-se uma suspensão mais “dura” o que se mostra compatível com a prática de *supermotard*.

2- Pisos muito irregulares e pequenos saltos: necessita-se de uma curva mais baixa que a original e que se prolongue o mais possível, permitindo assim uma menor

força na roda para o mesmo deslocamento e um aproveitamento total do curso, originando numa suspensão mais "mole" e uma consequente melhoria na leitura de terreno. Este comportamento é aconselhável para prática de enduro.

3- Pisos muito irregulares e grandes saltos: neste caso é preciso um ponto intermédio, ou seja, uma suspensão mole no início de curso mas que no final se mostre extremamente dura. A suspensão original tem esse comportamento, porém quanto mais progressiva for a curva, melhor, tendo em conta o descrito anteriormente devido à boa leitura de terreno e melhor absorção dos impactos dos saltos. No exemplo estudado a geometria mais favorável seria a do "ensaio 4". Este comportamento de suspensão é usado no *motocross*, pois as solicitações na roda têm grande amplitude.

3.1.3 Influência da altura do motociclo

Após o estudo dos parâmetros anteriormente mencionados, pode-se afirmar que ao alterar o sistema de *Links*, não se vai apenas alterar a razão de deslocamento, mas também todo o comportamento do motociclo. A influência direta que irá modificar o comportamento do motociclo é a variação na altura do motociclo, evidenciada na Figura 55.

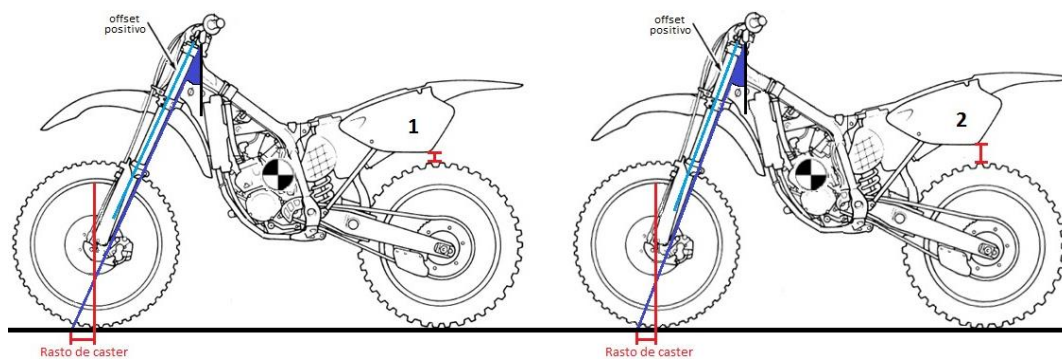


Figura 55 – Variação da altura

Considerando a figura da esquerda como a geometria original e a da direita, uma geometria que origine o aumento da traseira, (aumento da distância entre o guarda-lamas e a roda traseira), verifica-se imediatamente as alterações:

- A variação da altura posterior do motociclo está diretamente ligada com a dimensão do *link1* e a medida "c".
- Utilizando o *link1* mais pequeno (medida "a" menor), a escora fica numa posição mais vertical, afetando a tração.

- O centro de gravidade do conjunto está agora mais deslocado para a frente do motociclo e o seu *Anti-dive* sofre alterações.
- A consequente compressão da suspensão dianteira diminui o rasto de *caster*, tornando o motociclo mais ativo (agressivo) na direção, isto é, menos estabilidade, mas mais facilidade nas entradas de curvas.

Os efeitos mencionados têm o comportamento oposto se a altura da traseira fosse reduzida.

Constata-se, que a dianteira sofre da alteração da traseira, e por isso é necessário ter este efeito em conta quando se pretende projetar uma nova geometria de *Links* ou até mesmo na simples afinação do *sag*.

3.1.3.1 Retificação deste efeito

O rasto de *caster* sofre alterações durante as acelerações e travagens e a modificação da altura da traseira potencia este efeito. Como tal, existem algumas soluções para este efeito ser otimizado. A solução mais frequente está associada à alteração do *Offset* através do implemento de mesas de direção com geometria diferente às originais.

Devido à diferente opinião de cada piloto acerca de qual a melhor geometria, existe uma empresa, (*XTRIG*), focada em produtos que melhoram a ciclística do motociclo que consegue oferecer as suas mesas de suspensão com mais que um ajuste de *Offset*, Figura 56 e Figura 57.

No caso da YZ 125 2006 ao instalar as mesas de suspensão da *XTRIG* é possível variar o *Offset* entre 23 e 25 mm devido a um excêntrico presente no eixo da direção.

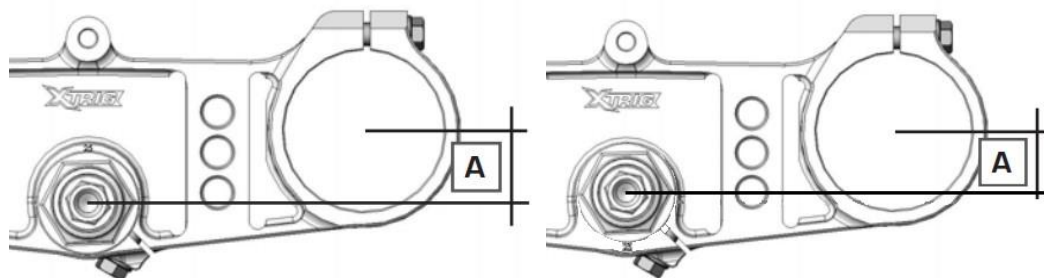


Figura 56 – Variação *Offset* pela *XTRIG*



Figura 57 – Mesa de direção XTRIG

3.2 Nova geometria YZ 125 2006

A decisão de qual a geometria a aplicar depende de características provenientes da experiência e estudo que não são ainda conhecidas. A maneira como o motociclo será conduzido varia consoante o estilo de condução, estatura e mesmo as forças que o piloto aplica no motociclo para o manobrar. São tudo aspetos que irão afetar a decisão de uma “geometria perfeita” porque o que pode funcionar para uma certa população, noutra pode não se verificar.

O principal objetivo de realizar uma geometria nova passa pela otimização da progressividade original. Considerando o estudo anterior onde é possível verificar de que maneira se pode manipular as dimensões para o efeito desejado, foram realizados vários ensaios. Primeiro confirmou-se que tornar o comportamento mais progressivo, (mais mole no início e mais duro no final), que o original, bastava alterar a dimensão “d”. O que se revelou muito difícil foi decidir em que ponto, (deslocamento da roda traseira), é que se pretendia o cruzamento da nova curva de amortecimento com o sistema original, implicando muitas tentativas sem grandes conclusões.

Contudo a YZ 125 apresenta uma variação da roda traseira de 315 mm e, como ponto de partida, fixou-se o valor pretendido para o sistema ser mais duro que o original nos 180 mm de curso. Uma vez mais, salienta-se que este valor é meramente experimental o que se poderá revelar muito ou pouco satisfatório aquando da condução do motociclo.

Na mesma linha de pensamento sobre o estudo do *link1* e *link2*, foi igualmente desenhado em SolidWorks, (2 dimensões), a YZ 125 de 2006 para obter os gráficos

Força na roda-Deslocamento da roda e razão de deslocamento, que se apresentam no Gráfico 15, Gráfico 16, Gráfico 17 e no Gráfico 18. Após várias tentativas, apresenta-se a Tabela 5 com as novas geometrias.

Tabela 5 – Novas geometrias YZ 125 2006

	Medidas (mm)			Graus	Variação de altura (mm)
	<i>Link1</i>	<i>Link2</i>		d	
	a	b	c		
Original	145	51	48,8	108,29	0
Nova geometria	147	52,5	46	111	- 12,86
Ensaio 1	145	52,5	46	111	- 3,04
Ensaio 2	147	51	48,8	108,29	- 8,40

O sinal negativo nos valores de variação de altura representa a diminuição da altura posterior do motociclo.

Os ensaios 1 e 2 resultam da combinação entre os dois *Links* originais com os dois novos *Links*. Originam curvas de amortecimento diferentes e interessantes para o estudo.

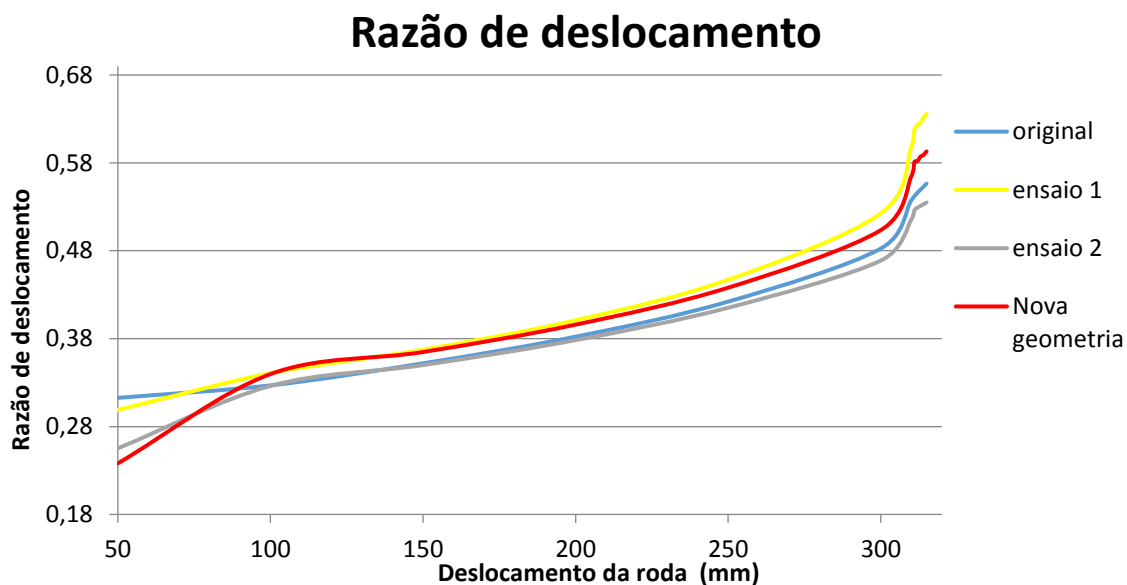


Gráfico 15 – Razão de deslocamento das novas geometrias

Quanto à razão de deslocamento (nova geometria), verificou-se valores superiores ao original representando menores deslocamentos da roda em relação à curva original. Apenas no ensaio 2 se verifica maiores deslocamentos da roda em relação ao amortecedor (razão de deslocamento inferior ao sistema original).

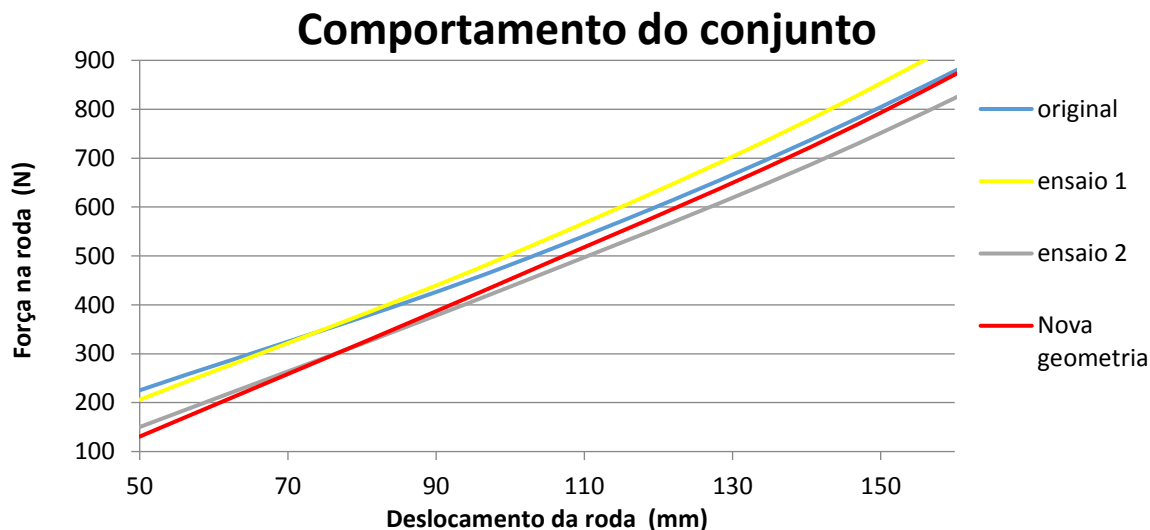


Gráfico 16 – Força na roda-deslocamento da roda (50 – 150 mm)

No início de curso comprova-se que a nova geometria requer de menos força do que a original para exercer o mesmo deslocamento de roda.

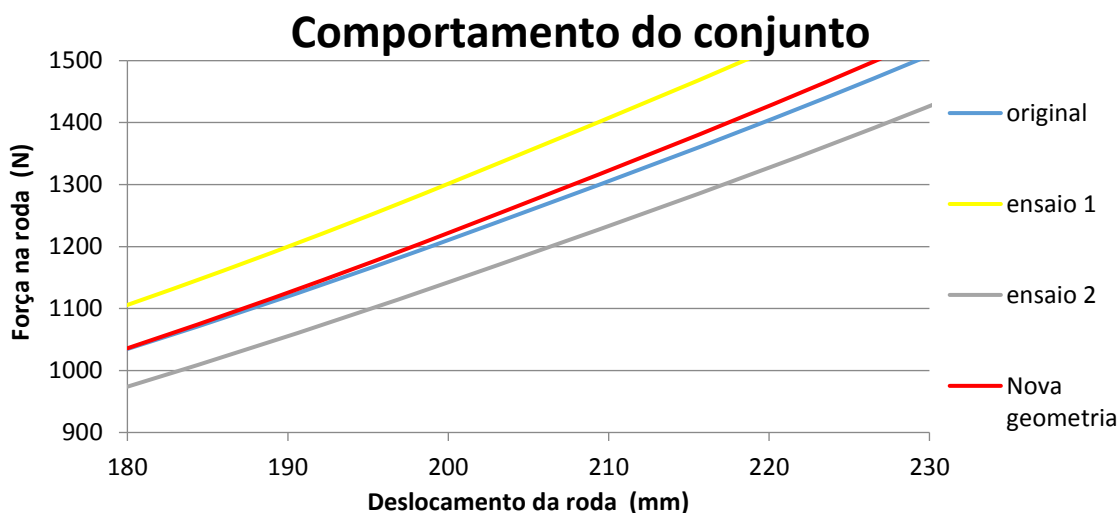


Gráfico 17 – Força na roda-deslocamento da roda (180 – 230 mm)

Existe o cruzamento aos 180 mm de curso e as restantes curvas mantêm a sua distância face à original.

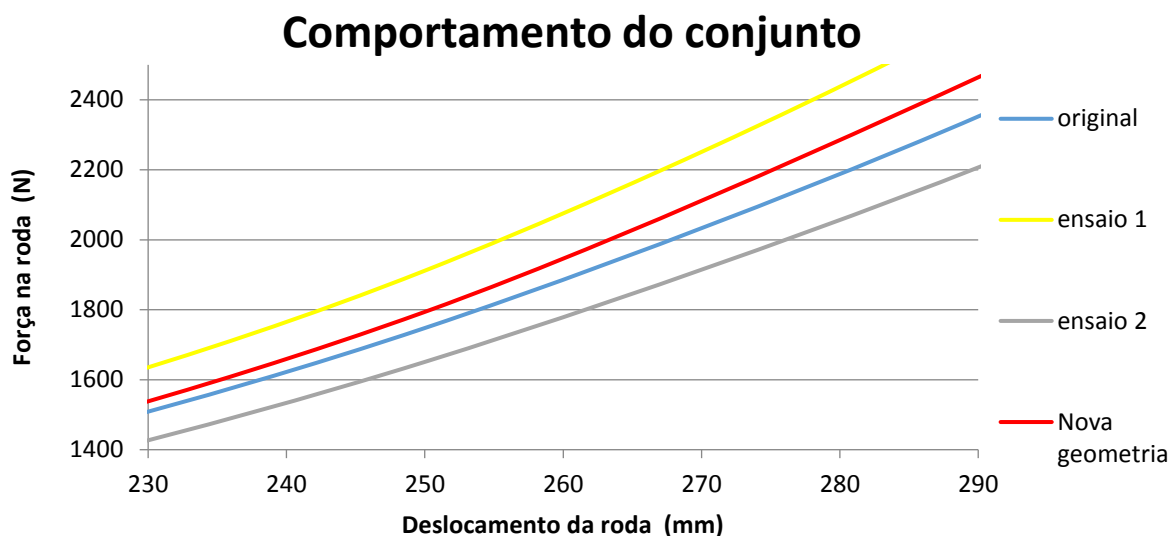


Gráfico 18 – Força na roda-deslocamento da roda (230 – 290 mm)

Tal como era previsto, ao combinar o novo *link1* com o *link2* original verifica-se um comportamento abaixo da curva original (comportamento mais mole). Assim como a troca do *link2* original pelo novo *link2* apronta para um comportamento acima do original (comportamento mais duro).

3.3 Seleção de material pelo método das matrizes de seleção

Pretende-se obter o sistema de *links* de um motociclo de todo o terreno especialmente direcionado para uso profissional. Deve-se apostar numa construção de qualidade em que a resistência mecânica, durabilidade, leveza e resistência aos choques sejam privilegiadas

Especificações:

- Construção de qualidade para uso profissional
- Leveza
- Resistência mecânica e durabilidade
- As peças estão sujeitas a condições de utilização severas, tais como, pó, lama, pedras e chuvas.
- Apresentar boa resistência à oxidação
- Apresentar boa resistência à corrosão
- Irá estar sujeita a temperaturas de serviço muito baixas (por exemplo em ambiente de neve) ou a temperaturas relativamente altas (por exemplo em ambiente de praia).
- Irá estar sujeito a cargas cíclicas (fadiga).

- Geometria tem dimensões com rigor elevado.

Considerando estes requisitos, existe uma vasta possibilidade de materiais a usar no novo sistema de *Links* e que devem possuir características iguais ou superiores ao material original, alumínio.

Segundo os valores observados na tabela de alumínio do fornecedor PolyLanema, ANEXO4 – Propriedades do Alumínio 6082-T651. Verifica-se as seguintes propriedades como ponto de partida no uso do método de seleção do material por matrizes de seleção:

- Rigidez 70 GPa
- Densidade 2,7 g/cm³

Pelo digrama de Michael F. Ashby, da Figura 58, que relaciona o módulo de elasticidade com a massa volúmica, identifica-se os principais grupos de materiais.

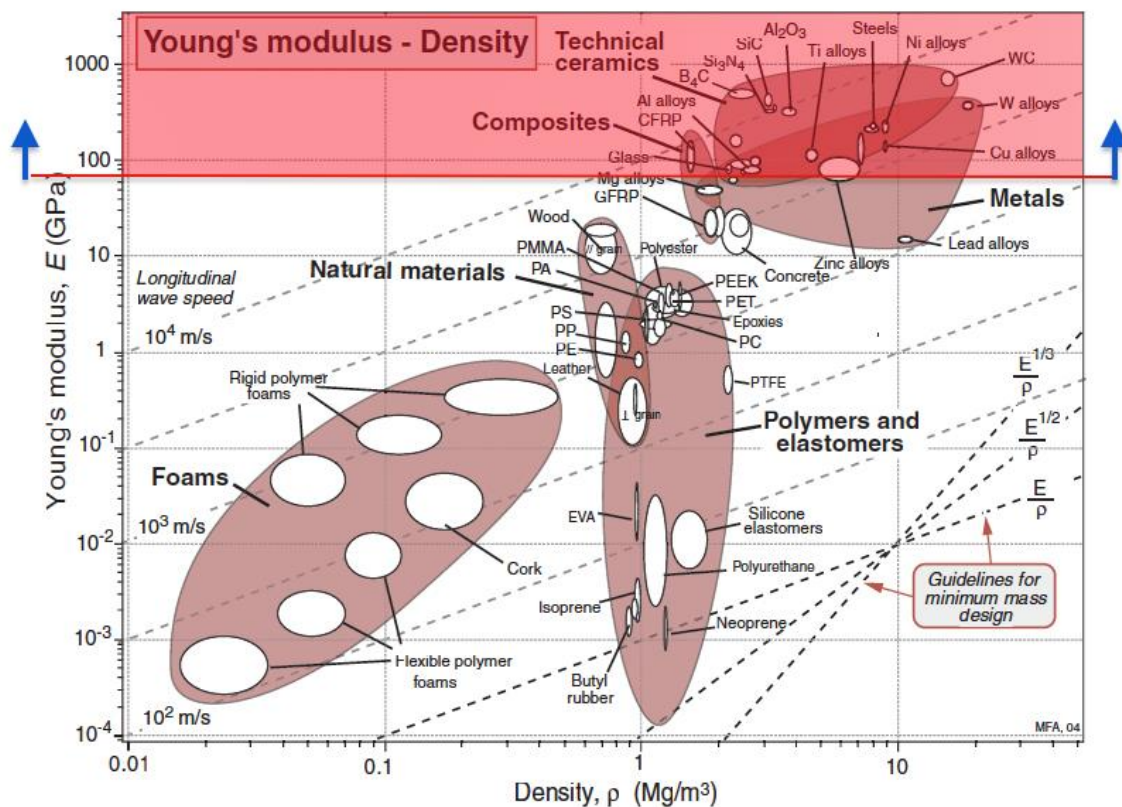


Figura 58 – Diagrama de Michael F. Ashby, (Ashby, 2005)

Apesar de ser conhecida a massa volúmica do alumínio, apenas se restringiu a seleção pelo módulo de elasticidade, porque o produto final pode obter diferentes geometrias consoante a sua densidade.

Verifica-se o grupo dos metais, cerâmicos e compósitos dos quais podemos retirar e verificar na Tabela 6:

- Ligas de Titânio
- Aços

- Ligas de Níquel
- Ligas de Cobre
- Ligas de Alumínio
- Ligas de Tungstênio
- Alumina (cerâmica técnica)
- SiC (cerâmica técnica)
- Carbono epóxico (60% unidirecional)

Tabela 6 – Propriedades dos materiais

Material	E (GPa)	Dureza (HV)	σ_y (MPa)	σ_f (MPa)	ρ (kg/m ³)	K_{Ic} (MPa \sqrt{m})	Preço/kg (€/kg)
Aço ao carbono AISI 1045	210	500	585	370	7800	28-32	0,5
Al 7075 T6	72,5	135	428	124	2700	40	1,6
Al 5083 H111	72	75	140	135	2670	32	1,5
Ti6Al4V	113,8	334	880	240	4430	85	40
Liga de Níquel (MAR-M 200)	220	380	850	400	8550	135	19
Liga de Tungstênio AISI H25	231	390	1000	300	18280	34	9
Carbono epóxico (60% unidirec.)	142	-	1530	-	1590	50	68
SiC (cerâmica técnica)	430	2500	600	900	3200	4	13
Alumina (cerâmica técnica)	370	1800	430	350	3850	4	3,5

E: Módulo de Young
 ρ : Massa volúmica

σ_y : Tensão limite elástico
 K_{Ic} : Tenacidade à fratura

σ_f : Tensão limite de fadiga

Uma vez que este sistema irá estar sujeito a choques com pedras, os materiais cerâmicos (SiC e Alumina) são rejeitados porque apesar do seu elevado módulo de elasticidade são muito frágeis.

O material compósito (carbono) é eliminado porque o seu processo de fabrico não é compatível com uma peça monolítica, como é o caso de cada link. A liga de tungsténio é a liga que apresenta maior massa volúmica face aos seus adversários por isso foi excluída. A Tabela 7 resume os cinco materiais escolhidos.

Tabela 7 – Propriedades dos materiais selecionados

Material	E (GPa)	Dureza (HV)	σ_y (MPa)	σ_f (MPa)	ρ (kg/m ³)	K_{Ic} (MPa \sqrt{m})	Preço/kg (€/kg)
Aço ao carbono AISI 1045	210	500	585	370	7800	28-32	0,5
Al 7075 T6	72,5	135	428	124	2700	40	1,6
Al 5083 H111	72	75	140	135	2670	32	1,5
Ti6Al4V	113,8	334	880	240	4430	85	40
Liga de Níquel (MAR-M 200)	220	380	850	400	8550	135	19

Considerando as propriedades presentes na tabela, seleciona-se as 4 propriedades mais relevantes e uma vez que se pretende um material que tenha uma adequada resistência mecânica e rigidez, mas que simultaneamente seja leve, relaciona-se a massa volúmica com o módulo de elasticidade e a tensão de limite elástico, obtendo:

- Rigidez específica (E/ρ);
- Resistência específica (σ_y/ρ);
- Tenacidade à fratura (K_{Ic});
- Custo (Preço/kg);

A resistência à oxidação e corrosão não foi considerada porque os 5 materiais selecionados têm boa resistência à oxidação/corrosão. Além disso, é um fator que pode ser melhorado através de um acabamento superficial (pintura).

Tratando-se de um produto para uso profissional em que a leveza, resistência e durabilidade dos materiais sejam características privilegiadas, coloca-se o custo (Preço/kg) como a “propriedade” com menor importância. Portanto a rigidez e a resistência têm maior importância.

Assim, utilizando as matrizes de seleção é necessário impor a importância das propriedades (ω_i), indicar as propriedades escolhidas e as propriedades ponderadas

(β_i), para o cálculo dos índices de desempenho, representados, respetivamente, na Tabela 8, Tabela 9, Tabela 10 e na Tabela 11.

Tabela 8 – Importância das propriedades (ω_i)

	(1/2)	(1/3)	(1/4)		Importância
1 - E/ρ	50	70	90	1,0000	0,3938
2 - σ_y/ρ	50			1,0000	0,3938
3 - K_{Ic}		30		0,4286	0,1688
4 – Preço/kg			10	0,1111	0,0437
				2,5397	1,0000

Tabela 9 – Propriedades

Material	E/ρ (MPa/kg/m ³)	σ_y/ρ (MPa/kg/m ³)	K_{Ic} (MPa√m)	Preço/kg (€/kg)
Aço ao carbono AISI 1045	26,92	0,08	30,00	0,50
Al 7075 T6	26,85	0,16	40,00	1,60
Al 5083 H111	26,97	0,05	32,00	1,50
Ti6Al4V	25,68	0,20	85,00	40,00
Liga de Níquel	25,73	0,10	135,00	19,00

■ - Maior valor

■ - Menor valor

Tabela 10 – Propriedades ponderadas (β_i)

Material	E/ρ (MPa/kg/m ³)	σ_y/ρ (MPa/kg/m ³)	K_{Ic} (MPa√m)	Preço/kg (€/kg)
Aço ao carbono AISI 1045	$\frac{26,92}{26,97} \times 100$ = 99,81	$\frac{0,08}{0,20} \times 100$ = 40	$\frac{30}{135} \times 100$ = 22,22	100
Al 7075 T6	99,55	80	29,63	$\frac{0,50}{1,60} \times 100$ = 31,25
Al 5083 H111	100	25	23,70	33,33
Ti6Al4V	95,22	100	62,96	1,25
Liga de Níquel	25,73	50	100,00	2,63

Índice de desempenho = $\sum(\text{Importância } (\omega_i) \times \text{Propriedades ponderadas } (\beta_i))$

Tabela 11 – Índice de desempenho

ω_i	0,3938	0,3938	0,1688	0,0437		
Material	E/ρ (MPa/kg/m ³)	σ_y/ρ (MPa/kg/m ³)	K_{Ic} (MPa√m)	Preço/kg (€/kg)	$\sum(\omega_i \times \beta_i)$	
Aço ao carbono AISI 1045	(0,3938 × 99,81) = 39,31	(0,3938 × 40) = 15,75	(0,1688 × 22,22) = 3,75	(0,0437 × 100) = 4,37	63,18	3º
Al 7075 T6	39,20	31,50	5,00	1,37	77,07	2º
Al 5083 H111	39,38	9,85	4,00	1,46	54,69	4º
Ti6Al4V	37,50	39,38	10,63	0,05	87,56	1º
Liga de Níquel	10,13	19,69	16,88	0,12	46,82	5º

O material com melhor índice de desempenho é o Titânio (Ti6Al4V, 87,56) tendo em conta as propriedades consideradas e os respetivos pesos (importâncias) atribuídas a essas propriedades. Apresenta a maior resistência específica e uma rigidez específica muito perto do Aço e do Alumínio, permitindo obter os Links com uma boa relação resistência/massa. A sua principal limitação reside no custo (40€/kg) que pode inviabilizar uma produção em série.

A liga de Alumínio Al 7075 T6 apresenta o segundo melhor índice de desempenho (77,07). Esta liga apresenta menor resistência específica e tenacidade à fratura, mas é melhor em rigidez específica quando comparada ao titânio. Contudo, verifica-se que possui:

- Rigidez (72,5 GPa) pouco acima do mínimo exigido (70 GPa);
- Resistência mecânica de 428 MPa;
- Densidade de 2700 kg/m³;
- Custo muito inferior ao do Titânio (25 vezes menor);
- Boa resistência à corrosão/oxidação;
- Grande disponibilidade do material;

A liga de alumínio Al 5083 H111 apresenta pior resistência específica e tenacidade à fratura, mas é ligeiramente superior na rigidez específica e com um custo menor do que a Al 7075 T6.

O último classificado é mesmo a liga de Níquel (MAR-M-200) que apresenta propriedades piores em relação aos seus adversários.

Em 3º classificado e com uma boa pontuação (63,18) encontra-se o Aço ao carbono AISI 1045. Sabe-se que é um material muito superior no que toca às suas propriedades mecânicas quando comparado com o alumínio, no entanto a sua descida na tabela deve-se à sua elevada massa volúmica. Obriga a uma mudança de geometria, (redução de espessura, Figura 59), para não obtermos as peças com massa muito elevada.



Figura 59 – Link original Yamaha MT-07 em aço, (Extreme Creations, 2016)

O aço permite a utilização de processos de fabrico diferentes, como por exemplo a combinação das peças por soldadura (1), em que umas podem ser obtidas por torneamento (2) e outras por corte a laser (3). Apesar deste processo implicar uma mudança de geometria e ser de mais fácil produção, o que é aconselhado para uma produção em grande escala, origina um produto pouco estético, não atraindo o cliente e resultando num baixo volume de vendas.

Nota-se significativamente, na Figura 60, as diferenças de espessura entre a peça superior (Aço) e a inferior (Alumínio), desenvolvida pela Extreme Creations de Sydney, Australia (Extreme Creations, 2016). Portanto o Aço revela-se uma muito boa aposta para uma produção em série, onde os parâmetros estéticos e leveza não sejam determinantes, como é o caso. Na Figura 61, Figura 62 e Figura 63 visualizam-se vários exemplos de *links*, uns em aço outros em alumínio.



Figura 60 – *Link* original Yamaha MT-07 (superior), link da Extreme Creations para MT-07(inferior), (Extreme Creations, 2016)



Figura 61 – *Link* em aço para Yamaha YFZ 450, (Racing, 2016)



Figura 62 – *Link* original em Alumínio Suzuki RM-Z450, (Motocross action magazine, 2013)



Figura 63 – Link alumínio Nihilo para KTM, (Vital mx, 2014a)

Este projeto debruça-se na obtenção de uma nova geometria de suspensão e não no melhor material a aplicar pelo que terá que ser restringido devido à facilidade de compra e o acabamento que se pretende (o qual é possível obter com o uso da maquinagem CNC). Correspondendo a uma liga de Alumínio já que em todo o mercado deste tipo de peças também se verifica ser o material mais utilizado e que nos permite ter uma boa relação custo/qualidade, tal como se vê na Figura 64 e Figura 65.

Devido ao alumínio que está disponível para utilização na própria instituição, Instituto Superior de Engenharia do Porto, e para se evitar gastos acrescidos, irá ser utilizado o Alumínio 6082-T651 que apresenta características parecidas, mas não melhores, ao aqui apresentado 2º lugar (Alumínio 7075-T6), (Polylanema, 2015).



Figura 64 – Links Ride Engineering em alumínio, (Vital mx, 2014b)



Figura 65 – Link Pro Circuit em alumínio, (Pro Circuit, 2016)

3.4 Rolamentos VS casquilhos

3.4.1 Rolamentos

O conjunto de *Links* original presente num motociclo de *motocross* é equipado com rolamentos de rolos de agulhas que proporcionam um bom funcionamento, mas, que padecem na sua durabilidade. Aconselha-se ao utilizador, (segundo o manual Yamaha YZ 125), a efetuar uma inspeção e lubrificação a cada corrida. Durante os anos de experiência do autor com o seu motociclo, verificou-se que com uma utilização de lazer semanal é necessário proceder à substituição dos rolamentos anualmente.

O rolamento de agulhas possui um anel externo profundo e de parede fina e é caracterizado por uma altura transversal bastante baixa e alta capacidade de carga. A SKF fornece três principais tipos de rolamentos de agulhas com anel externo, representados na Figura 66, Figura 67 e na Figura 68.

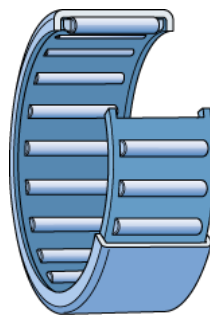


Figura 66 – Rolamento de agulhas com capa estampada e extremidades abertas, (SKF, 2016)

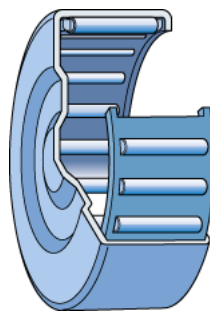


Figura 67 – Rolamento de agulhas com capa estampada e com uma extremidade fechada, (SKF, 2016)

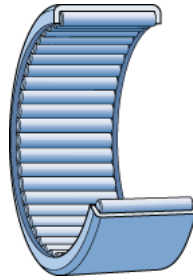


Figura 68 – Rolamento com conjunto completo de agulhas com capa estampada e extremidades abertas, (SKF, 2016)

3.4.2 Casquilhos

Uma alternativa aos rolamentos convencionais são os casquilhos metálicos. Casquilhos em bronze são usualmente aplicados em situações de altas cargas e baixas velocidades, porém necessitam de lubrificação. Uma alternativa recente em substituição aos casquilhos de bronze são os casquilhos em plástico.

De entre alguns fabricantes de componentes mecânicos em polímeros, destaca-se a IGUS, fabricante de peças técnicas complicadas em polímeros especiais. Os casquilhos selecionados para este trabalho foram desta marca.

De entre as suas várias inovações, fornece a sua tecnologia Dry-Tech que visa melhorar a tribologia. Os casquilhos Dry-tech da IGUS são uma alternativa para casquilhos e rolamentos com lubrificação.

A IGUS desenvolve materiais em polímero que resolvem novos problemas de aplicação tribológica de casquilhos. Polímeros base, lubrificantes sólidos e reforços são combinados de tal forma que são conseguidas as características do casquilho pretendido. Estes são validados em testes de laboratório baseados na experiência de modo a otimizar os materiais, validando o sistema que integra o veio, o casquilho e as condições do meio envolvente. Devido aos seus testes intensivos que englobam 12 casos diferentes de carga (0,25 MPa a 150 MPa), 3 gamas de temperatura, 6 materiais de veio e 3 direções de movimento. Permitindo à IGUS especificar o cálculo de duração de vida para a aplicação de praticamente qualquer caso.

Os casquilhos autolubrificadas iglidur são versáteis, isentos de lubrificação, de manutenção e com baixo custo sendo adequados para a indústria automóvel ou para máquinas especiais feitas à medida, para aplicações submersas, para a indústria alimentar e de tabaco.

Algumas aplicações estão ilustradas na Figura 69, Figura 70, Figura 71 e na Figura 72.



Figura 69 – Bergamont ConTrail MGN, (Bergamont, 2016)



Figura 70 – Casquilhos IGUS J na Bergamont ConTrail, (IGUS, 2016c)



Figura 71 – IGUS G300 presente no amortecedor 5th element, (IGUS, 2016b)



Figura 72 – Pedal Straitline usa IGUS G300, (manus, 2011)

Perante as vantagens mencionadas e pelas aplicações demonstradas, os casquilhos auto-lubrificados da IGUS revelam-se um bom compromisso para a sua implementação no sistema em estudo.

Numa primeira aproximação e com a ajuda da ferramenta de seleção disponível no próprio site da IGUS, o casquilho a ser utilizado seria o M250. Mas quando se abrangeu os colaboradores da IGUS verificou-se que devido à sua fraca durabilidade e a sua tensão radial máxima de 19 MPa, (esta tensão corresponde a uma deformação do casquilho de 3%), muito baixa não seria o mais adequado porque na posição mais desfavorável cada casquilho irá estar sujeito a uma força radial de 7000 N (mais à frente irá ser mostrado como aparece esta força), reproduzindo-se em 17,5 MPa de tensão radial aplicada. Logo, existia um coeficiente de segurança muito baixo e o próprio casquilho não predomina na durabilidade.

Surgindo a hipótese do casquilho J, Figura 73, com uma tensão radial máxima de 35 MPa, com as seguintes vantagens em relação ao M250:

- Baixo desgaste com veios de vários materiais.
- Baixo nível de coeficiente de atrito durante o funcionamento a seco.
- Amortecimento de vibrações.
- Boa resistência a químicos.
- Melhor desempenho com veios macios.
- Absorção mínima da humidade.



Figura 73 – IGUS J, (IGUS, 2016a)

3.5 Medição e desenho do novo conjunto de *Links*

Sendo o novo conjunto de *Links* para aplicar no mesmo motociclo para o qual serviu de estudo, YZ 125 de 2006, existem algumas dimensões a manter para que o conjunto encaixe na perfeição. Iniciou-se um esboço para ter em conta essas dimensões e analisar de que maneira seria possível abordar o desenho em SolidWorks.

Todas as medições foram retiradas com um paquímetro. As dimensões do alojamento para os novos casquilhos auto lubrificadas tiveram de ser ajustados porque não foi possível encontrar casquilhos com as medidas iguais aos rolamentos de agulhas originais.

Na Figura 74 e na Figura 75 apresenta-se o desenho a duas dimensões dos componentes novos. Estas figuras apresentam ser já do produto final porque não foi possível obter boa qualidade de digitalização dos esboços reais, ainda assim é possível visualiza-los no ANEXO3 – Esboço *Link1* e *Link2* e no ANEXO6 – Desenhos técnicos os correspondentes desenhos técnicos. As novas medidas “a”, “b” e “c” foram implementadas do estudo da nova geometria.

A Figura 76 exemplifica as medições efetuadas. A Figura 77 e Figura 78 a modelação dos *links*.

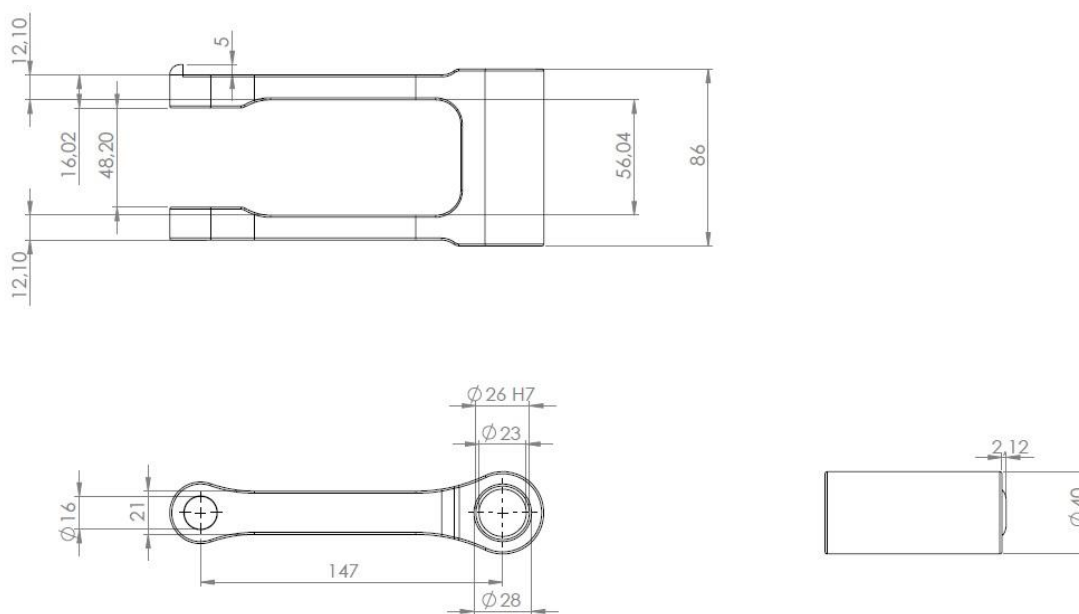


Figura 74 – *link1*

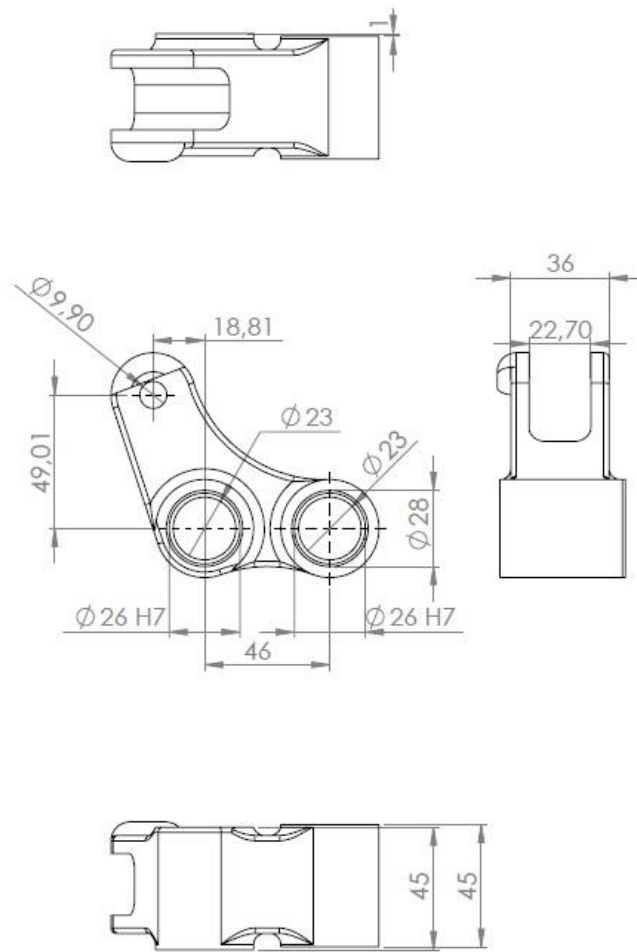


Figura 75 – link2



Figura 76 – Medições do link1 (esquerda) original e link2 (direita)

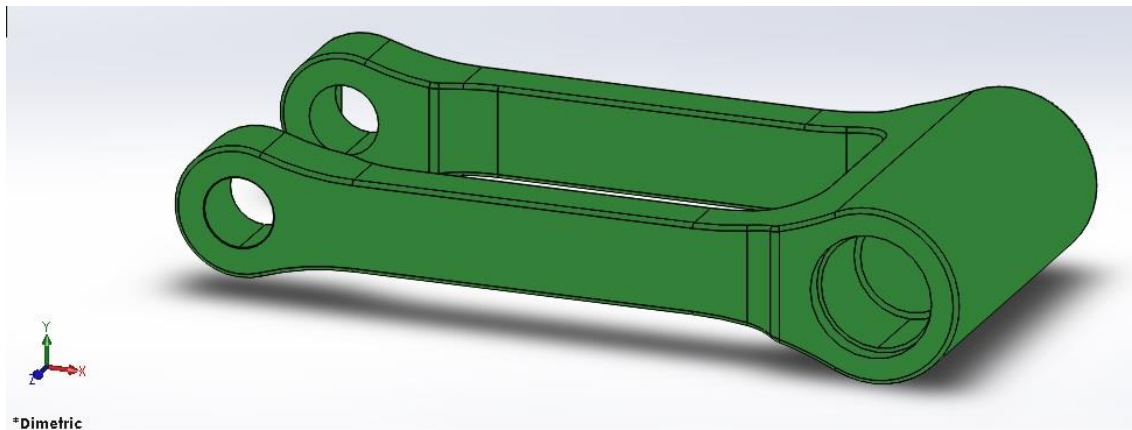


Figura 77 – Modelação do Link1

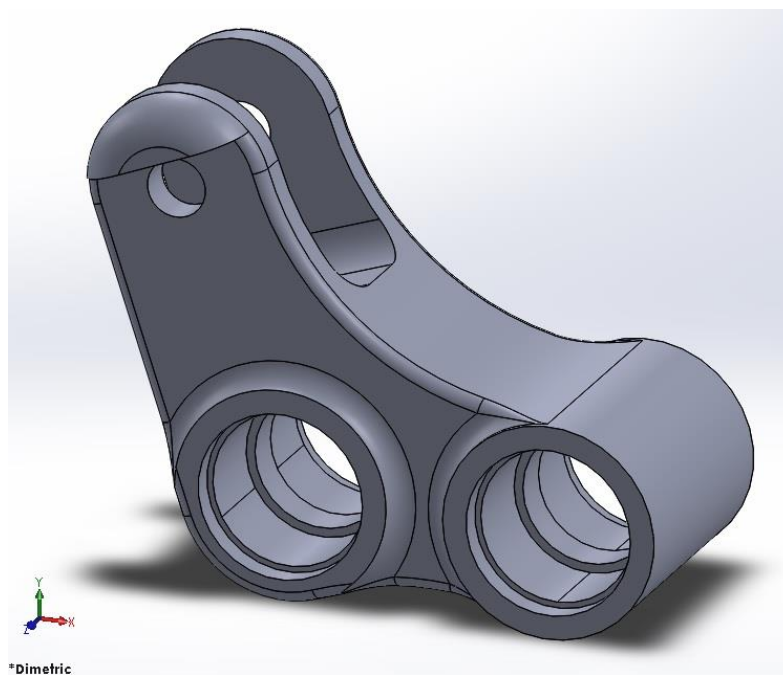


Figura 78 – Modelação do Link2

3.6 Análise numérica FEA

Pretende-se fazer uma análise numérica para determinar o estado de tensão nos diferentes componentes projetados. Considerando o método dos elementos finitos como base ao estudo, foi utilizado o programa SolidWorks.

3.6.1 Análise por elementos finitos do conjunto

Sendo um mecanismo, o sistema de *Links*, admite diferentes configurações para diferentes posições de roda.

O colapso teórico do sistema de *Links* acontece quando o link 1 e o link 2 se alinham (ver Figura 52, em 2.5.6), originando um esforço de tração (em ambos os elementos) que os pode levar à fratura. Contudo verificou-se que este limite teórico nunca acontece porque existe outro elemento a limitar o sistema de suspensão.

Recorrendo aos desenhos 2D em SolidWorks que simulam o modelo em questão, (ANEXO1-6.1.7). E sabendo que o amortecedor tem um curso máximo de 140 mm e a roda de 315 mm (Yamaha Motor Co, 2006), verificou-se as limitações práticas referidas na Tabela 12.

Tabela 12 – Limitadores do sistema

Limitador	Deslocamento amortecedor (mm)	Deslocamento roda (mm)
<i>Links</i> alinhados	181	382
Batente do amortecedor	90	252
Link 2 c/braço oscilante	140	346
Roda c/para-lamas	122	315

Nas Figura 79, Figura 80, Figura 81, Figura 82 e Figura 83 é possível verificar cada caso da Tabela 12.

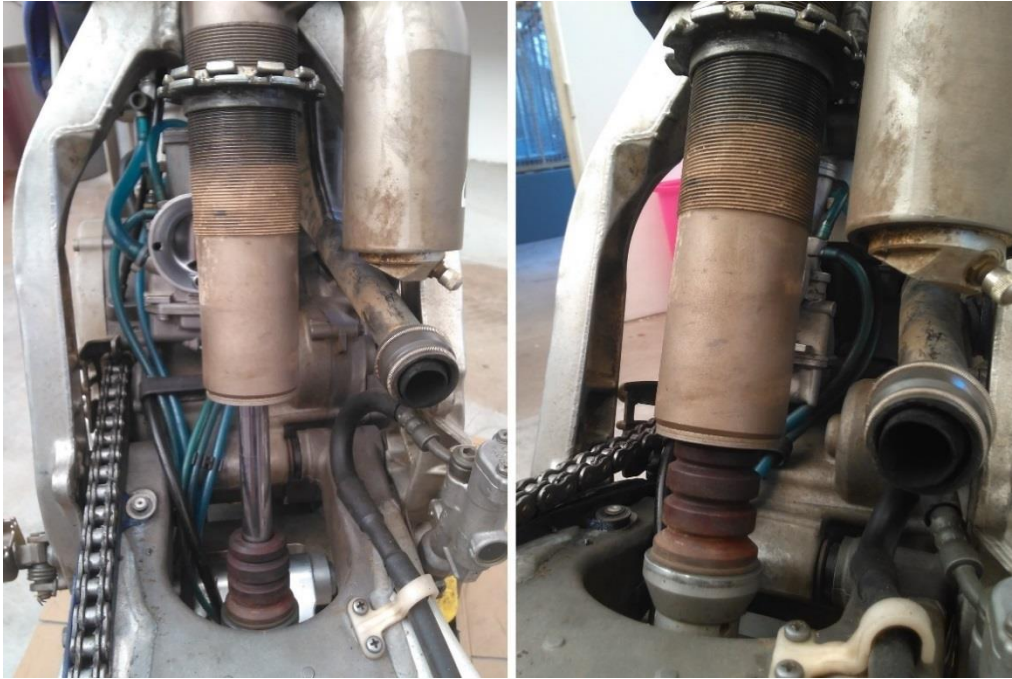


Figura 79 – Limitador batente do amortecedor



Figura 80 – Posição dos *Links* originais quando o batente do amortecedor começa a atuar



Figura 81 – *Link2* em contacto com o braço oscilante



Figura 82 – *Link2* em contacto com o braço oscilante



Figura 83 – Contacto da roda posterior com o para-lamas.

O pior cenário, (e real), para escolher a posição do conjunto para a análise dos elementos finitos corresponde ao máximo curso permitido pela roda traseira (315 mm), originando a configuração da Figura 84.

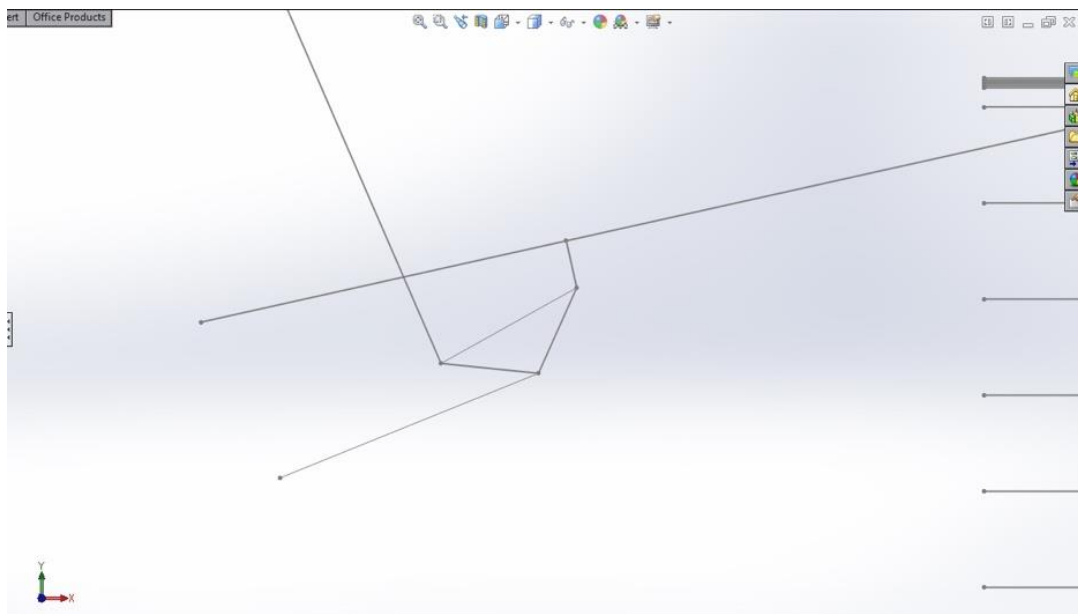


Figura 84 – Posição do sistema com 315mm de curso da roda

Sabendo que o deslocamento do amortecedor corresponde ao deslocamento da mola, (amortecedor coilover), e recorrendo às tabelas realizadas em excel

(ANEXO1-6.2.7) obtém-se o valor de força no amortecedor necessária para chegar a este deslocamento, (122 mm de amortecedor), de 5628,47 N. A Figura 85 evidencia o ângulo entre o amortecedor e a vertical que é necessário para determinar as componentes da força do amortecedor para posterior aplicação no *software* FTOOL.

$$F_x = 5628,47 \times \sin(23,41^\circ) = 2236,24 \text{ N}$$

$$F_y = 5628,47 \times \cos(23,41^\circ) = 5165,16 \text{ N}$$

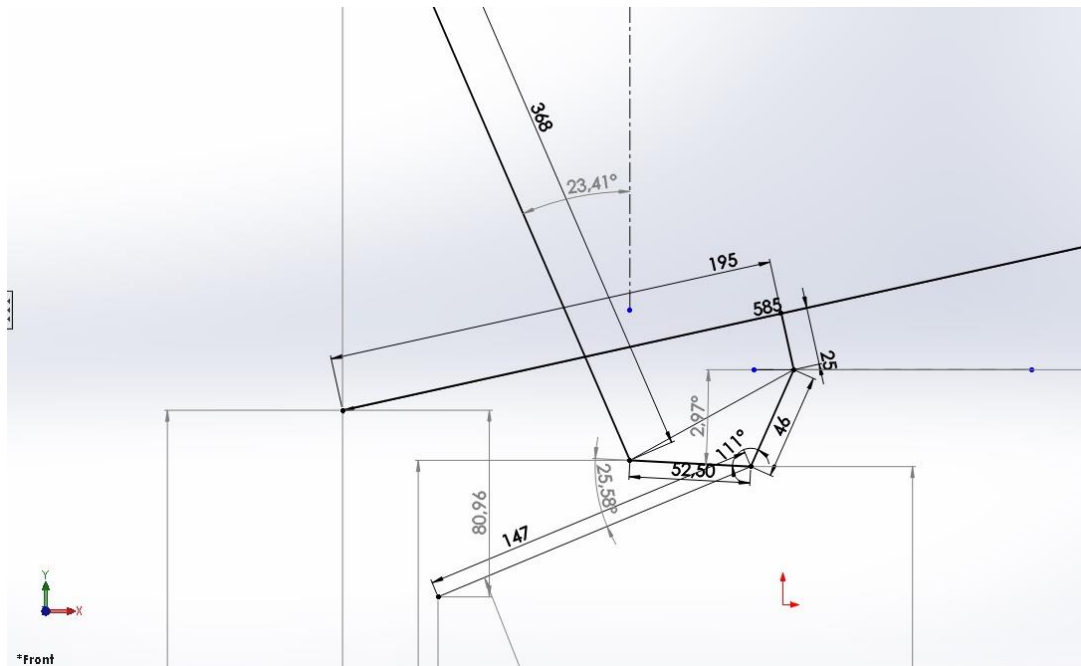


Figura 85 – Inclinação do amortecedor

Transportando as coordenadas dos pontos do sistema, (*link1* e *link2*), simulou-se no programa FTOOL de maneira a obter os esforços axial, transverso e de momentos fletores, representados, respetivamente na, Figura 87, Figura 88 e Figura 89. Na Figura 86 demonstra-se a carga aplicada e na Figura 90 a possível deformação dos componentes.

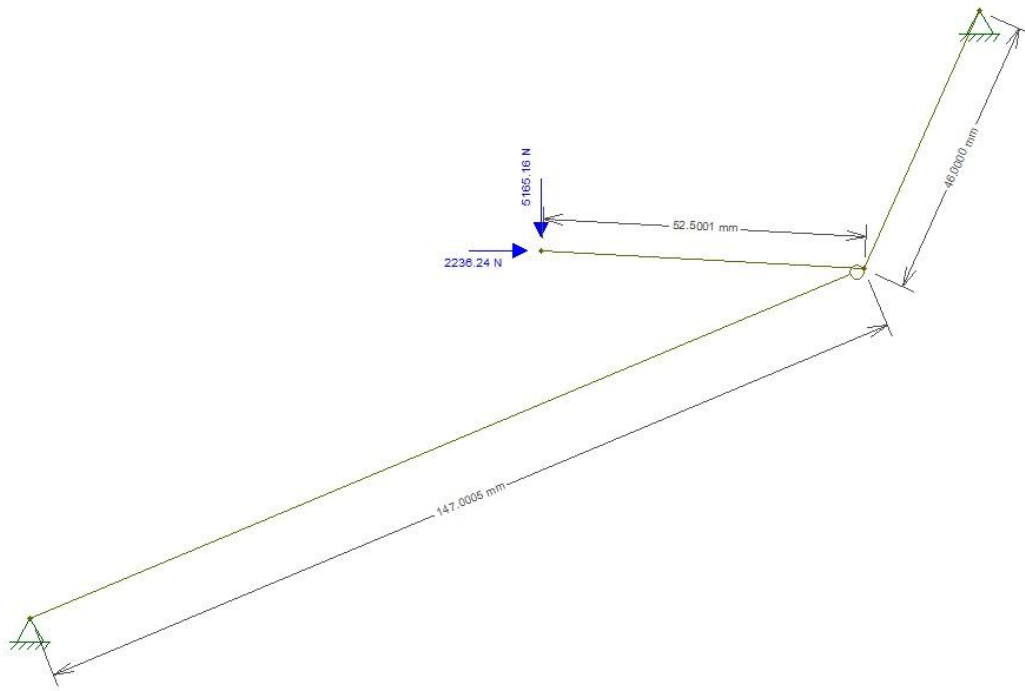


Figura 86 – Estrutura simulada em FTOOL

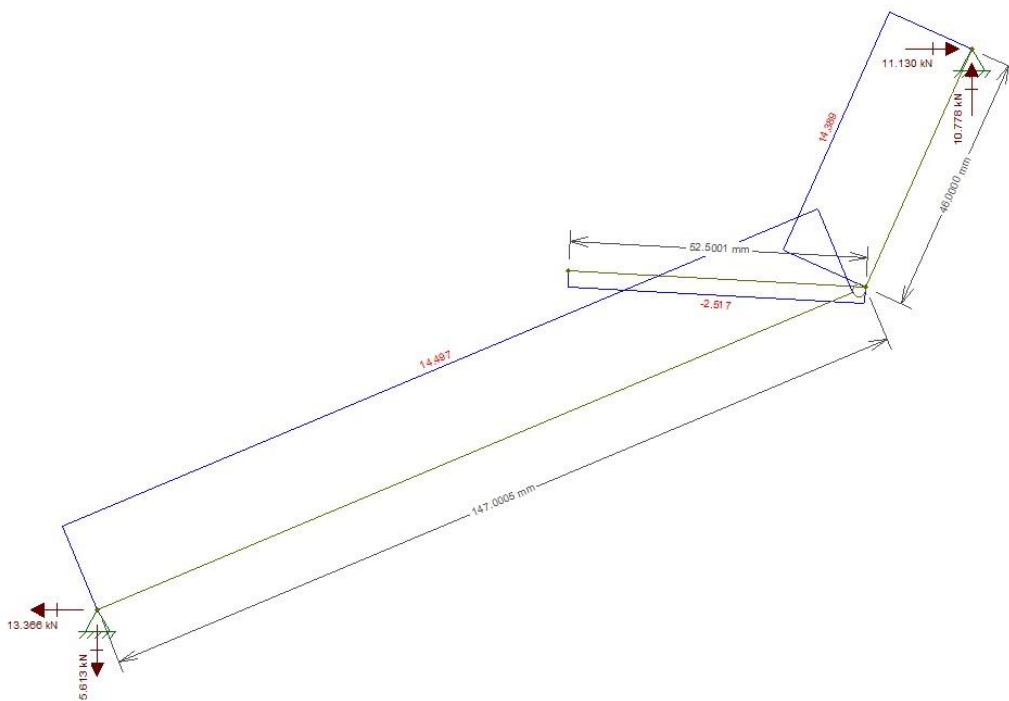


Figura 87 – Esforço axial

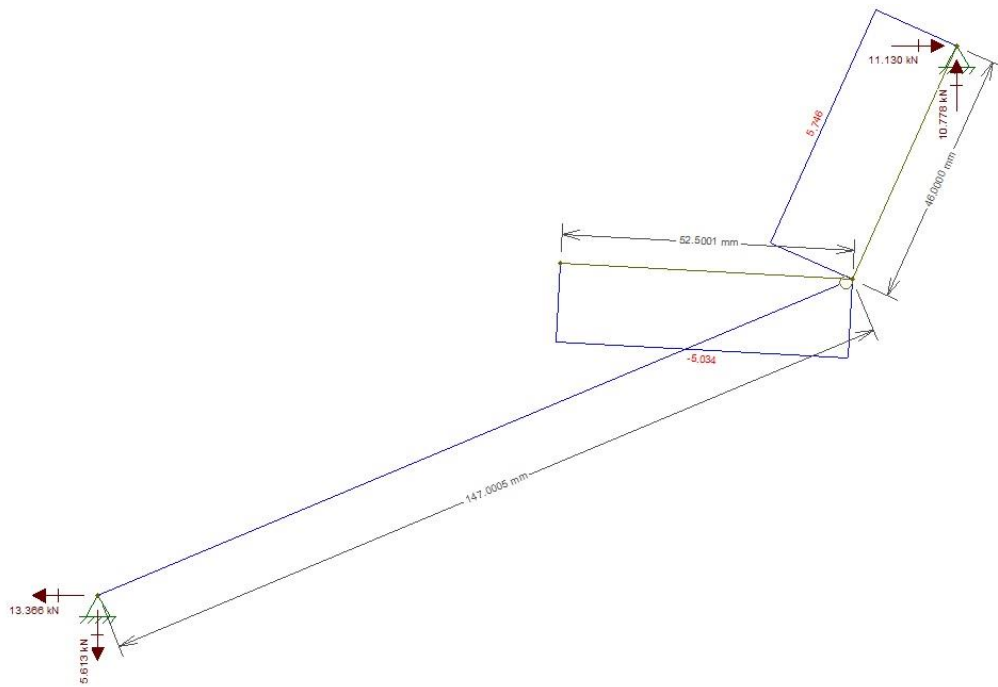


Figura 88 – Esforço transverso

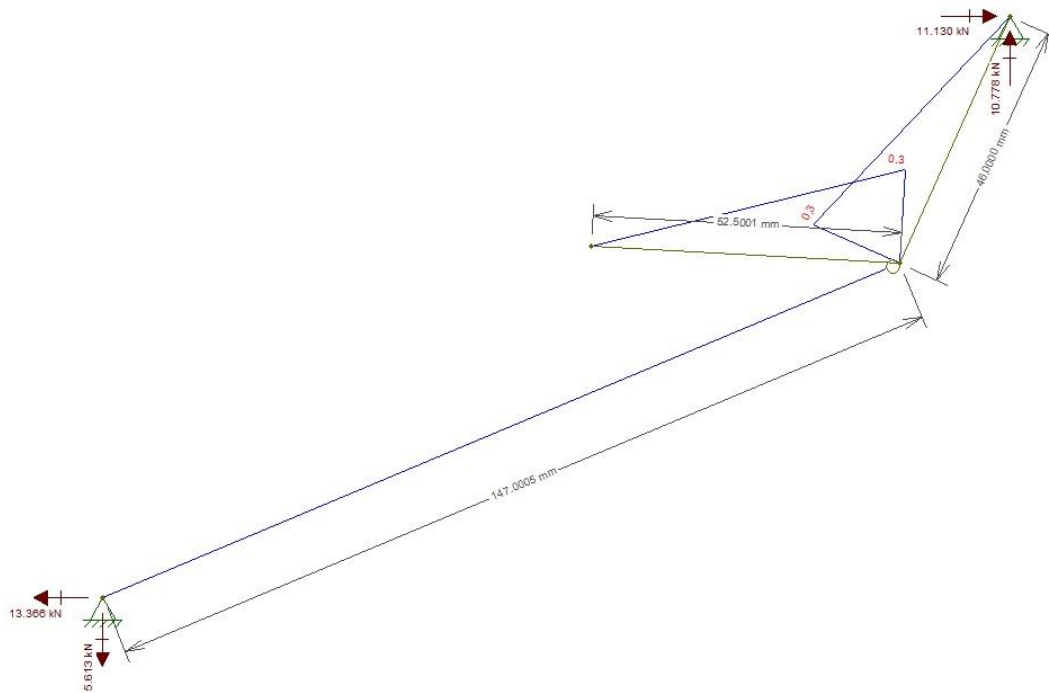


Figura 89 – Momento fletor

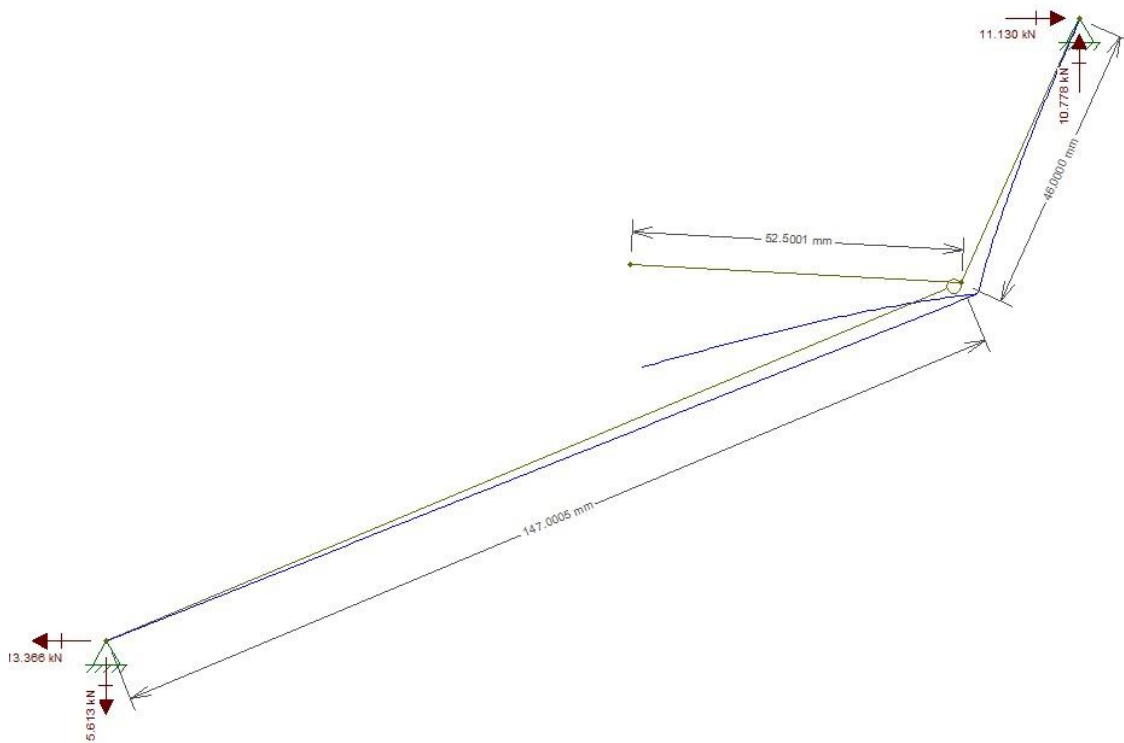


Figura 90 – Configuração deformada

Pretende-se realizar uma simulação estática do conjunto o mais aproximado possível da realidade, e por isso, foi necessário modelar uma representação do quadro, braço-oscilante, casquilhos, parafusos e veios. Exemplificados na Figura 91, Figura 92, Figura 93, Figura 94 e na Figura 95.

A IGUS fornece os desenhos 3D-CAD, no entanto, eliminou-se os chanfros para melhorar o processamento da simulação. Todos os veios e parafusos foram também simplificados para cilindros simples e sem representação de rosca.

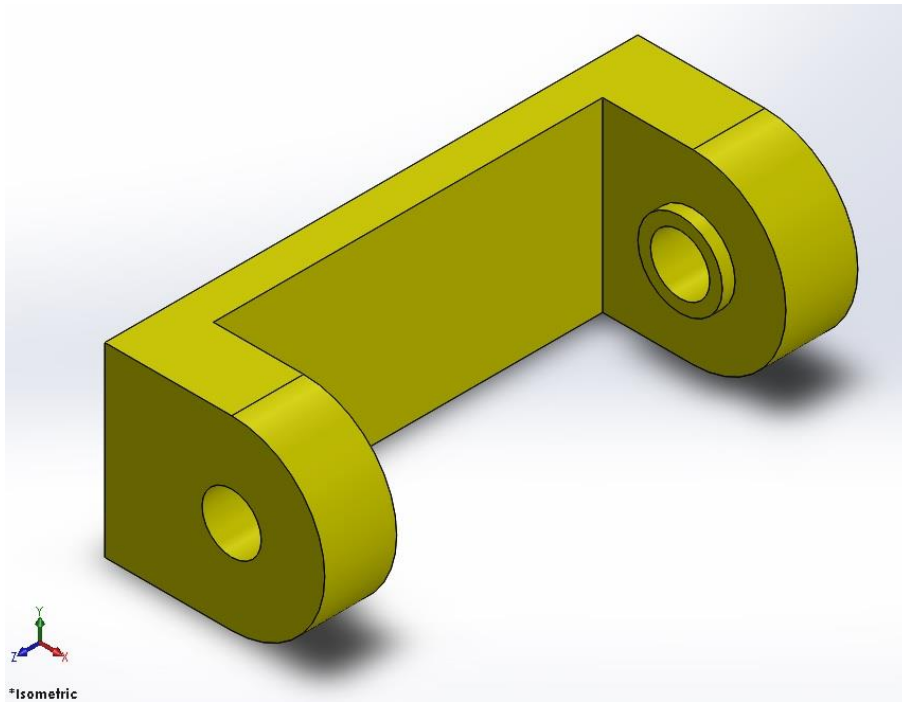


Figura 91 – Simplificação do quadro

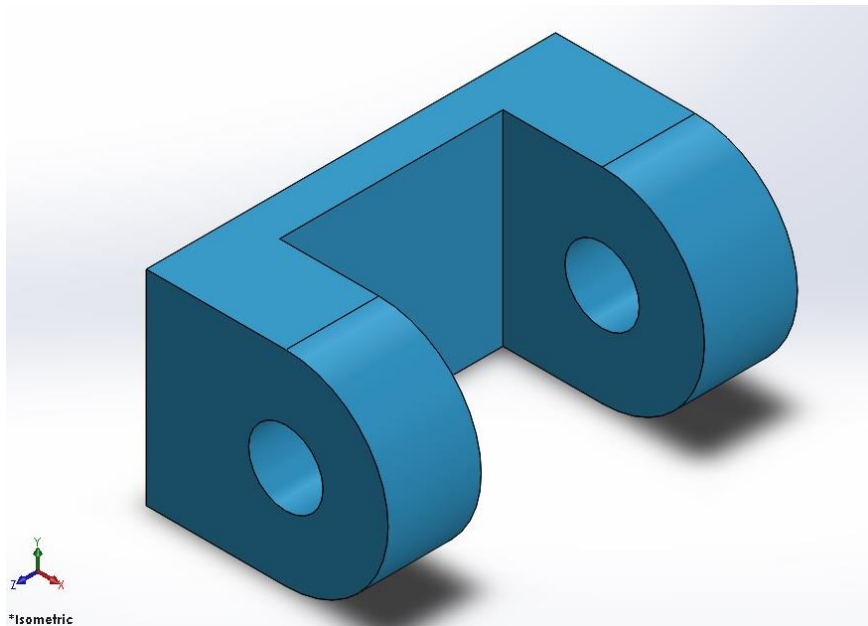


Figura 92 – Simplificação do braço-oscilante

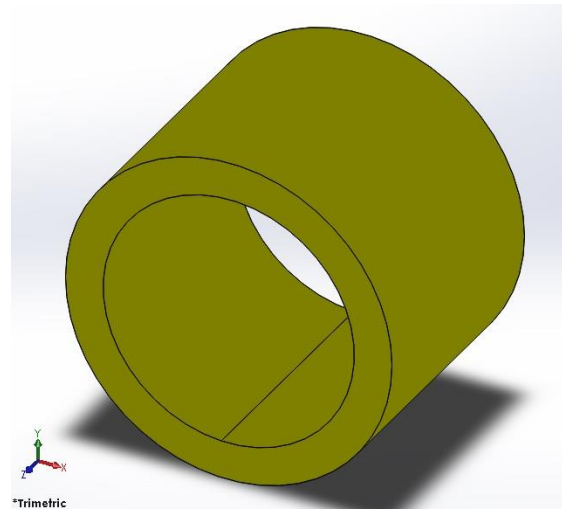


Figura 93 – Casquilho auto-lubrificado IGUS

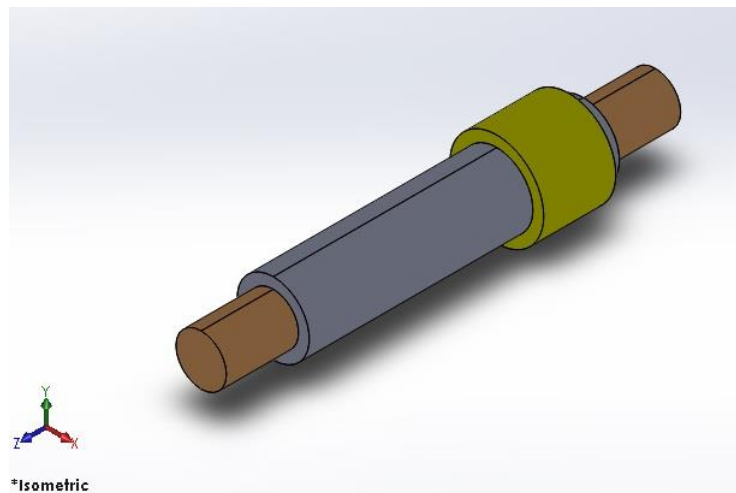


Figura 94 – Exemplo de veios e casquilho utilizado na simulação

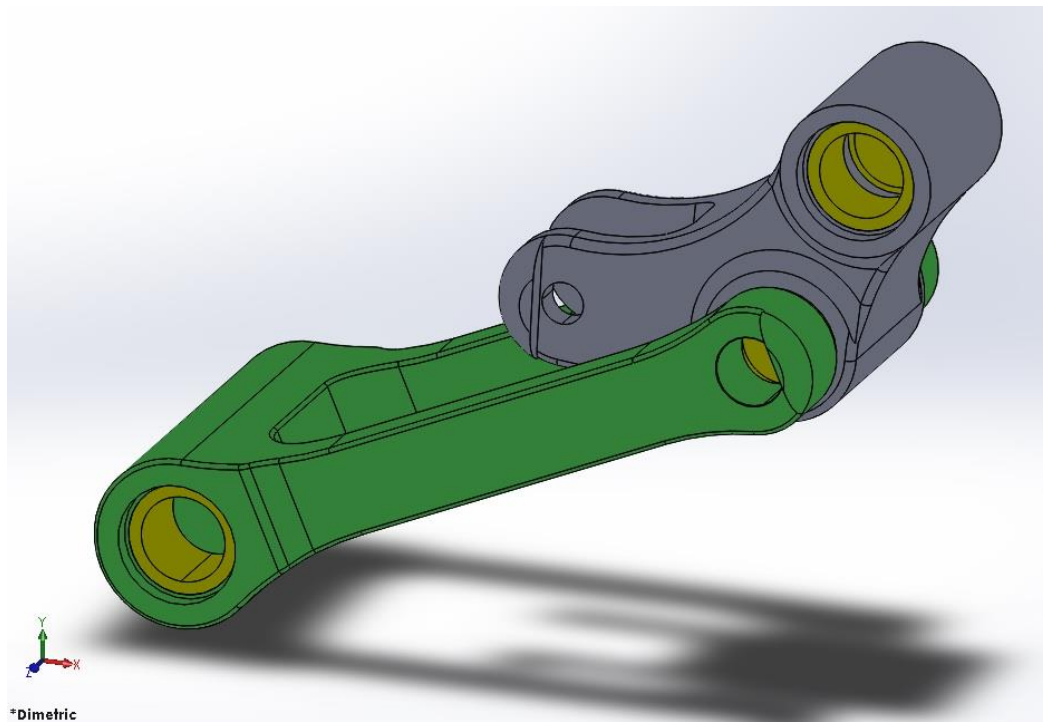


Figura 95 – Perspetiva dimétrica dos casquilhos IGUS + *link1* + *link2*

Elaborou-se a montagem de todos os elementos na posição escolhida, tal como na Figura 96, requisitando ao desenho 2D todos os ângulos necessários para a posição correta.

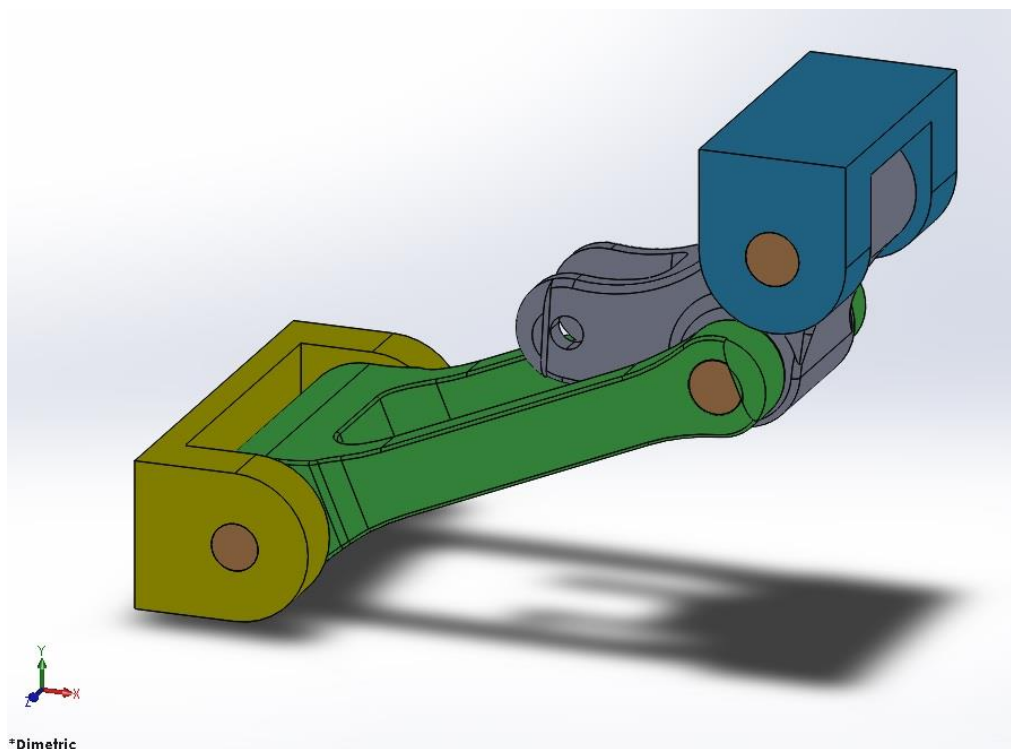


Figura 96 – Perspetiva dimétrica da montagem na posição de 315 mm

Selecionando uma simulação estática no SolidWorks, e sabendo que o material a utilizar para os *Links* será o alumínio 6082-T651 (referido em 3.3), adicionou-se um novo material à biblioteca dos materiais do software, para que as características sejam constantes em todas as simulações. Estas características foram retiradas do próprio fabricante do alumínio que irá ser aplicado nos *Links*, a Polylanema (Polylanema, 2015).

Como se vê na Figura 97, na modelação e para efeito de cálculo foi selecionado o aço (aço geral, *Alloy steel*) como material para os veios. Uma vez que o foco neste momento é a análise do *link1* e *link2* e a IGUS não fornece o nome técnico dos materiais dos seus casquilhos, mas sim as características do material do casquilho IGUS J (nome comercial), utilizou-se da biblioteca de materiais do SolidWorks um material compatível, o *PVC Rigid*, com a mesma densidade e módulo de elasticidade.

Todos os corpos nesta simulação contêm contacto entre si, e não se pretende que haja penetração entre os mesmos, mas que haja deslizamento entre superfícies, por isso, selecionou-se o contacto global, *No penetration*, com o atrito definido em 0,05. Foram testados vários valores de atrito e verificou-se que pouca diferença fazia nos valores das tensões instaladas, no entanto, um valor muito baixo originava uma simulação incorreta porque os elementos tendiam a deslocar-se em direções não desejadas.

Optou-se por considerar um carregamento que representa-se o que acontece com a transmissão de forças num rolamento (ou casquilho) e para isso utilizou-se o carregamento *bearing load* que aplica uma carga não uniforme ao longo de superfícies cilíndricas (*"Bearing Load Distribution,"* 2016).

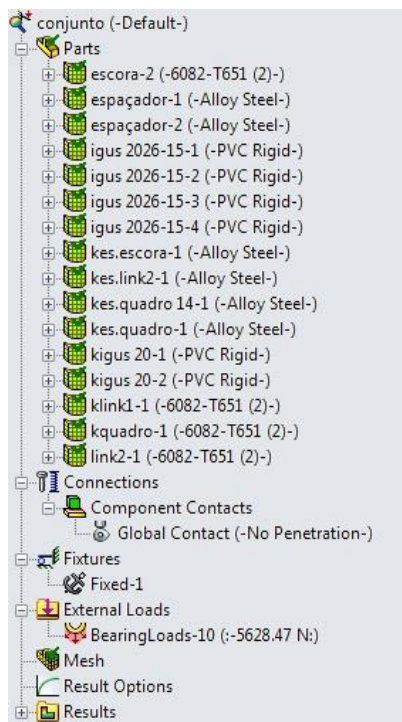


Figura 97 – Condições fronteira para configuração de 315 mm

Tornou-se fixo o quadro e o braço-oscilante de maneira a permitir livre rotação por parte dos outros elementos, Figura 99, e aplicou-se, a força da mola, no furo do alojamento do veio do amortecedor de 5628,47 N, Figura 98

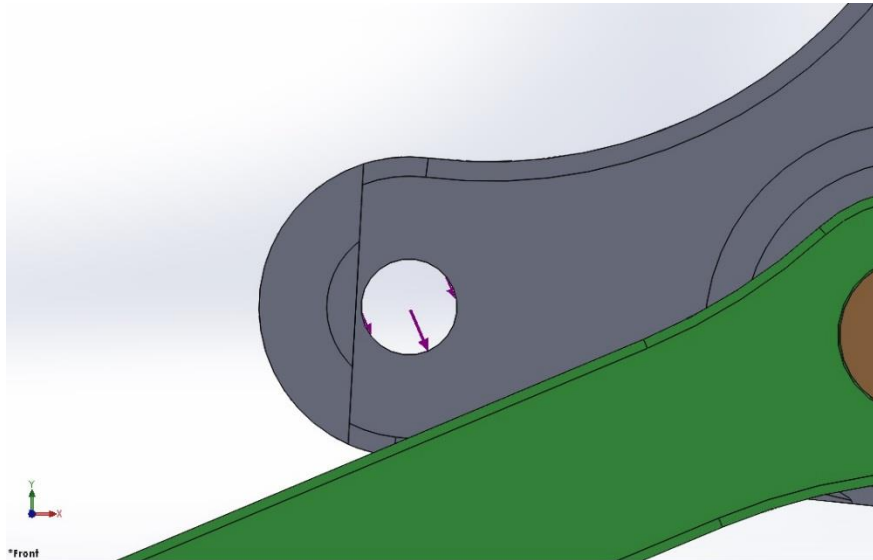


Figura 98 – Força aplicada com a inclinação do amortecedor (setas roxas, ver figura 80), $23,41^\circ$ com o eixo yy.

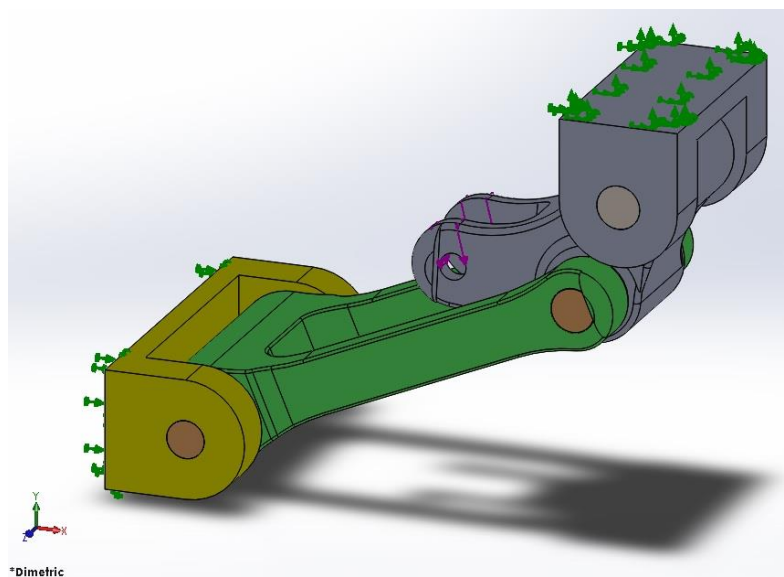


Figura 99 – Setas verdes representam as zonas fixas.

Na primeira abordagem à malha a aplicar, colocou-se uma malha normal, (com pouco refinamento, ou de poucos elementos mas com base na curvatura), e o tempo de cálculo da simulação, para o sistema presente foi de cerca de 18 minutos. Devido a este estudo não ser centrado no quadro, braço-oscilante, veios e casquilhos, e de maneira a não prejudicar em demasia o tempo de cálculo, manteve-se a malha grossa a todos estes elementos e aplicou-se um refinamento ao *link1* e *link2*.

Durante o refinamento verificou-se um aumento da tensão máxima instalada sempre que se melhorava a malha, mas que começara a tender para um valor. O tempo máximo de cálculo (dos resultados) atingido (com a malha mais fina possível no *link1* e *link2*) foi de 2 horas e 21 minutos o que como neste momento não se pretende realizar sistematicamente este estudo, aceita-se o tempo desta simulação.

Na Figura 100, verifica-se a malha final aplicada.

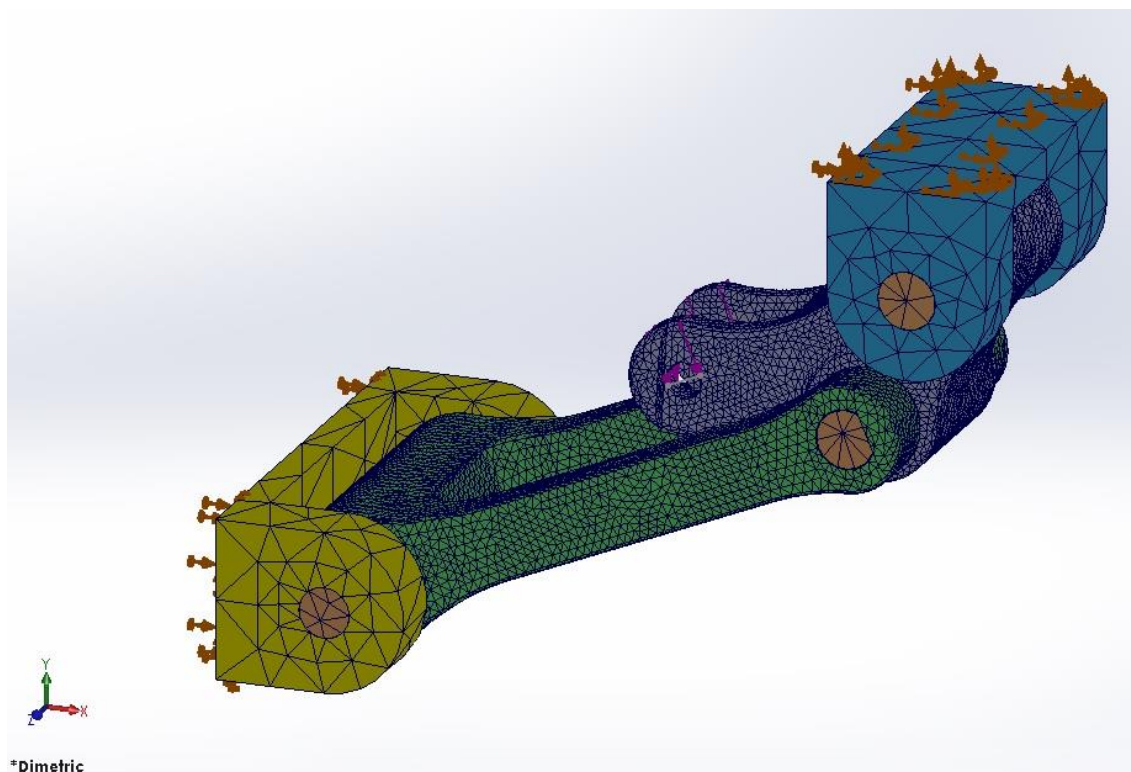


Figura 100 – Malha refinada

É necessário realçar que o programa utilizado, SolidWorks, apesar de ser um bom programa de estudo em que engloba as três grandes fases de projeto de um componente, sendo elas, modelação, criação de malha e análise por elementos finitos do seu comportamento, é um programa que não prevê a rotura dos componentes (não tem em conta a deformação plástica) e por isso cabe ao utilizador saber a tensão de cedência do material para que seja possível comparar e determinar a possível rotura ou não do material.

Sabendo que se trata de um Alumínio com tensão de cedência de 340 MPa (Polylanema, 2015), verificou-se um máximo de 230 MPa no conjunto que ocorre no veio mais esforçado. Na Figura 101 apresenta-se o diagrama de tensões e na Figura 102 o diagrama de deslocamentos. O deslocamento máximo verifica-se de 1 mm no *link2*.

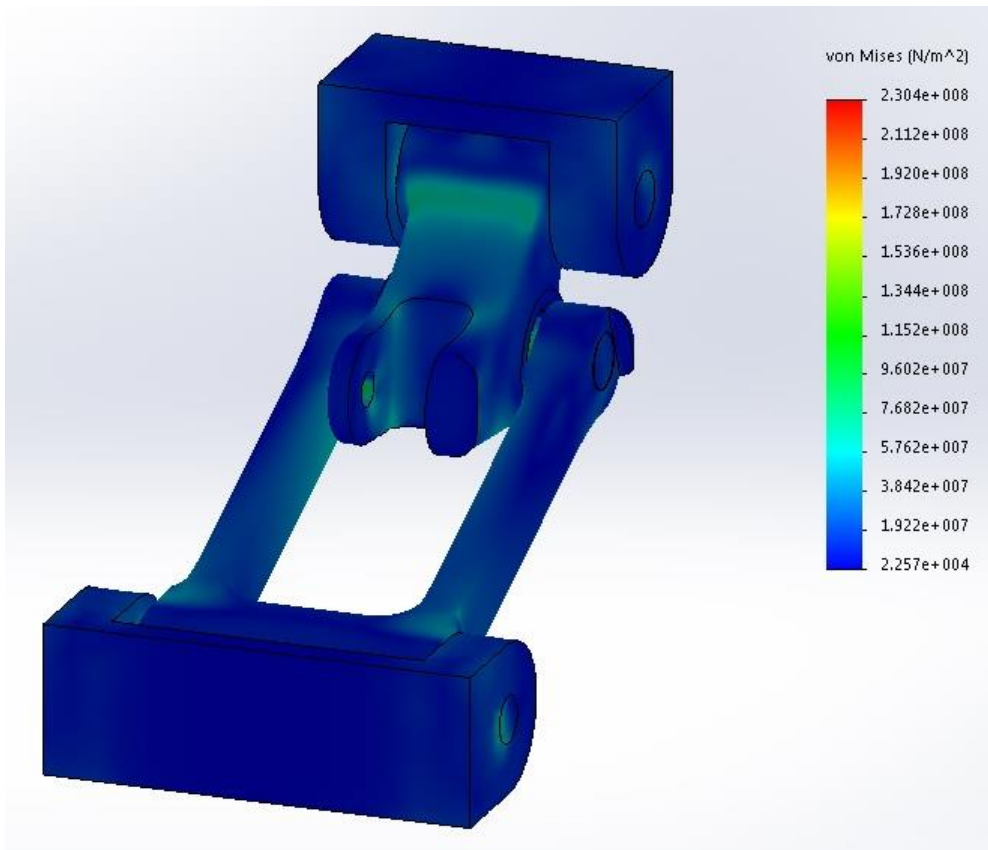


Figura 101 – Diagrama de tensões do conjunto

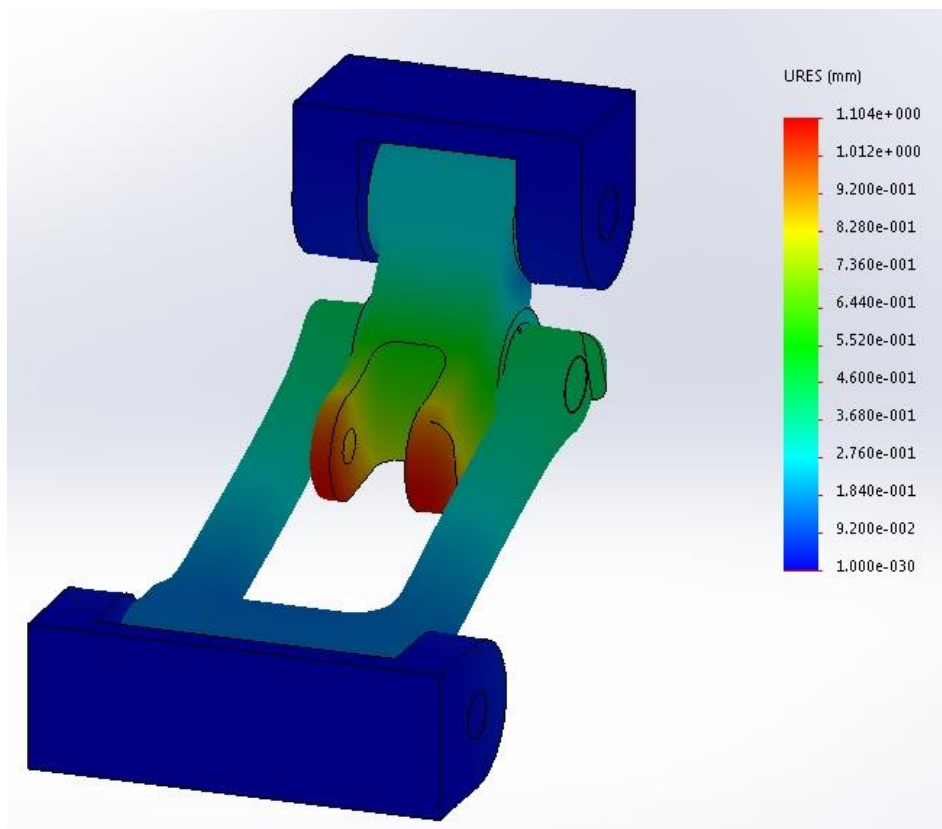


Figura 102 – Diagrama de deslocamentos do conjunto

Analisando o *link1* e o *link2*, regista-se um máximo de 120 MPa e 106 MPa, respetivamente, ficando com um registo muito abaixo da tensão de cedência do material (340 MPa), o que, caso seja possível, otimizar estes elementos deve ser tido em conta. A Figura 103 e Figura 104 exibem estes máximos.

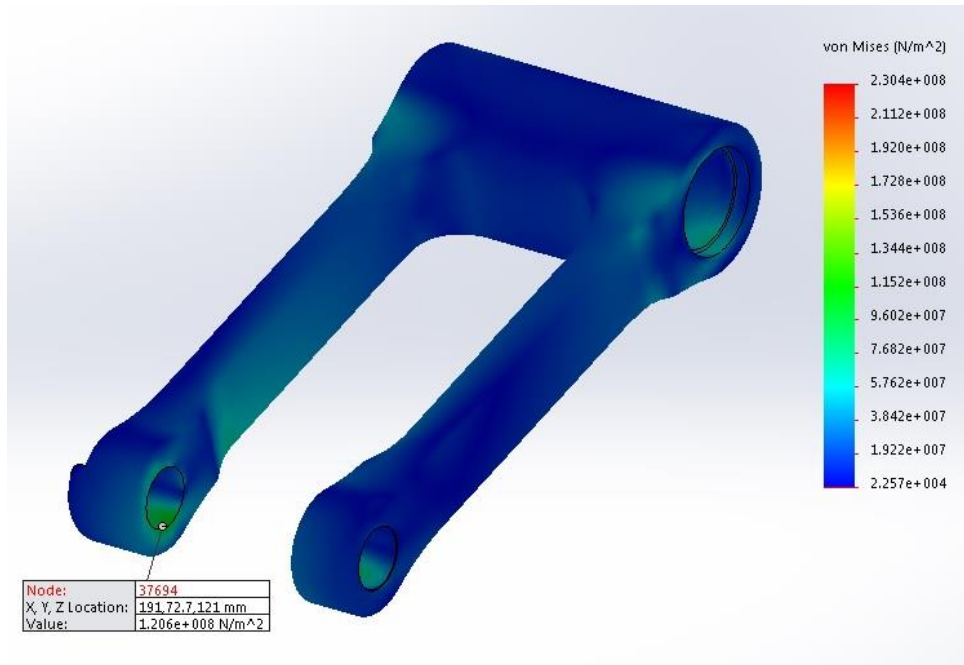


Figura 103 – Tensão máxima no *link1*

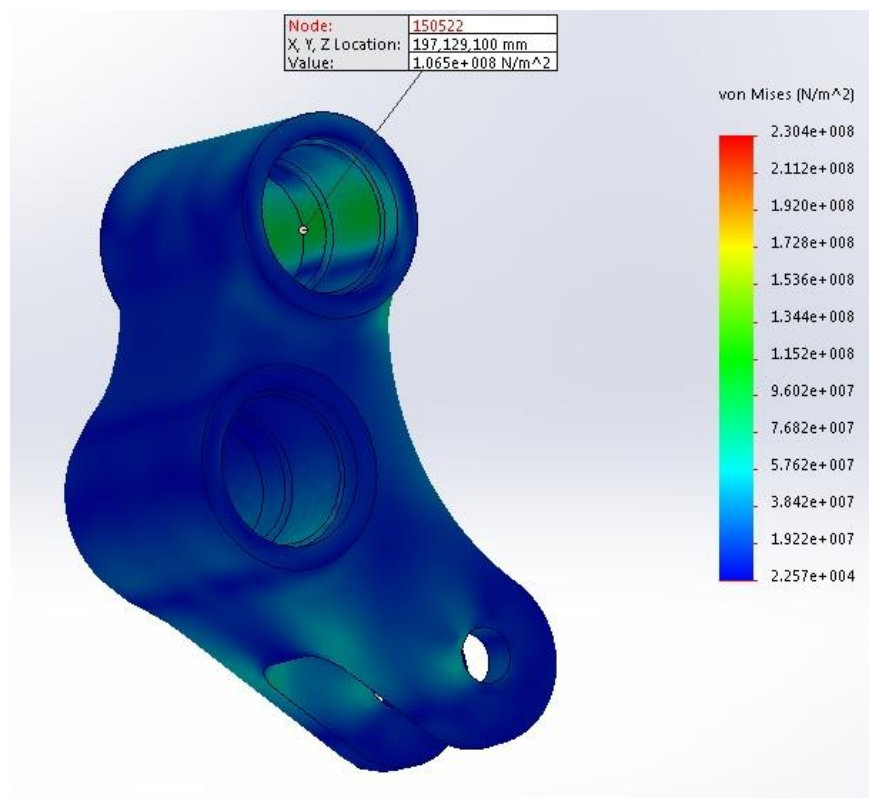


Figura 104 – Tensão máxima no *link2*

Desta análise, retirou-se as zonas críticas para posterior colagem dos extensómetros. De realçar que apesar de não coincidirem com as zonas de maior tensão instalada são as zonas que permitem a colagem dos extensómetros. Representadas na Figura 105 e Figura 106.

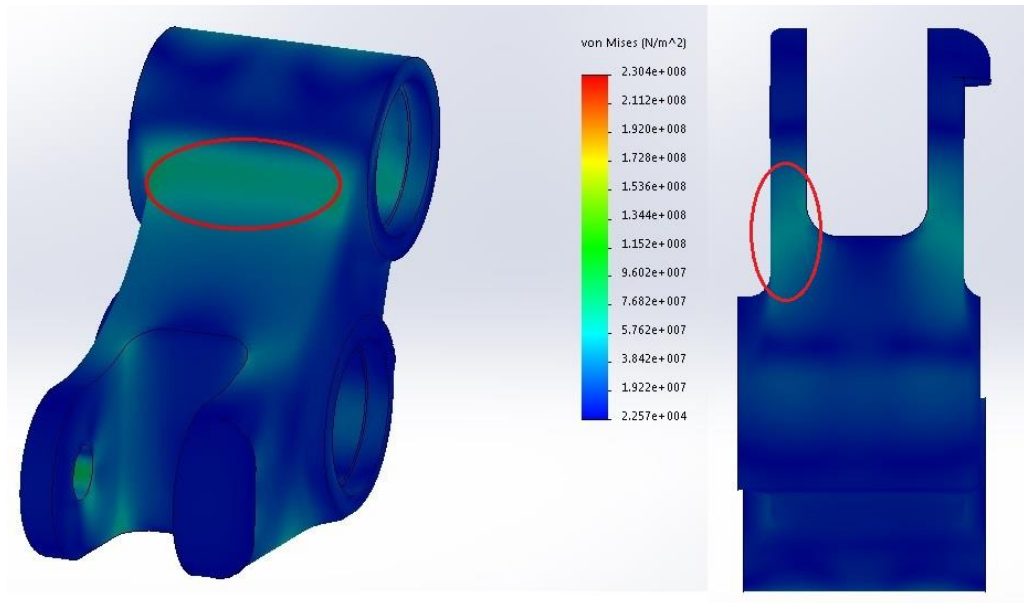


Figura 105 – Zona crítica 1 (esquerda) e 2 (direita)

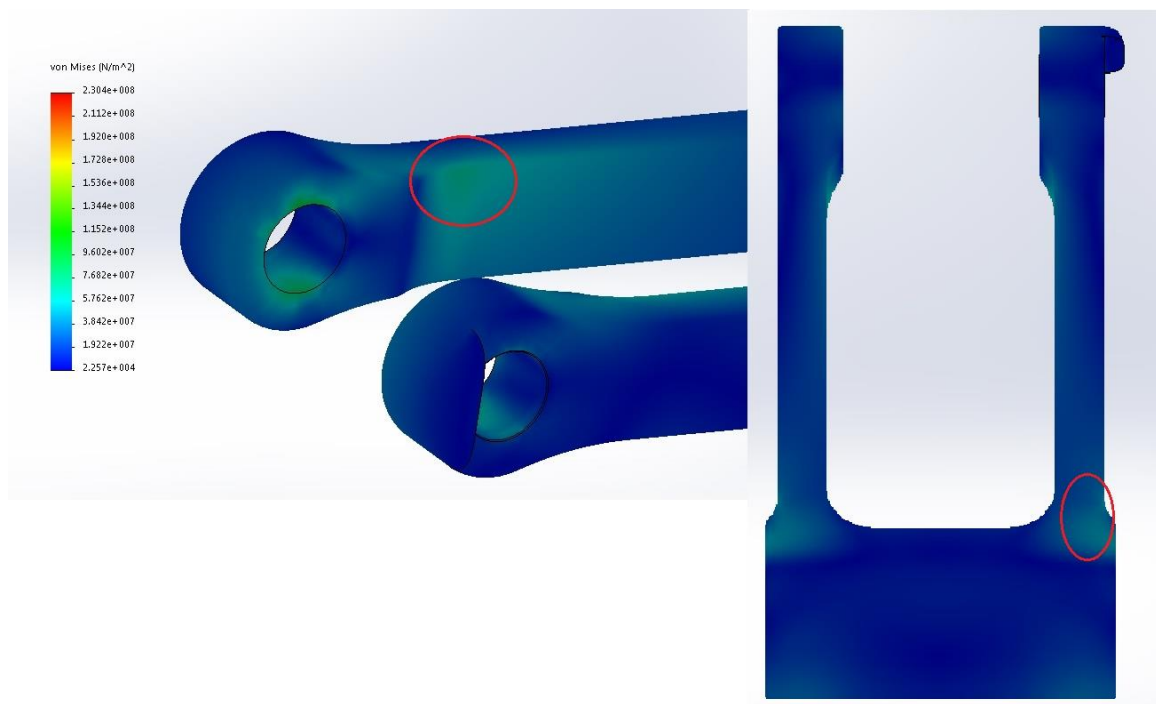


Figura 106 – Zona crítica 3 (esquerda) e 4 (direita)

3.6.2 Análise por elementos finitos do *link1*

Durante a experiência prática de extensometria (irá ser abordado mais à frente), foram identificados vários erros relacionados com a simulação, levando a retroceder o estudo e a efetuar uma análise isolada de cada elemento. Como os resultados foram satisfatórios, decidiu-se registar esta análise.

Como durante o carregamento prático apenas se conseguiu carregar o motociclo até uma posição tal que o batente entre em ação (90 mm de amortecimento, ver Tabela 12), também na modelação foi necessário ajustar o ângulo de incidência da força e os ângulos que as peças fazem nessa configuração.

Os esforços internos sofrem também alterações porque não é necessária uma força tão elevada para chegar a esta configuração, resultando num menor esforço.

Força da mola (deslocamento de 90 mm de amortecedor) = 4149,63 N (ANEXO1-6.2.7)

Recorrendo novamente ao FTOOL, nas figuras Figura 107, Figura 108 e Figura 109 estão representados os novos esforços internos. O único esforço presente no *Link1* é o esforço axial de tração, presente na Figura 107.

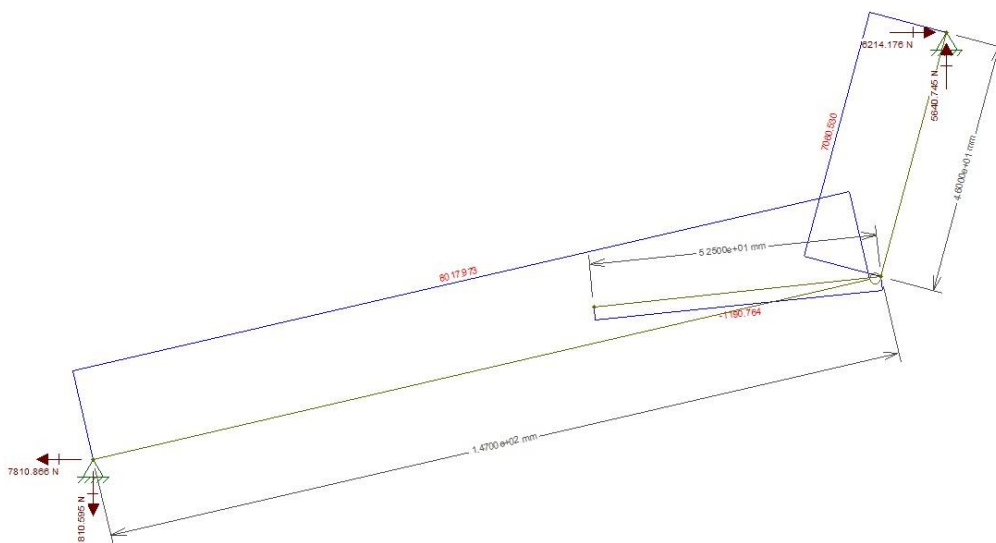


Figura 107 – Esforço axial em configuração de 90 mm

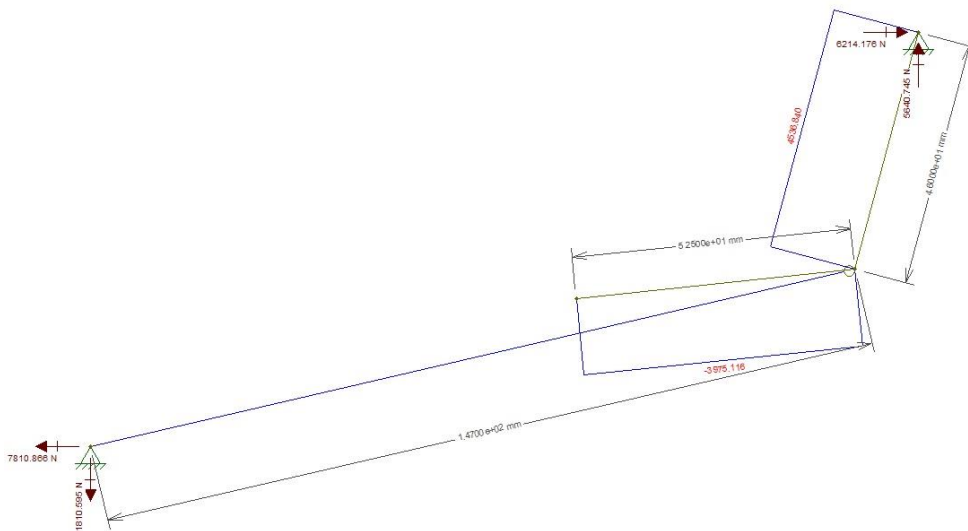


Figura 108 – Esforço transverso em configuração de 90 mm

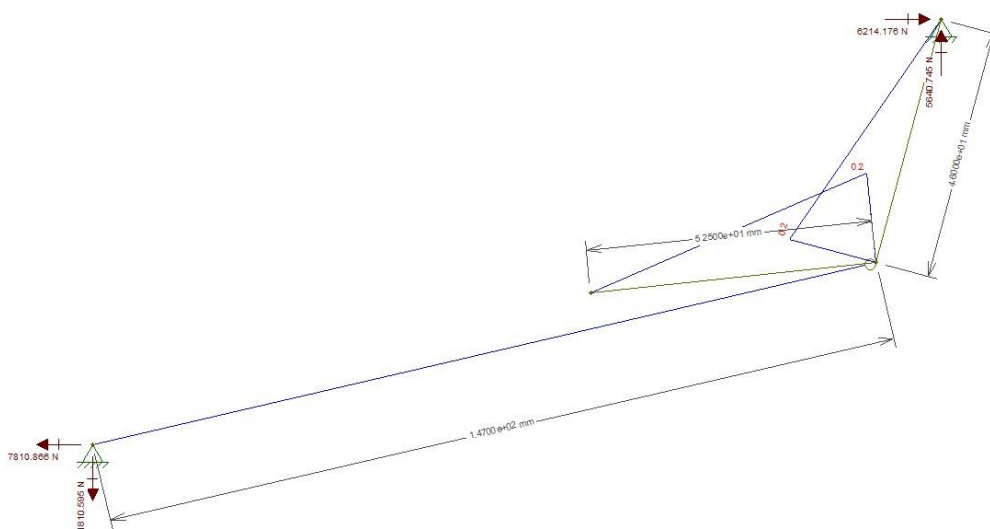


Figura 109 – Momento fletor em configuração de 90 mm

Considerando as mesmas condições fronteira aplicadas anteriormente (referido em 3.6.1) e aplicando o esforço de tração de 8017,973 N, na direção longitudinal do *link1*, em apenas metade do veio, uma vez que na realidade a força é transmitida apenas por metade da superfície, Figura 110.

Na Figura 111, verifica-se o encastramento e aplicação da força. E na Figura 112, a malha utilizada, com o refinamento a ser aplicado apenas no *link1*. Devido a esta análise ter menos componentes que a verificada em 3.6.1, o que torna a simulação mais rápida, aplicou-se a malha (com base na curvatura) o mais refinada possível gerando um tempo total de resolução de 38 minutos.

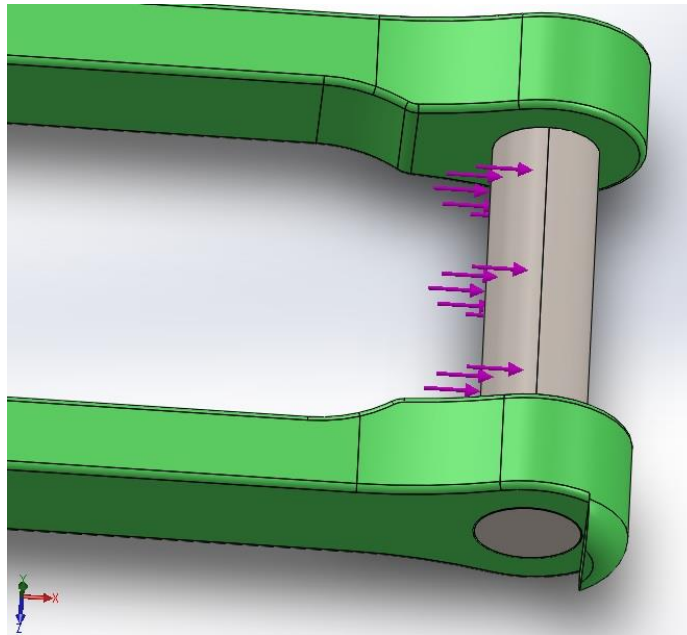


Figura 110 – Direção do esforço de tração

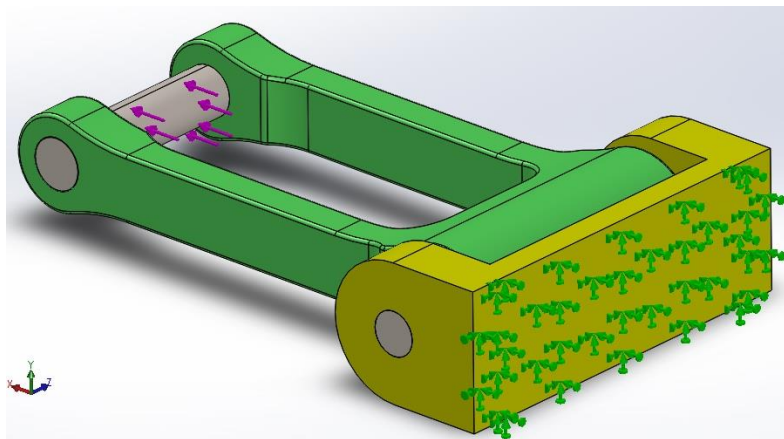
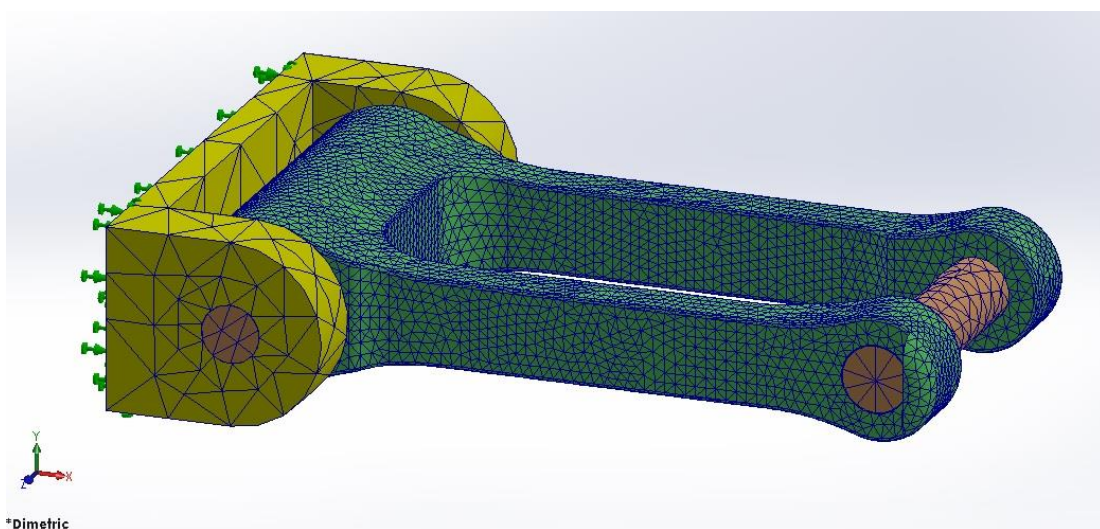


Figura 111 – Fixação no quadro (setas verdes) e esforço de tração (setas roxas)



*Dimetric

Figura 112 – Malha refinada *link1*

Na Figura 113 apresenta-se o diagrama de tensões e na Figura 114 o diagrama de deslocamentos. Nesta configuração não é necessário ter em conta os registos máximos porque esta simulação apenas será necessária para a comparação dos resultados da extensometria.

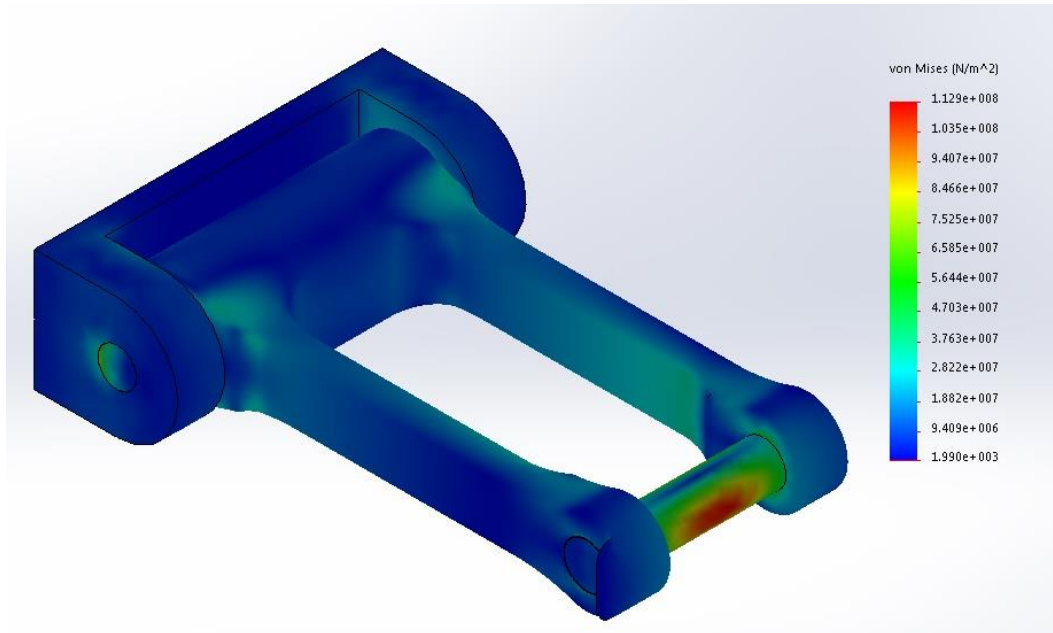


Figura 113 – Diagrama de tensões *link1*

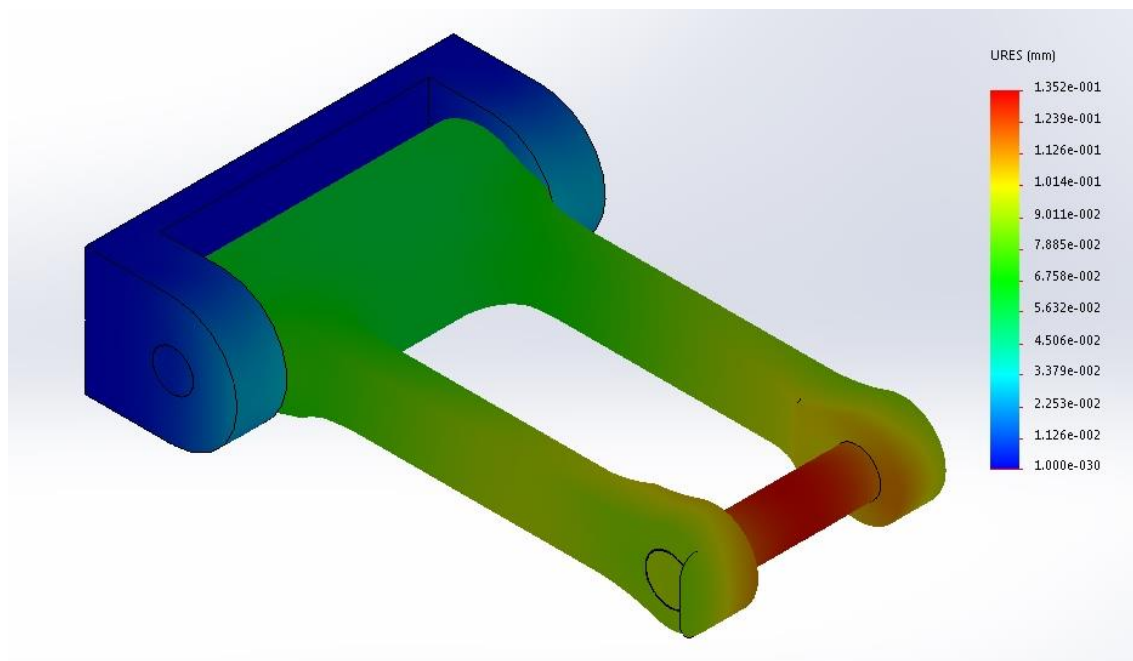


Figura 114 – Diagrama de deslocamentos do *link1*

A Figura 115 apresenta a possível deformação do *link1*.

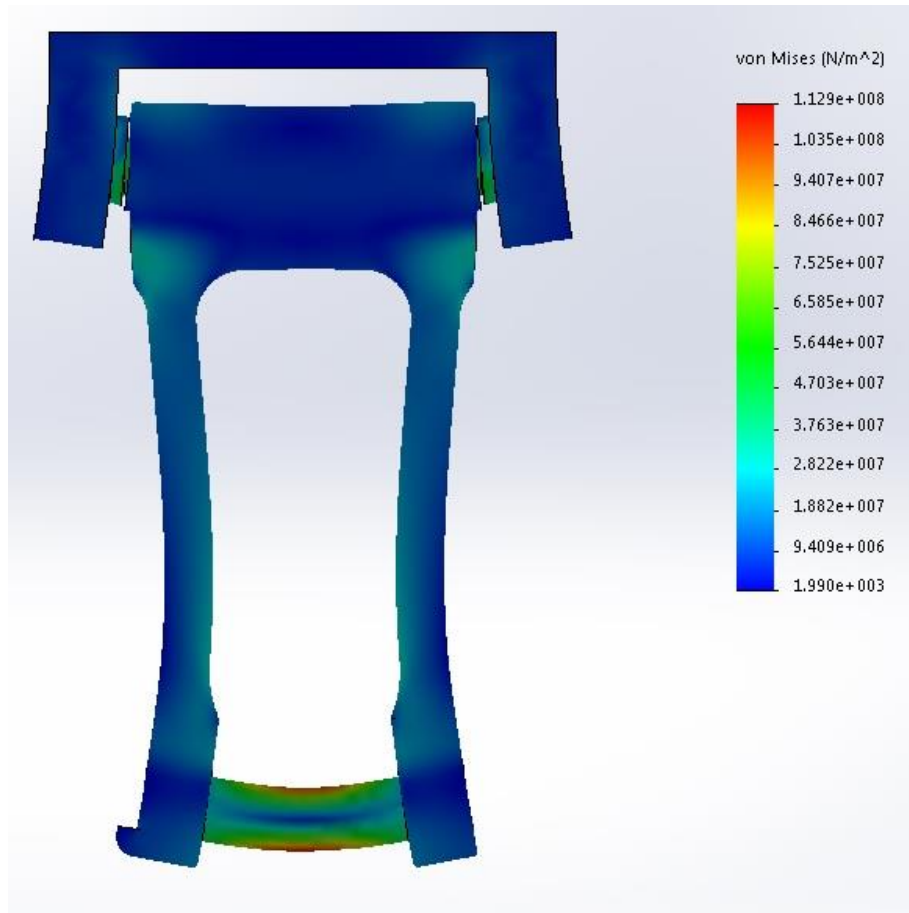


Figura 115 – Diagrama de tensões do *link1* deformado, vista de topo

Segundo pesquisa, encontrou-se um caso prático em que um *link1*, pertencente a uma KTM 250 SXF de 2015 fraturou, e como se vê na Figura 116 e Figura 117 , teve uma deformação muito semelhante à apresentada na Figura 115. As causas deste caso não são conhecidas com certeza, no entanto, o utilizador afirma que “a mota apenas tinha 8 horas de uso, e por sorte, o link não partiu num salto. O *link2* deve ter sido o primeiro a romper o que depois acabou por romper o *link1*.” (K22, 2014)



Figura 116 – *Link1* KTM 250 SXF, vista de topo, (K22, 2014)



Figura 117 – *Link1* KTM 250 SXF, vista de perfil, (K22, 2014)

3.6.3 Análise por elementos finitos do *link2*

De acordo com o apresentado anteriormente em 3.6.2, aplicou-se as mesmas considerações e condições fronteira ao *link2*.

Optou-se por fixar o movimento no alojamento dos casquilhos do braço-oscilante e ter em conta o esforço de tração do *link1* no alojamento dos casquilhos correspondentes ao *link1*, Figura 118.

Foi considerado a direção das forças e utilizado um eixo coordenado para aplicar as forças na direção pretendida. Todas as forças foram aplicadas em metade das superfícies com o mesmo princípio referido para o *link1*, ilustrado na Figura 119.

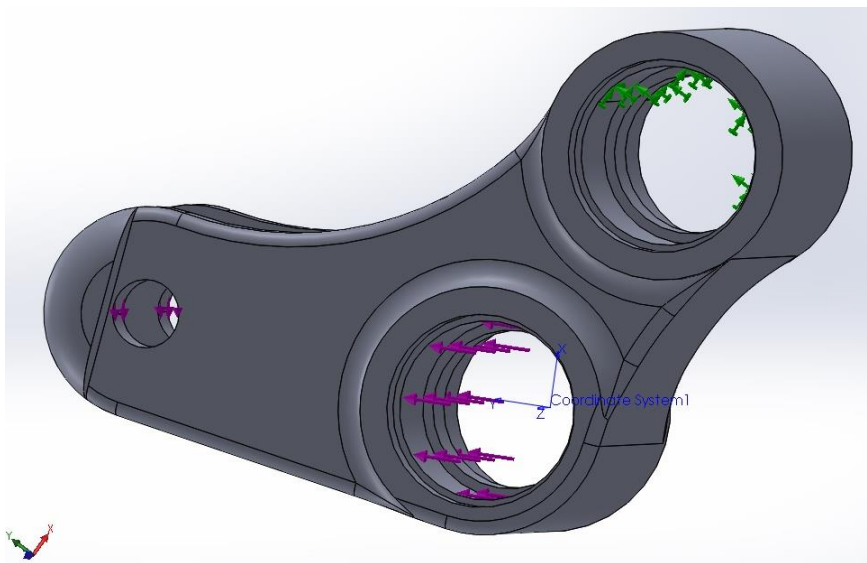


Figura 118 – Fixo (setas verdes), força do amortecedor e reação do *link1* (setas roxas)

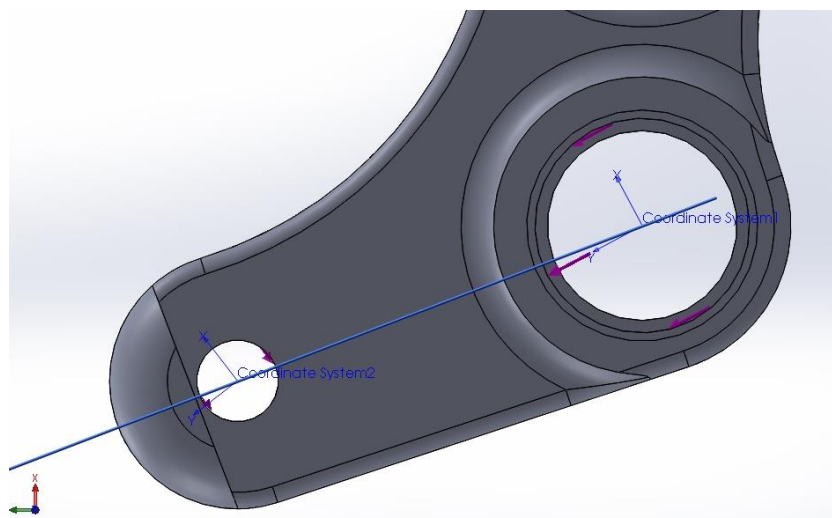


Figura 119 – Eixos coordenados de referência para as forças.

Devido à existência de apenas um componente, a malha foi considerada tendo em conta a curvatura e o mais refinado possível, representada na Figura 120, gerou os resultados em 10 segundos.

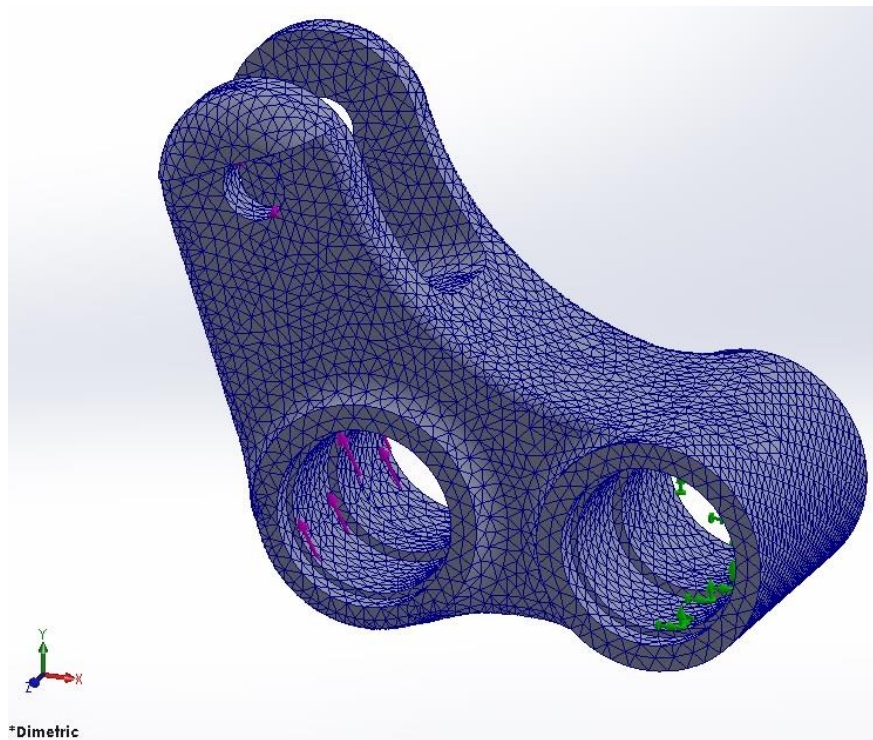


Figura 120 – Malha *Link2*

Na Figura 121 apresenta-se o diagrama de tensões e na Figura 122 o diagrama de deslocamentos. Mais uma vez, esta simulação tal como a referida em 3.6.2, apenas servirá para comparação de resultados da extensometria.

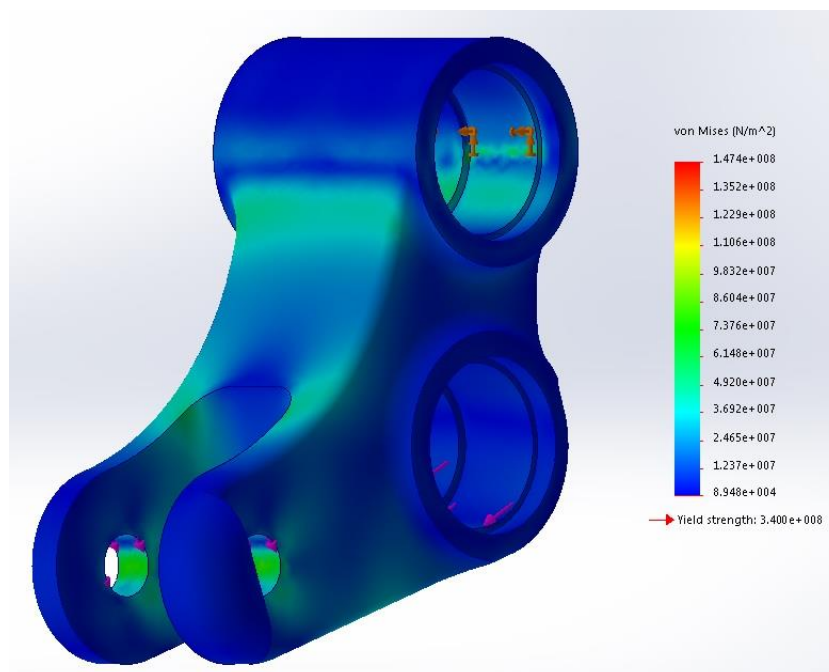
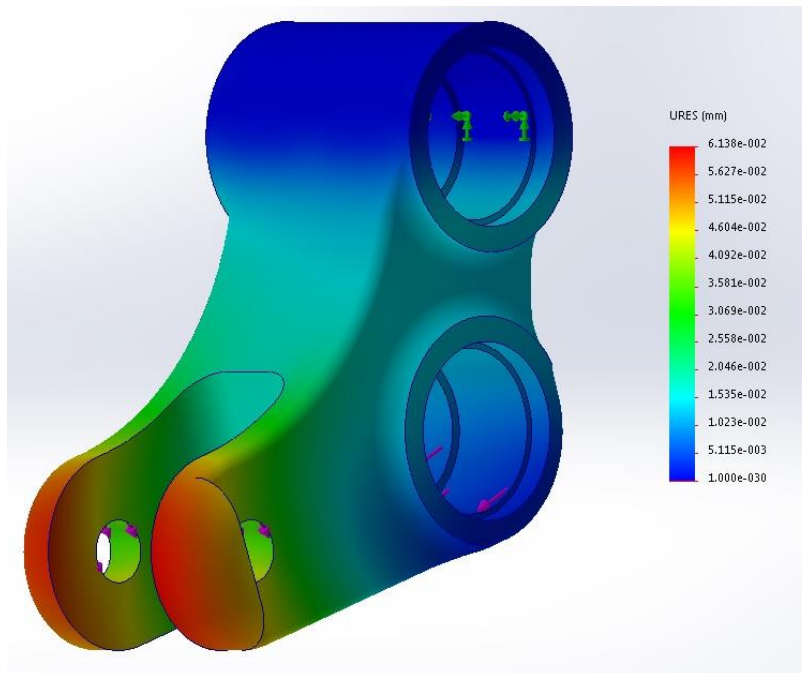


Figura 121 – Diagrama de tensões do *link2*

Figura 122 – Diagrama de deslocamentos do *link2*

A Figura 123, apresenta a possível deformação do *link2* nesta configuração.

Tal como referido no caso real da KTM 250 SXF de 2015 da rotura do *link1*, a Figura 124 e a Figura 125 apresentam a rotura do *link2* correspondente.

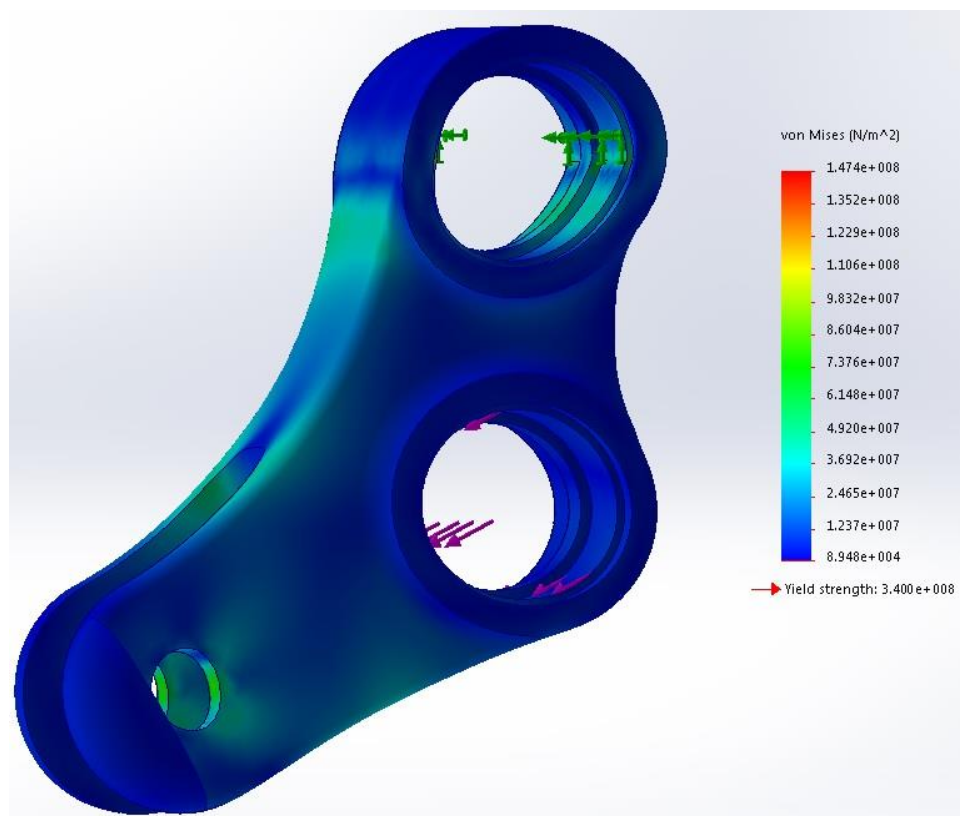
Figura 123 – Diagrama de tensões do *link2* deformado



Figura 124 – *Link2* da KTM 250 SXF 2015, (K22, 2014)



Figura 125 – *Link2*, veio, parafuso e rolamentos da KTM 250 SXF 2015, (K22, 2014)

3.7 Fabrico

A principal ambição deste projeto sempre foi a concretização e aplicação dos *Links* no motociclo com uma geometria diferente dos originais.

Tal como descrito em 3.3, e devido ao recurso disponível por parte do Instituto Superior de Engenharia do Porto, foi utilizado a maquinação CNC através da máquina HAAS VF2 de 3 eixos e 2 adicionais, Figura 126.

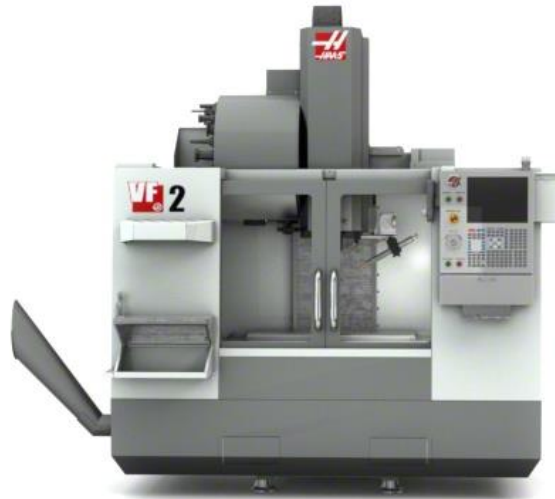


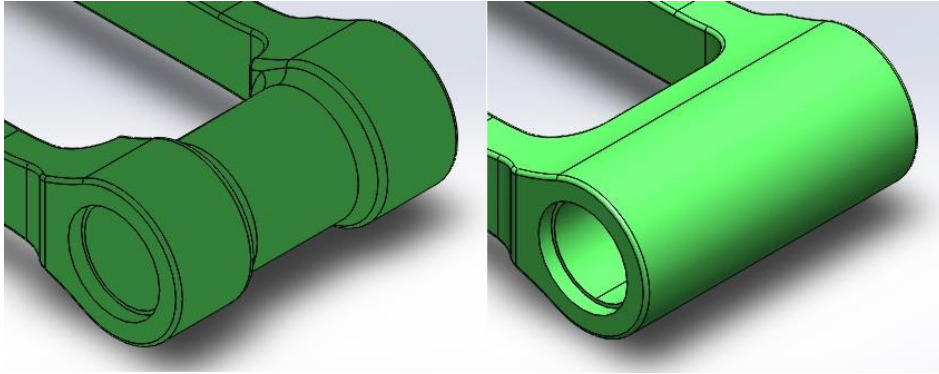
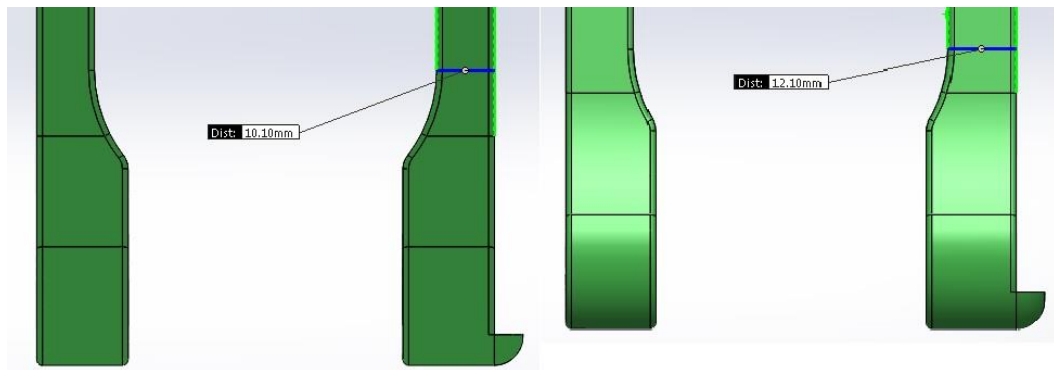
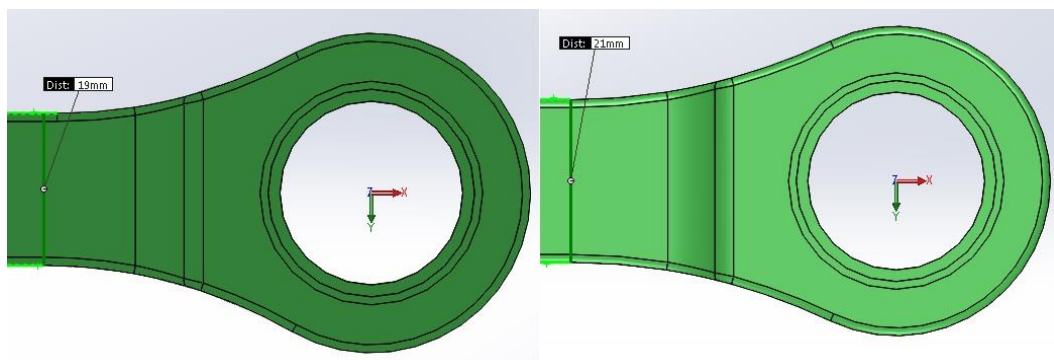
Figura 126 – HAAS VF2, (HAAS, 2016)

Uma vez que apenas funcionam os 3 eixos, foi necessário modificar os *Links* porque alguns pormenores geométricos só se conseguiriam maquinação em máquinas CNC de 5 eixos. Devido à utilização da ferramenta de corte e de maneira a permitir um raio final concordante com os desenhos, colocou-se todos os raios de concordância com + 0,20 mm.

No *link1* eliminou-se a característica *cut-revolve* que removia alguma massa e melhorava a sua estética, ilustrado na Figura 127.

Como sobredimensionamento e não como necessidade geométrica para maquinação optou-se por aumentar 2 mm à secção das hastes do *link1*, ilustrado na Figura 128 e Figura 129.

Para suavização da concentração de tensões e para a possibilidade de usar uma broca acima, aumentou-se o raio de concordância interior, ver Figura 130, de 10 mm para 12,20 mm.

Figura 127 – Alteração geométrica no *link1*Figura 128 – Aumento de 2 mm na largura da haste do *link1*Figura 129 – Aumento de 2 mm na altura da haste do *link1*

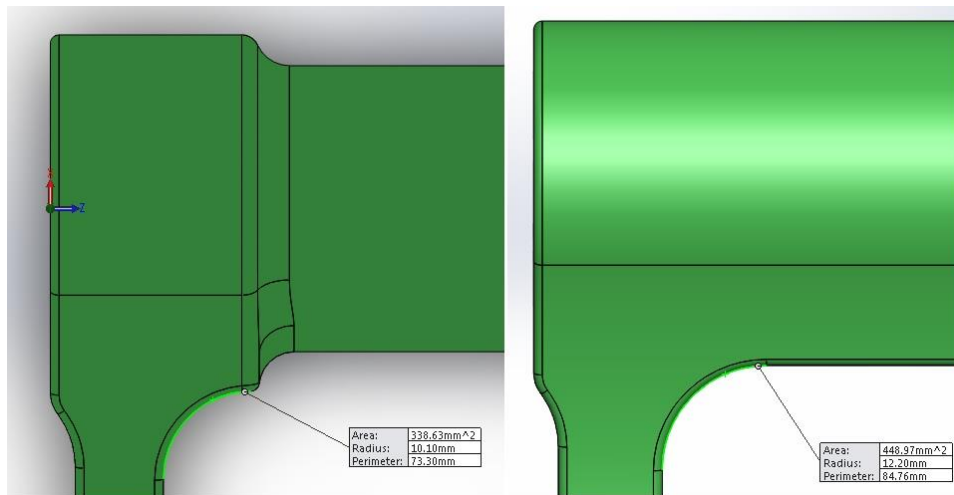


Figura 130 – Aumento do raio de concordância interior do *link1*

O *link2* apenas sofreu uma alteração, uma vez que pouco se pode alterar para continuar a funcionar corretamente no motociclo em questão, e como se vê na Figura 131, aumentou-se o seu raio de concordância de 4,10 *mm* para 6,20 *mm*.

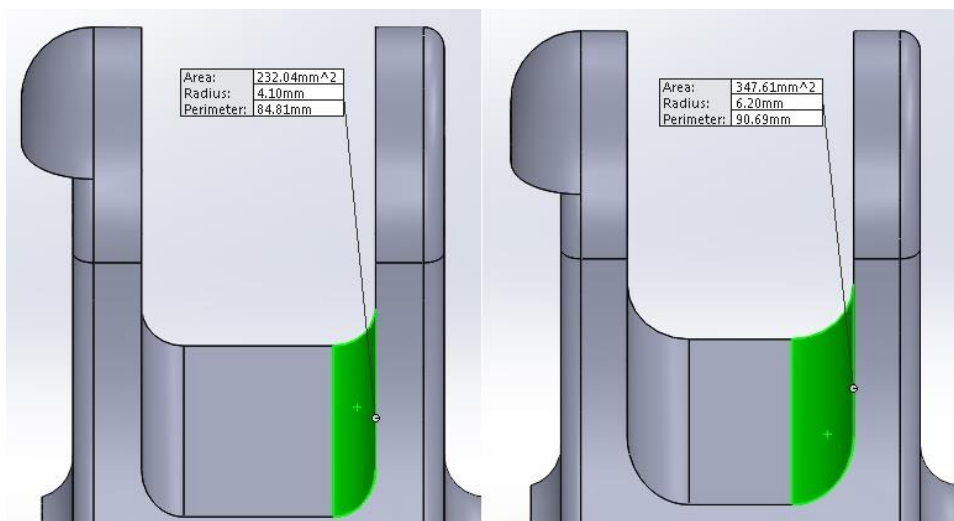


Figura 131 – Aumento do raio de concordância interior do *link2*

O material utilizado (Figura 132) foi o disponível no Instituto e o já referido em 3.3, alumínio 6082-T651, fornecido pela Polylnema.



Figura 132 – Alumínio 6082-T651

A IGUS fez o favor de facilitar o fornecimento dos casquilhos e ofereceu 10 casquilhos do modelo J na medida 20-26-20 mm. A medida do alojamento do casquilho tanto no *link1* como no *link2* sofreu diferenças porque não existe um casquilho J com as dimensões do alojamento dos *Links* originais e por isso este novo conjunto de *Links* apenas funcionará com casquilhos e não com rolamentos de agulhas. A Figura 133 ilustra os casquilhos oferecidos pela IGUS.



Figura 133 – Casquilho IGUS J

A diferença de diâmetros dos novos casquilhos IGUS para os rolamentos de agulhas originais, obrigaram a desenvolver veios novos, Figura 134. Veios estes que se encontram entre o casquilho e o parafuso permitindo o aperto do sistema e livre funcionamento do mesmo. Por falta de tempo na fase final deste projeto decidiu-se

encomendar externamente a um torneiro o fabrico dos veios em aço CK 45, (ANEXO6 – Desenhos técnicos).

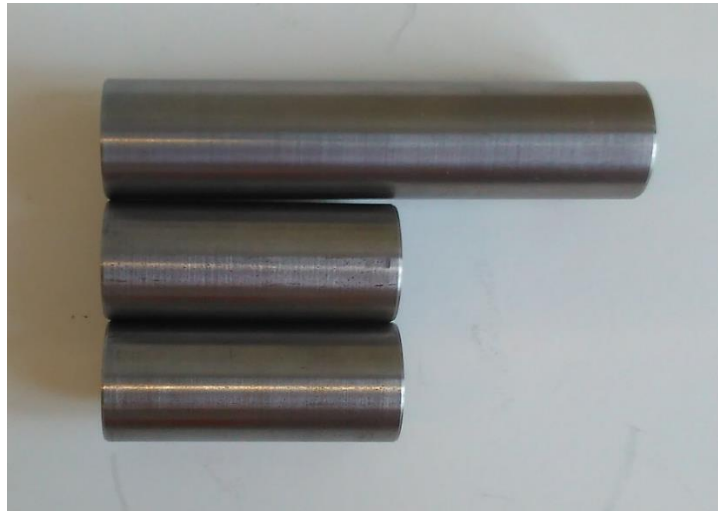


Figura 134 – Veios de aço CK 45

Optou-se por manter os vedantes iguais aos originais, mas devido às diferenças de diâmetros indicadas anteriormente, também foi necessário recorrer externamente a um fabricante de vedantes, a Optiveda, Figura 135, porque é necessário vedantes com dimensões distintas dos originais.



Figura 135 – Vedante da Optiveda, 20x28x4

Todo o processo de maquinagem e *fresagem* do bloco de alumínio ficou a cargo da instituição, nomeadamente do técnico Victor Moreira, o que desde já agradeço toda a disponibilidade que ofereceu para o fabrico dos novos *Links*.

Partindo de um bloco de alumínio das dimensões necessárias para cada link, Figura 132, foram necessárias várias operações e táticas que o técnico Victor necessitou para realizar os novos componentes. Nomeadamente no *link1* foi necessário adicionar um veio entre hastes, (novo apoio), para reduzir a vibração

durante a *fresagem*. Na Figura 136, Figura 137, Figura 138, Figura 139 e Figura 140 temos as primeiras imagens após maquinação do *link1* e *link2*.

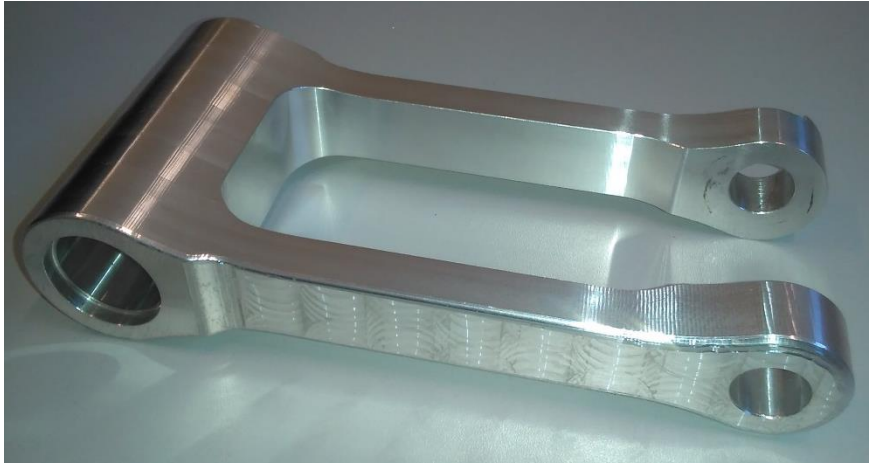


Figura 136 – Novo *Link1*



Figura 137 – Novo *link1*, vista de topo.



Figura 138 – Novo *link2*

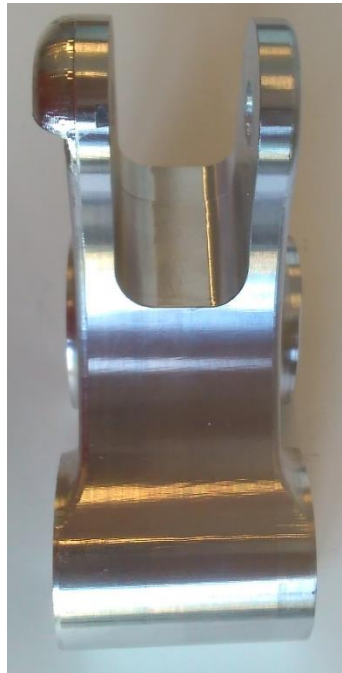


Figura 139 – Novo link2, viste de topo



Figura 140 – Conjunto dos novos Links

Durante a maquinagem ocorreu um descentramento ao virar o bloco de alumínio do *link1*, o que originou um descentramento, (menor do que 1 mm), entre furos. Uma das consequências da elevada precisão da maquinagem CNC foi o diâmetro deste mesmo furo após maquinagem ter ficado muito justo. Como solução e para se evitar o fabrico de um novo, passou-se o mandril pelos dois furos, ver Figura 141.



Figura 141 – Uso do mandril no *link1*

Em ambos os componentes foi necessário utilizar o removedor de rebarba, Figura 142, para todos os diâmetros, porque tanto os vedantes como os casquilhos não conseguiam ser alojados devido à rebarba proveniente da maquinagem.



Figura 142 – Removedor de rebarba (mastercool, 2016)

Por razões geométricas o alojamento dos casquilhos do *link2* tem um comprimento 5 mm inferior ao alojamento dos mesmos no *link1*. Sobre consulta do fabricante, e ilustrado na Figura 143, torneou-se o comprimento de quatro dos casquilhos de 20 mm para 15 mm.

Apresenta-se na Figura 144 e Figura 145, a montagem dos casquilhos com o auxílio da prensa hidráulica do ISEP. Os vedantes foram colocados no mesmo torno referido na Figura 141.

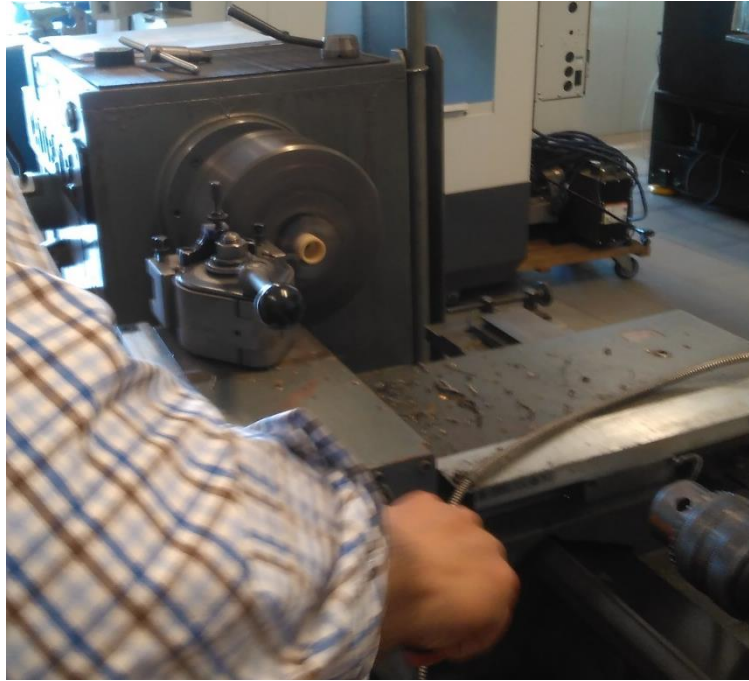


Figura 143 – Torneamento dos casquilhos IGUS J



Figura 144 – Prensa hidráulica

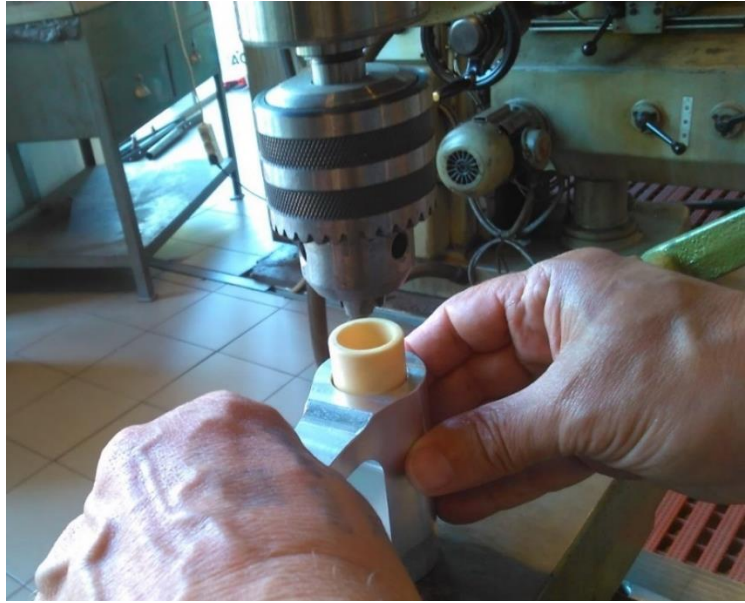


Figura 145 – Montagem do casquilho na prensa hidráulica

A Figura 146 revela os únicos componentes que se devem manter do conjunto de *Links* original, e a Figura 147, Figura 148, Figura 149, Figura 150 e a Figura 151 evidenciam os novos componentes assim como o conjunto completo e pronto a ser colocado no motociclo.



Figura 146 – Parafusos originais



Figura 147 – Casquilhos colocados, *link1*, *link2* e veios



Figura 148 – Veios colocados



Figura 149 – Pormenor de vedantes e veios colocados



Figura 150 – Todos os novos componentes

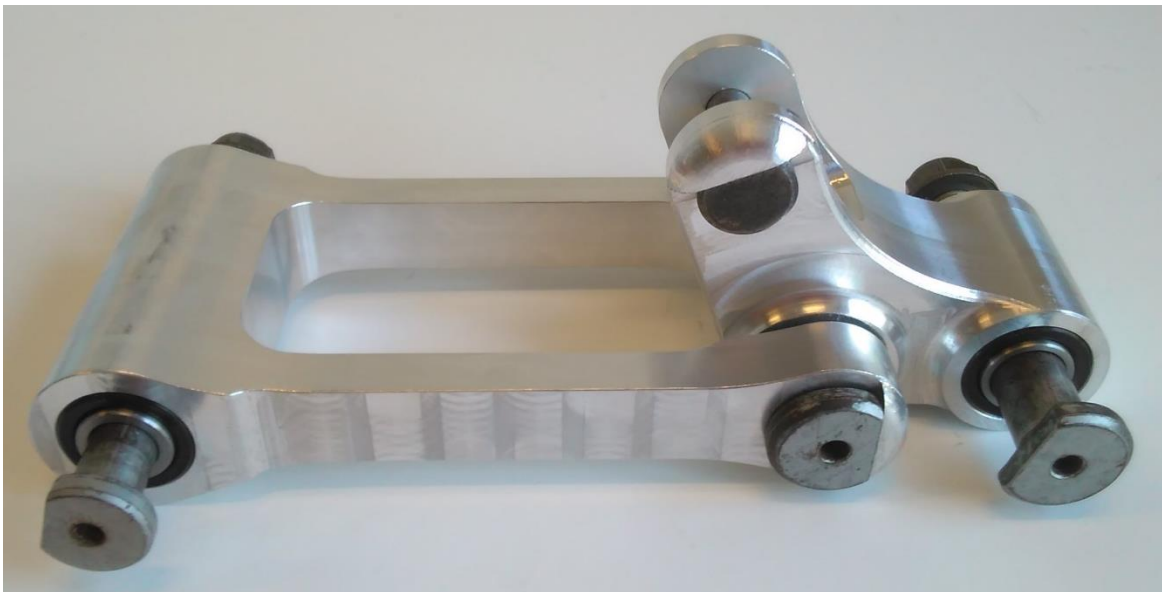


Figura 151 – Conjunto completo com parafusos originais, pronto a ser utilizado

3.8 Avaliação experimental

Uma ferramenta poderosa e disponível no ISEP para avaliação estrutural de componentes mecânicos é a extensometria elétrica. Neste trabalho entendeu-se aplicar esta técnica para a avaliação do desempenho das peças projetadas, medindo as deformações nos pontos críticos ou de maior valor verificado nas simulações em elementos finitos.

3.8.1 Validação experimental

Após análise das tensões Von Mises, presentes nas simulações do sistema (3.6.1), avaliou-se em que locais ocorre o maior esforço (maior valor de tensões), porém, pelo já mencionado em 3.6.1, irá se colar os extensómetros nas zonas críticas identificadas na Figura 105 e na Figura 106, em 3.6.1.

Marcou-se as zonas e o caminho que o fio deve seguir com um marcador vermelho de maneira a não interferir com o correto funcionamento do sistema e para não existir o corte dos fios durante o funcionamento. Estas zonas estão representadas na Figura 152 e na Figura 153.

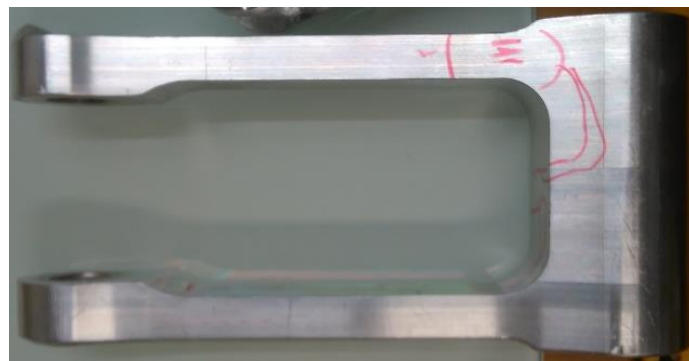


Figura 152 – Localização extensómetro



Figura 153 – Caminho dos fios

O extensômetro escolhido é o representado na Figura 154 e na Tabela 13, de referência HBM 1-LY43-6/350 que é apropriado para a colagem em alumínio e mede a deformação longitudinalmente.

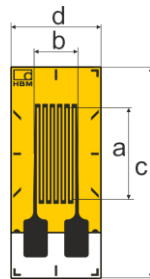


Figura 154 – Esquema de extensômetro (HBM, 2014)

Tabela 13 – Dimensões do extensômetro

	Medida (mm)
a	6,0
b	2,8
c	13,9
d	5,9

Aproveitando o material existente no laboratório de extensometria foi utilizado um cabo multifilar de 10 fios (Figura 155), sendo que cada extensómetro necessita de 2 fios, descartou-se 8 fios.



Figura 155 – Cabo multifilar (Mauser, 2016)

Foi utilizada a base da Figura 156, para colocar o extensómetro, devidamente limpa com acetona industrial.



Figura 156 – Preparação de base

Numa primeira limpeza removeu-se a sujidade notável e nas próximas passagens realizou-se passagens num único sentido começando numa extremidade da base e acabando na outra.

Inicia-se a limpeza na zona da peça onde irá ser colado o extensómetro com passagens de um único movimento, Figura 157. Foram necessárias 4 passagens até o papel usado não sair sujo e uma quinta passagem de certificação.



Figura 157 – Limpeza da peça

Realizou-se mais uma passagem na base com acetona.

Limpou-se a pinça que irá transportar o extensómetro da sua bolsa para a base.

Colocou-se o extensómetro, na base, virado para baixo e colou-se fita cola por cima dele. A fita cola irá servir para transportar o extensómetro para a zona a colar sem haver contacto direto das mãos e também porque facilita o seu posicionamento. Teve-se o cuidado com o sentido que se retira a fita cola da base de maneira a esta não enrolar (o extensómetro vem agarrado, exemplificado na Figura 158).

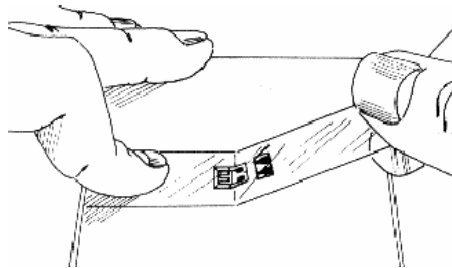


Figura 158 – Remover fita cola

Iniciou-se nova passagem de limpeza com acetona na zona da peça e de seguida pegou-se na fita cola com o extensómetro e posicionou-se com especial atenção ao centramento do extensómetro e, posição dos seus terminais onde se irá estancar os fios.

Levantou-se um dos lados da fita (extensómetro vem agarrado, ver Figura 159) e colocou-se uma pinga de cola (importante ser de cianoacrilato e não de etilcianoacrilato, Figura 160).



Figura 159 – Levantamento do extensómetro



Figura 160 – Pingo de cola na peça

Colou-se o extensómetro e com um dedo por cima esperou-se 2 minutos para que o calor do dedo ajude a secar a supercola, representado na Figura 161. Esperou-se mais 30 minutos sem intervenção nenhuma.

Verificou-se se o extensómetro aparenta ter uma distribuição da cola uniforme e sem bolhas e retirou-se a fita cola que estava por cima do mesmo, Figura 162.



Figura 161 – Secagem da cola com dedo por cima da fita cola

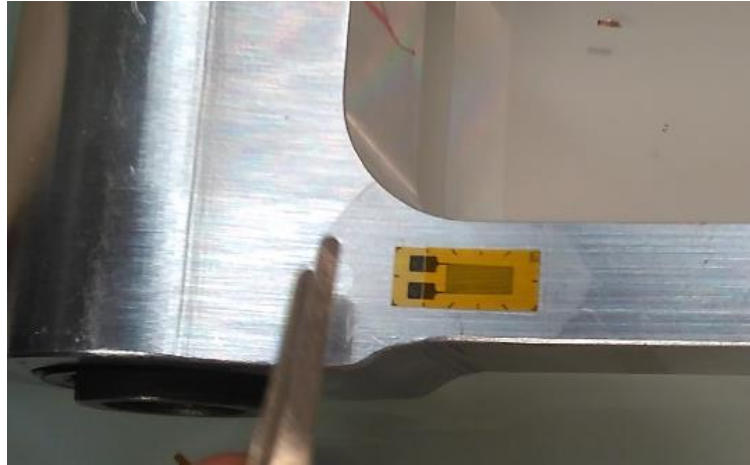


Figura 162 – Remoção da fita cola

Utilizou-se um x-ato e raspou-se levemente os terminais para posterior solda (estanho) dos fios, de maneira a obter uma adesão melhorada.

Concluiu-se, com a ligação dos fios com estanho aos terminais e orientou-se os fios pela peça de maneira a não comprometer o funcionamento do sistema de suspensão nem da leitura dos extensómetros.

Aplicou-se o mesmo método para os restantes extensómetros. A Figura 163, Figura 164, Figura 165 e a Figura 166 ilustram a localização de cada extensómetro.

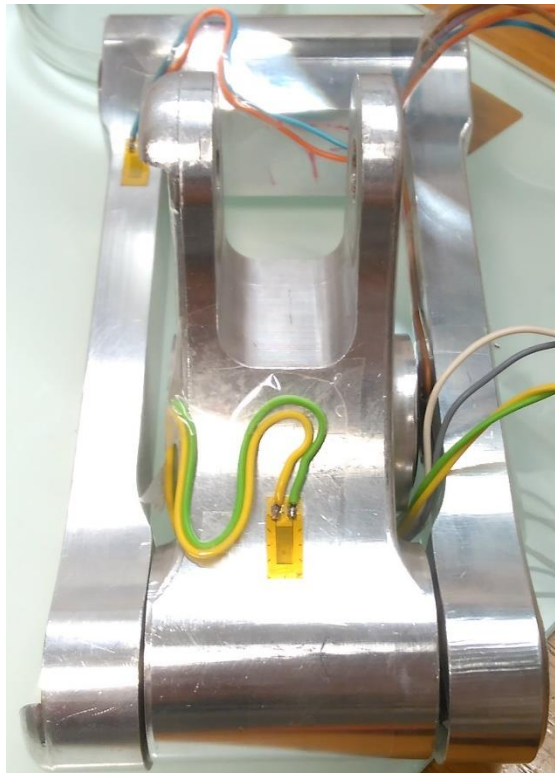


Figura 163 – Localização do extensómetro 1



Figura 164 – Localização do extensômetro 2

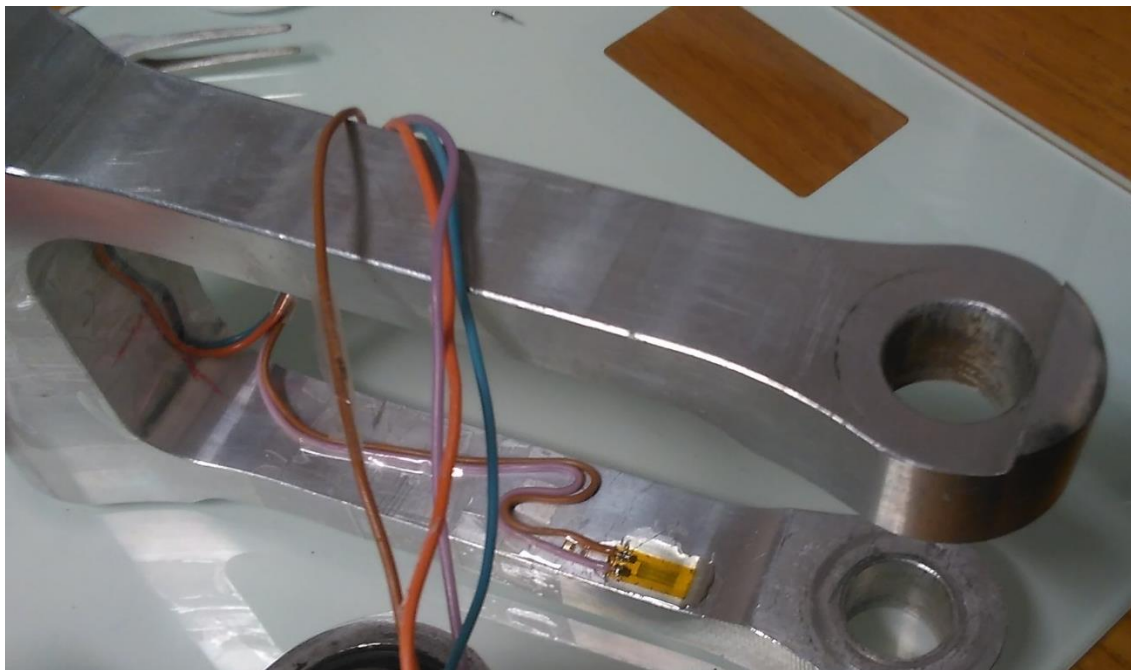


Figura 165 – Localização do extensômetro 3

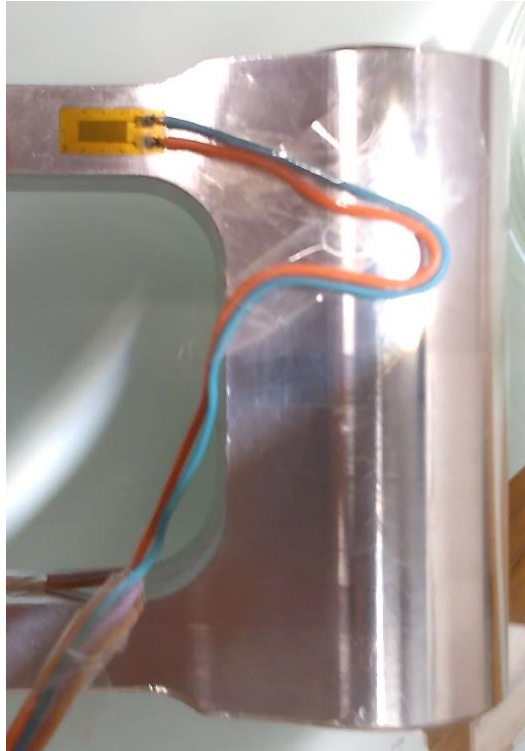


Figura 166 – Localização do extensómetro 4

Transportou-se a YZ 125 2006 até ao ISEP para se instalar os novos *Links*. Aproveitou-se o suporte que costuma servir para colocar os motociclos aos quais se pretende medir a potência dos motores, disponível no laboratório automóvel. A Figura 167 apresenta este suporte e o motociclo. A Figura 168, os novos componentes colocados no motociclo.



Figura 167 – YZ 125 de 2006 e suporte

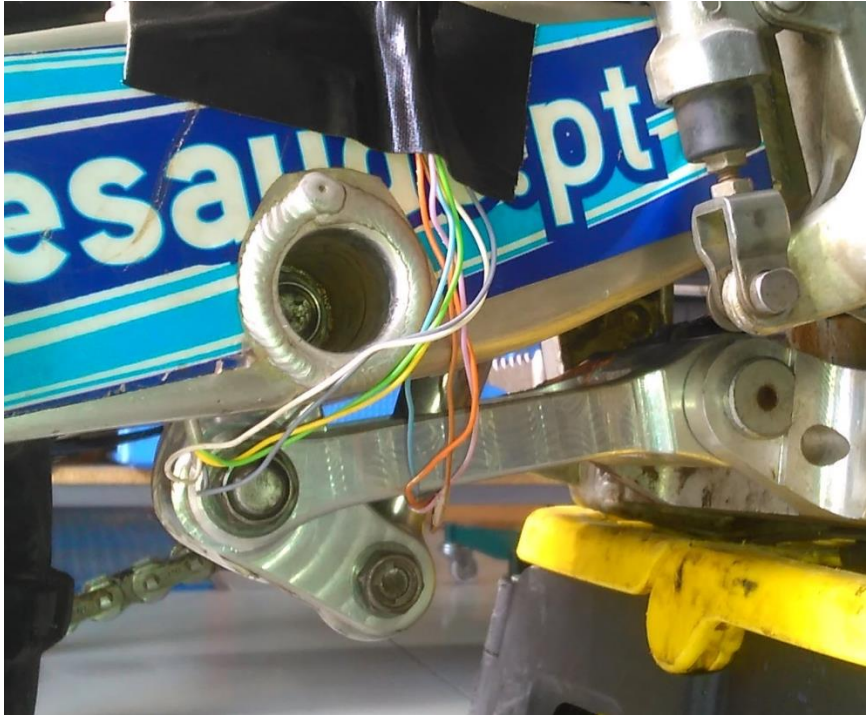


Figura 168 – Novos *Links* colocados no motociclo

Através do comprimento da mola é possível saber em que configuração o chassis se encontra, conseqüentemente, o sistema de *Links*. Foi necessário retirar alguns componentes do motociclo, tais como, admissão de ar, banco, plásticos laterais e posterior e ainda a ponteira de escape para facilitar a leitura do comprimento da mola. A Figura 169 mostra o motociclo sem estes componentes e colocado em cima de um cavalete de maneira a garantir que não existe nenhum carregamento no sistema de suspensão. Também a mola foi instalada sem pré-carga, por isso o motociclo na posição da Figura 169 encontra-se sem nenhum esforço, (externo), no sistema de *Links*.



Figura 169 – YZ 125 2006 em cavalete, sem carga aplicada.

Para uma leitura correta dos valores de deformação dos extensómetros, foi utilizado o equipamento da Figura 170 , a Vishay P3.

Introduziu-se a sensibilidade de deformação (*gage factor/strain sensitivity* = $2,10 \pm 1,0\%$) e selecionou-se para todos os canais a ligação de 1/4 de Ponte, (“*quarter-*”), e com o chante realizado no terminal correspondente de 350Ω , (VPG, 2011).

Conectou-se os extensómetros aos 4 canais correspondentes das zonas críticas e na Tabela 14 e na Figura 171, verifica-se os fios correspondentes e as ligações efetuadas. Com o motociclo na posição da Figura 169 zerou-se o sistema (comando *balance*).



Figura 170 – Vishay P3, gravador e indicador de deformações

Tabela 14 – Ligações correspondentes aos extensómetros

Extensómetro	Canal	Fios
1	1	Amarelo e verde
2	2	Branco e cinzento
3	3	Castanho e rosa
4	4	Azul e laranja

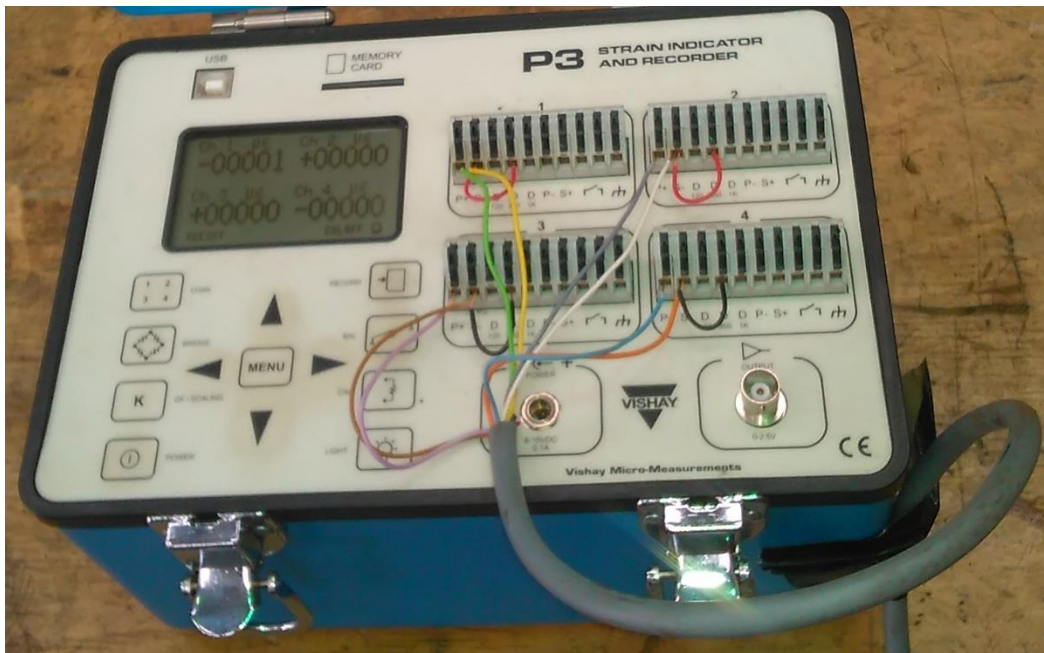


Figura 171 – Ligações dos extensómetros à Vishay P3

Realizou-se o carregamento até que o batente do amortecedor entrasse em contato com o amortecedor, correspondendo a um deslocamento do amortecedor de 90 mm e da roda, posterior, de 252 mm, (referido na Tabela 12 em 3.6.1). Na Figura 172, Figura 173 e na Figura 174 verifica-se a posição do motociclo, da mola e dos *Links* para esta configuração, respetivamente.



Figura 172 – Posição do motociclo com carregamento para 90 mm de amortecedor

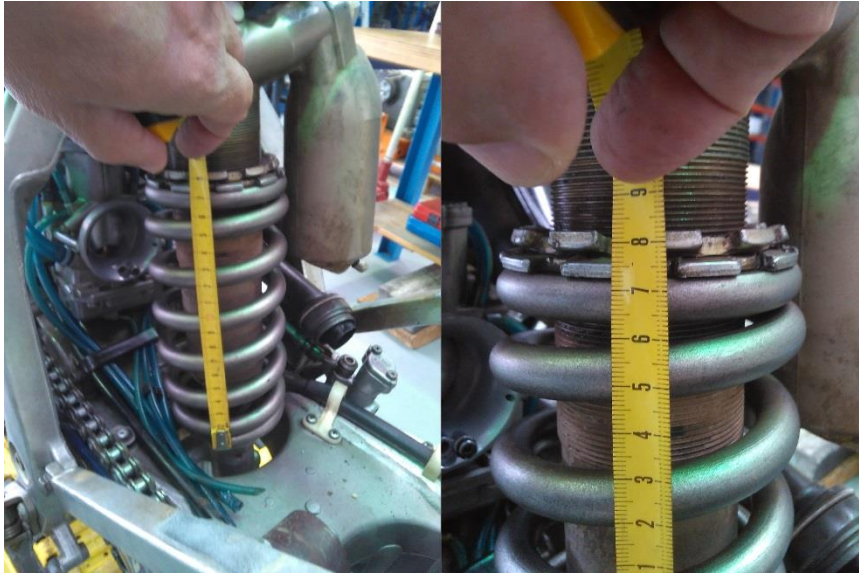


Figura 173 – Verificação da posição de 90 mm, correspondente ao comprimento de 173 mm da mola

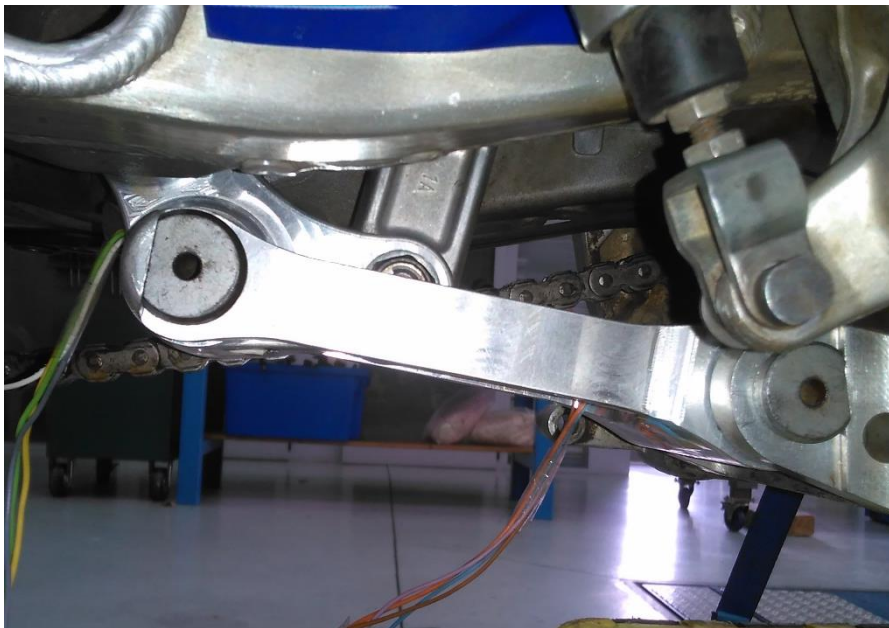


Figura 174 – Configuração do *link1* e *link2* para 90 mm de amortecedor

No visor da Figura 175 pode-se ver os valores registados para esta configuração.

Relembrando que os extensómetros utilizados apenas medem a sua deformação longitudinal, foi crucial definir novos gráficos de deformação no SolidWorks para se comparar valores nas mesmas direções das quais se estava a medir na realidade.

Recorrendo à simulação em SolidWorks (para o *link1*, referida em 3.6.2), definiu-se um novo gráfico de deformação, *Strain plot*, ilustrado na Figura 176, que

representa as deformações na direção do eixo xx (direção correspondente ao alongamento dos extensómetros 3 e 4, ver posicionamento dos extensómetros na Figura 165 e na Figura 166).

Analisando os extensómetros 1 e 2, (Figura 163 e Figura 164), e olhando para a simulação em SolidWorks em 3.6.3, apercebe-se que devido à configuração para a qual se está a simular (2º caso da Tabela 12, em 3.6.1), os extensómetros do *link2* não se encontram alinhados, isto é, a sua direção de deformação não correspondente a nenhum eixo ortonormado. Consequentemente, e apenas para o caso do extensómetro 2, desenhou-se, através de um novo eixo coordenado com as direções pretendidas, um novo gráfico de deformação, *Strain plot*, na direção longitudinal ao extensómetro. Gráfico esse que se encontra na Figura 177.

O extensómetro 1, encontra-se numa superfície curva e como tal não se conseguiu definir, no SolidWorks, um gráfico de deformação que meça a deformação longitudinal do extensómetro 1 porque o SolidWorks necessita de um eixo, um plano ou de um eixo coordenado como indicativo para cálculo do novo gráfico. Por conseguinte, apenas para o extensómetro 1, irá ser analisado o valor representado na Figura 178 correspondente à deformação equivalente, *Equivalent Strain*.

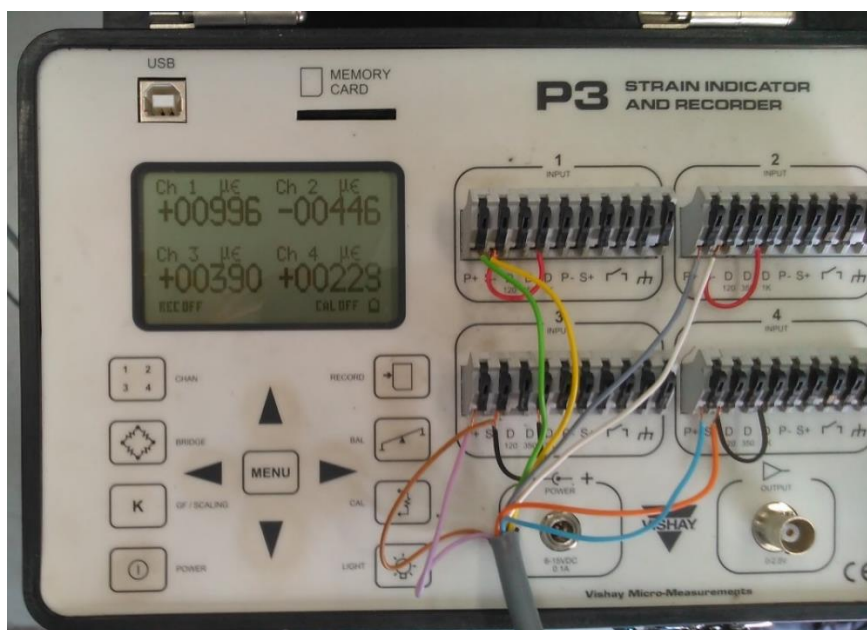


Figura 175 – Valores de deformação dos extensómetros

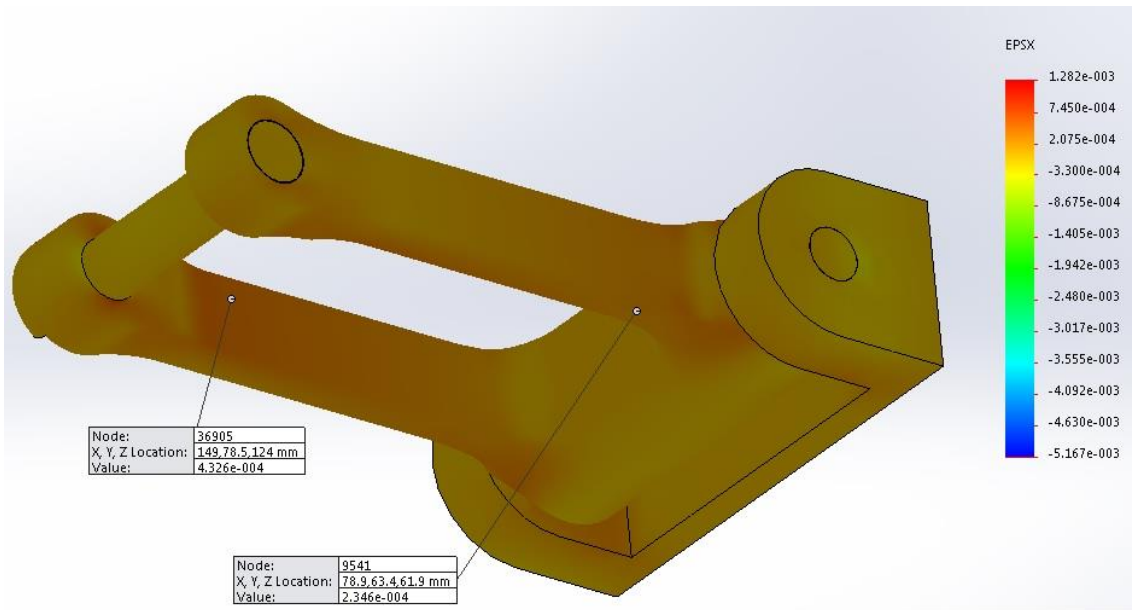


Figura 176 – Deformações em SolidWorks dos extensômetros 3 e 4

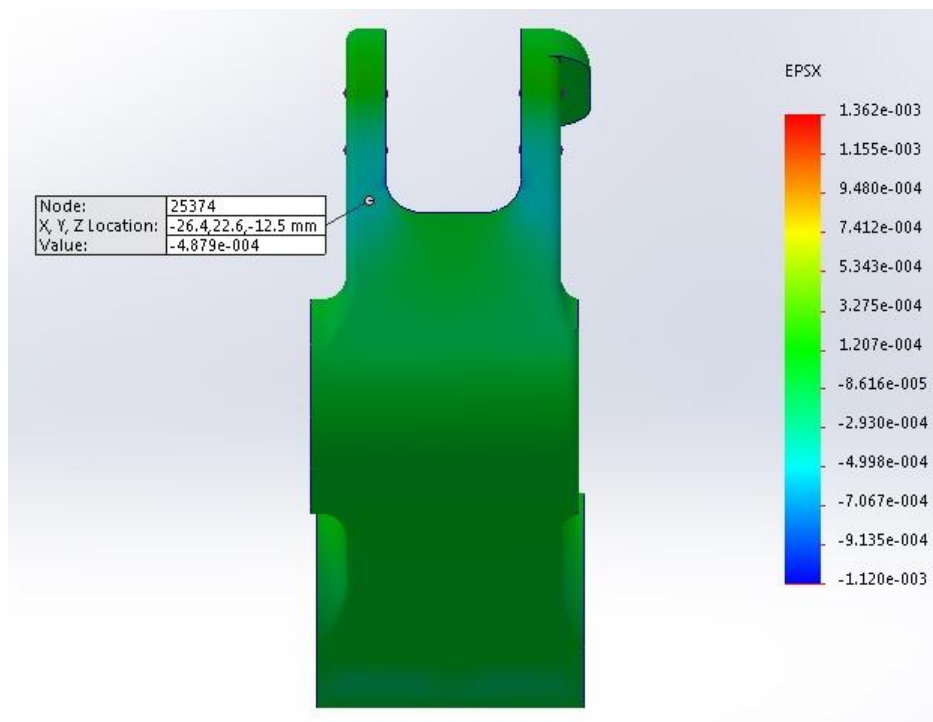


Figura 177 – Deformação em SolidWorks do extensômetro 2

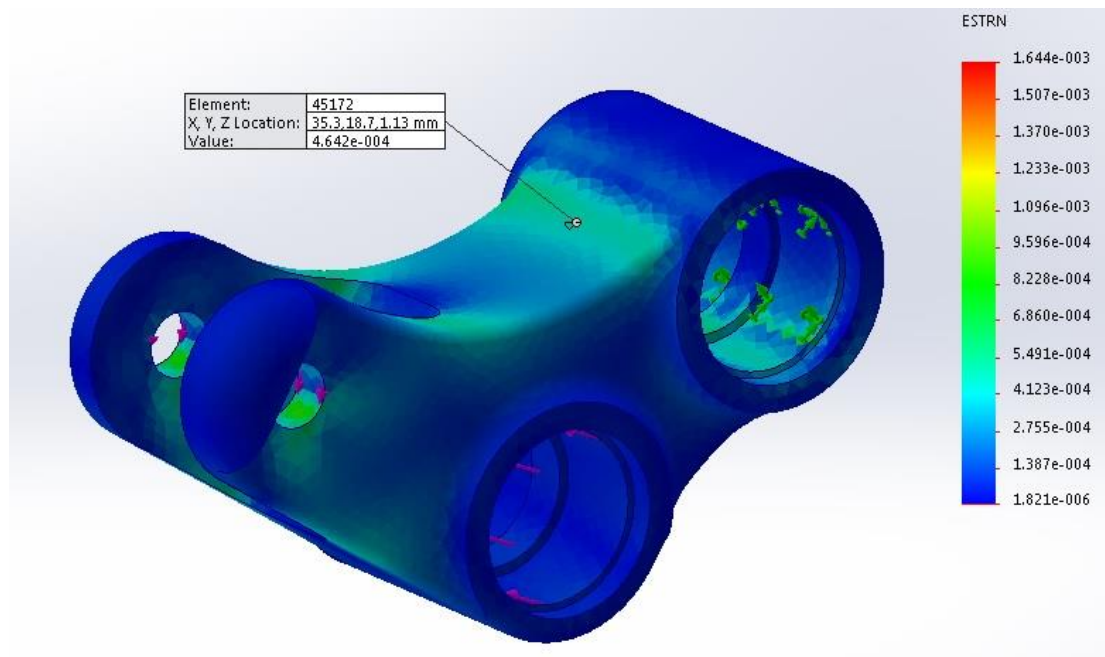


Figura 178 – Deformação, equivalente, em SolidWorks do extensómetro 1

A Tabela 15 revela a diferença de valores que existiu entre a realidade e a simulação virtual. O extensómetro 4 apresenta a menor diferença de todos, sendo 4,7% maior na simulação do que no caso prático. Ainda no mesmo componente (*link1*), o extensómetro 3 apresenta um esforço de tração superior 9,7% do que no caso prático.

Analisando os extensómetros do *link2* (extensómetros 1 e 2), verifica-se que o extensómetro 2 apresenta um esforço de compressão (sinal negativo) superior ao do caso prático em 8,4%. O extensómetro 1, apresenta uma discrepância muito grande face ao caso prático, no entanto, foi já referido que não se conseguiu obter o valor correto na simulação em SolidWorks porque a superfície em que este extensómetro se encontra é uma superfície curva e por isso não se conseguiu chegar a uma conclusão, se o erro se encontra na falta de capacidades do SolidWorks, ou do utilizador ou se algo na colagem do extensómetro possa ter influenciado esta leitura.

As diferenças de valores correspondentes aos extensómetros 2,3 e 4, revelam-se elevados, pois não deveriam ultrapassar os 6%. Porém, devido ao erro que pode existir na simulação e no levantamento de cotas do motociclo, estas diferenças considerar-se-ão como aceitáveis, e por isso deve se ter em conta as tensões instaladas na simulação para a configuração mais crítica, referido em 3.6.1.

Tabela 15 – Comparação de valores de deformação

Extensómetro	Vishay P3 ($\mu\epsilon$)	SolidWorks ($\mu\epsilon$)	Diferença (%)
1	+ 996	+ 464	114,6
2	- 446	- 487	8,4
3	+ 390	+ 432	9,7
4	+ 223	+ 234	4,7

3.8.2 Aferição da manobrabilidade do motociclo

O teste prático da condução do motociclo é o passo que se segue. No primeiro contacto, o novo conjunto de *Links* foi de fácil montagem. Não apresentou qualquer impedimento geométrico nem de funcionamento, todos os componentes trabalham livremente.

O autor deste, com o auxílio do amigo Paulo Silva (referido em 3.1), e com a intenção de executar um teste prático da condução do motociclo em que fosse possível sentir as alterações geométricas do motociclo, dirigiu-se ao mesmo local em que havia realizado recentemente uma competição de resistência de 2 horas com a YZ 125 de 2006, ainda equipada com o sistema de *Links* original. Fez-se uso de uma pequena mesa em pedra para dispor da ferramenta necessária para a permuta entre geometrias, ilustrado na Figura 179 e na Figura 180. Foram ensaiadas as quatro geometrias referidas na Tabela 5 no ponto 3.2.



Figura 179 – YZ 125 de 2006 no local de testes



Figura 180 – Mesa de suporte ao material para permuta de geometrias

Devido à diferença de alturas referidas na Tabela 5, o *sag* (ver 2.2.3), manteve-se, em todos os ensaios, em 105 mm.

O ensaio 1 (combinação do *link1* original com o *link2* novo, Tabela 5) tornou o motociclo mais difícil de controlar em lombas. Nitidamente a roda traseira era cuspidada na vertical em vez de absorver e permitir o amortecedor trabalhar. Resultante deste efeito, sentiu-se a transmissão de potência mais rápida em secções planas, e sem hesitação porque esta geometria sendo, teoricamente, mais dura, irá oferecer maior

resistência ao amortecimento. O veículo evidenciou muita instabilidade posterior durante lombas em aceleração, ficando assim muito difícil de controlar.

Preparado o motociclo com os componentes do ensaio 2, (combinação do *link1* novo com o *link2* original, Tabela 5), e uma vez que esta geometria origina a diminuição da altura posterior e o efeito de aumento do *Trail*, (ver 2.4.4), não se afinou o *sag* para 105 mm. Conduziu-se o motociclo nestes modos e a traseira revelou-se muito animada, sempre que se acelerava em saídas de curvas a traseira não se segurava ao chão, tendia a ter um efeito de mola, porém lento. Este efeito é normal acontecer porque como o *sag* não foi ajustado, a sua altura posterior está ainda mais baixa do que os 105 mm, (quanto maior o número de *sag*, mais baixo se encontra o motociclo). Sentiu-se um desequilíbrio total do motociclo, a traseira estava muito baixa e a frente muito alta, exemplificado na Figura 181.

De seguida, tentou-se explorar mais esta configuração, (ensaio 2), e ajustou-se o *sag* para 105 mm. Obteve-se uma melhor leitura do terreno quando comparado com o ensaio 1, pequenas oscilações da pista foram absorvidas e sentia-se maior segurança, por isso, na possibilidade de ser mais rápido. No entanto, o motociclo ainda não se fazia sentir muito equilibrado, isto é, notava-se uma diferença de amortecimento entre a dianteira e a traseira.

Tendo em conta o referido em 2.4.4,2.4.5 e em 3.1.3, diminuiu-se a altura anterior do motociclo, subindo as suspensões dianteiras, ilustrado na Figura 182. O resultado foi muito positivo, o motociclo estava agora equilibrado e em qualquer ponto da pista se sentia maior segurança. As oscilações surpresa que surgiam do nada durante o percurso sem que o condutor as pudesse prever deixaram de existir.



Figura 181 – Exemplificação do efeito da altura anterior superior à posterior, (Motocross, 2016b)



Figura 182 – Suspensão dianteira acima da mesa de direção

Na implementação da Nova geometria (ambos os *Links* novos, ver Figura 183 e Figura 184), também se assegurou o *sag* de 105 mm. O piloto, neste caso, Avelino Ferreira, sentiu a traseira menos sensível a pequenas irregularidades, principalmente vindo do ensaio 2, a diferença é notória. Na pista em questão fez-se alterações ao nível do *sag* e da altura da dianteira, mas não se conseguiu atingir um nível de estabilidade tão bom como no ensaio 2.



Figura 183 – Nova geometria, teste prático



Figura 184 – Nova geometria, vista de baixo do motociclo

Voltando ao ponto 3.2, onde é exemplificado, que esta nova geometria vê a sua dureza aumentada a partir de 180 mm de curso da roda posterior.

Durante todos os testes práticos e análise das diferenças do *sag*, constata-se que um motociclo de *motocross* tem uma geometria e deve ser afinado para que o seu funcionamento seja debruçado sobre a traseira, ver Figura 185 e Figura 186. Em todos os casos com o *sag* devidamente afinado (105 mm), viu-se que em qualquer situação o motociclo se encontra bastante rebaixado, isto é, está sempre a ser solicitado para deslocamentos de roda a partir de cerca dos 210 mm, $(315 - 105 (sag) = 210 \text{ mm})$, e a nova geometria torna-se mais dura a partir de 180 mm. Ou seja, apenas existem 30 mm em que a nova geometria devia apresentar ser mais mole que a original e depois ficar mais dura.

Neste teste utilizou-se uma pista que recebeu uma competição de resistência, sem saltos, ou seja, utilização do curso inicial e meio, e pouco do final. Uma pista de *motocross* irá obrigar o motociclo a trabalhar num curso muito mais aproximado do final, o que leva a crer que o ponto para o qual foi projetado a interseção com a geometria de origem devesse ser mais próximo do final de curso. Diga-se por mero exemplo, cerca dos 290 mm de curso. No entanto como a nova geometria não foi ainda testada numa pista de *motocross*, irá se realizar este teste para chegar a melhores conclusões. Existe ainda a intenção da combinação da nova geometria com diferentes dimensões de *sag* que possa originar um melhor comportamento em *motocross*.



Figura 185 – Aceleração em curva, (Motocross, 2016c)



Figura 186 – Absorção de lombas em aproximação a uma curva, (Motocross, 2016a)

Ao fim de cerca de 5 horas de uso do motociclo com os novos *Links*, inspecionou-se os casquilhos da IGUS. Para surpresa, no momento em que se retirou o amortecedor, o conjunto não estava a funcionar corretamente e tinha algum restringimento que não permitia a rotação livre dos componentes.

Retirou-se os veios e como se vê na Figura 187 e Figura 188, muito lixo entrou para onde não devia. Limpou-se devidamente o veio e casquilhos, na Figura 189 ilustra-se metade do veio limpo para se perceber o quanto se encontrava sujo.

Para os veios foi utilizada uma lixa de água com WD-40. Nos casquilhos de maneira a não danificar o seu diâmetro foi utilizado apenas um pano com WD-40 e posteriormente ambos foram limpos com *spray* de limpeza de contactos porque é aconselhado pela IGUS que para um correto funcionamento do sistema seja feita uma montagem seca dos casquilhos.

Após limpeza e montagem, o conjunto ficou novamente a funcionar perfeitamente, sem qualquer impedimento na sua rotação.



Figura 187 – Sujidade no veio



Figura 188 – Sujidade nos casquilhos

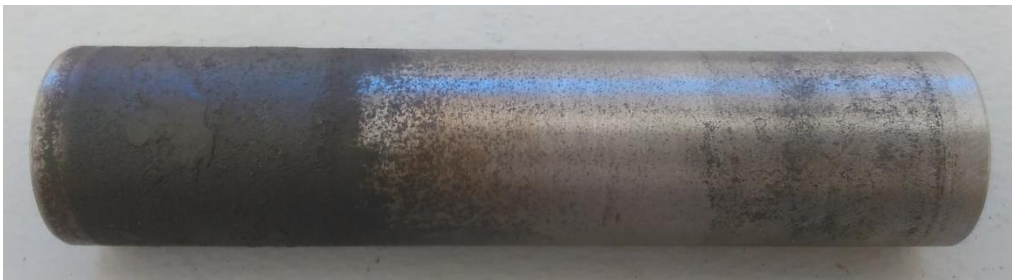


Figura 189 – Metade do lado direito limpa

CONCLUSÕES

4.1 CONCLUSÕES

4 CONCLUSÕES

4.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho procedeu-se à implementação de uma nova geometria de suspensão posterior no motociclo Yamaha YZ 125 de 2006, análise numérica e avaliação experimental de tensões. Desta forma, e respondendo ao objetivo principal, foi possível produzir um novo sistema de *Links*, mais progressivo, analisa-los quanto às suas respostas (tensões instaladas) utilizando o software SolidWorks. Assim como avaliar o seu desempenho através de ensaios reais de condução do motociclo com estes novos componentes.

Teoricamente, a progressividade do novo sistema de *Links* foi aumentada. Apesar de o local e as condições em que foi realizado não serem as que exigem um grande trabalho do amortecedor, durante o teste de condução do veículo foi fácil ao autor sentir o seu diferente comportamento quanto à sua progressividade.

No segundo ensaio, onde foi combinada a utilização do novo *link1* com o *link2* original, o condutor sentiu maior segurança no comportamento do veículo e permitiu ao piloto sentir-se mais rápido em cima do motociclo. Visualizando os gráficos representativos da Força na roda-Deslocamento da roda, 3.2, era previsível que este efeito surgisse, neste tipo de terreno. Esta combinação de *links* torna a suspensão posterior mais mole, exigindo que o motociclo funcione numa fase mais final de curso, ou seja, permite uma melhor exploração de todo o curso do sistema de suspensão, resultando numa melhor absorção das oscilações.

Os casquilhos fornecidos pela IGUS cumpriram bem a sua função e apresentam, face aos rolamentos de agulhas oferecidos no sistema original, boas qualidades a nível da sensibilidade (sentida pelo piloto no funcionamento da suspensão), montagem e diminuição de folgas. No entanto, verificou-se uma sujidade elevada ao fim de poucas utilizações (5 horas), este facto nada tem a ver com os casquilhos, mas sim com uma deficiente montagem dos vedantes ou por deficiente toleranciamento do veio torneado. Os veios foram encomendados a um torneiro local, que não cumpriu a tolerância pretendida, (h9). Dado a escassez de tempo e recursos optou-se por utilizá-los mesmo fora de tolerância.

Na obtenção dos valores da avaliação experimental de tensões por extensometria, verificou-se uma boa concordância dos valores observados com a simulação em elementos finitos. Na comparação destes valores obtidos por extensometria, com os obtidos pela simulação respetiva, obteve-se uma diferença de 8,4%, 9,7% e 4,7% para os extensómetros 2,3 e 4, respetivamente. Estas diferenças de valores, devido aos erros mencionados anteriormente, consideram-se de baixo valor (aceitáveis). Validando o estudo do sistema de *Links* para a configuração mais crítica,

em 3.6.1. Assim, para a configuração mais crítica do sistema, exemplificada em 3.6.1, a tensão máxima registada foi 2,8 vezes inferior à tensão de cedência do alumínio 6082-T651 para o *link1*, e 3,2 vezes inferior no *link2*. O extensómetro na posição número 1 registou valores com alguma disparidade relativamente aos valores da simulação. Vários aspetos podem ter contribuído para este facto, como por exemplo, o refinamento da malha utilizado ou o tipo de elementos, ou ainda, resultado de uma má colagem do extensómetro.

Os componentes quando solicitados nos valores de carga máxima apresentam tensões instaladas abaixo da tensão de cedência do alumínio selecionado, mesmo onde ocorrem concentrações de tensões. As concentrações de tensões que surgiram acontecem em zonas muito difíceis de atenuar devido a problemas geométricos, por exemplo, local onde entram os veios de ligação entre componentes.

No presente projeto utilizou-se o SolidWorks e a sua ferramenta *simulation*, que apesar de englobar as três fases de FEA num só programa (pré-processamento, análise e pós-processamento), comprovou estar ao nível do pretendido.

Com os resultados deste trabalho o autor iniciou procedimentos para a criação de uma empresa. A realização deste projeto foi de vital importância para a tomada desta decisão. Pretende-se formar uma empresa de consultoria técnica na área do *motorsport* e também assumir o desenvolvimento e produção de melhoramentos para diversos modelos, fabrico e comercialização de componentes como o *link1* e o *link2* para os motociclos. Nesta medida já foram angariados dois clientes e foi assegurada a primeira encomenda.

Consultou-se algumas empresas em vista à orçamentação do fabrico em CNC no mesmo alumínio utilizado neste projeto e obtiveram-se valores muito diferentes. No caso da Polylnema o valor do conjunto (*link1* e *link2*) foi de 1626,69€, e na Fresave de cerca de 500€ (ANEXO5 – Orçamentos). Nas restantes empresas que foram consultadas fisicamente, onde não houve registo do orçamento, os valores oscilaram entre 350€ a 500€, como foi o caso da Fretoprecisão.

No presente trabalho foram cumpridos todos os objetivos, nomeadamente analisar, melhorar, dimensionar, fabricar e testar. Todas as fases de uma experiência real de projeto industrial.

4.1.1 Sugestão de trabalhos futuros

Como sugestões de trabalhos a desenvolver no futuro indicam-se os seguintes:

- Teste prático em pista de *motocross* para melhor aferição da nova progressividade.
- Teste intensivo aos casquilhos IGUS.
- Estudar a hipótese de um vedante de duplo lábio ou diferente do aplicado para melhoras a estanquicidade.
- Fabrico de novos veios com o rigor exigido.
- Elaboração de novas geometrias com diferentes progressividades mais perto do final de curso.
- Diminuição da massa dos novos componentes e consequente análise por elementos finitos.

BIBLIOGRAFIA

5.1 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

5 BIBLIOGRAFIA

5.1 Referências bibliográficas

- Ashby, M. F. (2005). Materials Selection in Mechanical Design. *Design*, 624. <http://doi.org/10.1016/B978-1-85617-663-7.00011-4>
- Autoevolution. (2014). A Quick Guide to Motorcycle Rake, Trail, and Offset, Part 2 (Final) - autoevolution. Retrieved from <http://www.autoevolution.com/news/a-quick-guide-to-motorcycle-rake-trail-and-offset-part-2-final-84056.html>
- Bearing Load Distribution. (2016). Retrieved from http://help.solidworks.com/2015/english/SolidWorks/cworks/c_Bearing_Load_Distribution.htm
- Bergamont. (2016). MTB Fullsuspension | Sportive | null | BERGAMONT. Retrieved from http://www.bergamont.com/ch_de/category/sportive/sportive-mtbfullsuspension
- Blog Honda. (2016). Blog Honda » 2016 Honda RC213V-S. Retrieved from <http://www.bloghonda.com/2015/07/30/2016-honda-rc213v-s-2/>
- BMW. (2016). Suspension Telelever & Duolever. Retrieved from http://www.bmw-motorrad.pt/pt/pt/index.html?content=http://www.bmw-motorrad.pt/pt/pt/technology_detail/suspension/item_telelever.html¬rack=1
- BRMX. (2015). BRMX Equipes para o Mundial de Motocross 2015 tomam forma e especulações vêm à tona - BRMX. Retrieved from <http://brmx.com.br/equipes-para-o-mundial-de-motocross-2015-comecam-tomar-forma/>
- Cycle world. (2013). 2013 BMW R1200GS- First Ride Review- Photos- Specs | Cycle World. Retrieved from <http://www.cycleworld.com/2013/02/01/2013-bmw-r1200gs-first-ride-review>
- Discount, R. (2012). Öhlins TTX Shock and 30mm Cartridge Kit for 11-12 GSXR 600/750. Retrieved from <http://www.esportbike.com/forums/140-riders-discount/144876-%F6hlins-ttx-shock-30mm-cartridge-kit-11-12-gsxr-600-750-special.html>
- Extreme Creations. (2016). MT-07/ Lowering link. Retrieved from <http://www.store.extremecreations.com.au/mt-07-jack-up-plates>
- Foale, T. (2002). Motorcycle Handling and Chassis Design. *Statewide Agricultural Land Use Baseline 2015*, 1. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- HAAS. (2016). Haas VF-2 | Haas Automation, Inc. | CNC Machine Tools. Retrieved from http://int.haascnc.com/we_spec1.asp?intLanguageCode=1046&id=VF-2&sizeID=30_40INCH_VMC
- HBM. (2014). Strain Gauges: Absolute precision from HBM. *Strain Gauges and Accessories Catalogue*.

- IGUS. (2016a). Casquilhos auto-lubrificados igus®: iglidur® J. Retrieved from http://www.igus.pt/iPro/iPro_02_0017_0000_PTpt.htm?c=PT&l=pt
- IGUS. (2016b). igus® Plastic bushings on Bike Shocks Uses -iglide®. Retrieved from http://www.igus.com/wpck/8477/bike_shocks
- IGUS. (2016c). igus® Soluções dry-tech®. Retrieved from http://www.igus.pt/wpck/9194/drytech_SOLUTIONS
- Influx. (2016). The Anatomy of a Speedway Bike. Retrieved from <http://www.influx.co.uk/bikes/the-anatomy-of-a-speedway-bike/>
- JParts. (2016). OVER RACING Single Sided Swingarm [52-01-51] - ¥300,000 : J-Parts, The Ultimate Shop of Premium Japanese MC Parts & Accessories. Retrieved from http://www.j-mart.biz/j-parts/index.php?main_page=product_info&cPath=1301_1252_121&products_id=81
- K22. (2014). 2015 KTM 250SX - Snapped linkage arm - Race Shop - Motocross Forums / Message Boards - Vital MX. Retrieved from <http://www.vitalmx.com/forums/Race-Shop,42/Snapped-linkage-arm,1275537>
- manus. (2011). igus® Pedals for mountain bikes. Retrieved from http://www.igus.pt/wpck/7498/Manus11_Pedale_fuer_Mountainbikes
- mastercool. (2016). Mastercool Inc., Manufacturer of Air Conditioning, Refrigeration, Service Tools and Equipment. Retrieved from <http://www.mastercool.com/product/71685-rojetado-para-remover-com-facilidade-rebarbas-internas/?lang=pt-pt>
- Mauser, R. (2016). Cabo CAT5e UTP multifilar CU - caixa 305m : Robert Mauser Lda. Retrieved from http://mauser.pt/catalog/product_info.php?cPath=641_1979&products_id=71472
- Metal Mulisha. (2013). Ackermans Throwback Thursday from Metal Mulisha. Retrieved from <http://www.metalmulisha.com/2013/06/20/mm-ackermans-throwback-thursday/>
- Monroe. (2011). Monroe History - Monroe Shock Absorbers. Retrieved from <http://www.monroe.com.au/about-monroe/monroe-history.html>
- Motocross, T. (2016a). 2016 Motocross Of Nations | Sunday Morning. Retrieved from <http://motocross.transworld.net/photos/2016-motocross-of-nations-sunday-morning/#kDglxrwpxAllmOwr.97>
- Motocross, T. (2016b). Dean Wilson | Two-Strokin' | TransWorld Motocross - YouTube. Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=EZTxDvmb-YA>
- Motocross, T. (2016c). MXGP Of Glen Helen | Photo Gallery | Transworld Motocross. Retrieved from <http://motocross.transworld.net/photos/mxgp-of-glen-helen-photo-gallery/#0TCrvPP9wvjv6wug.97>
- Motocross action magazine. (2013). Motocross Action Magazine | MXA'S 2013 SUZUKI

- RM-Z450 MOTOCROSS TEST: IS IT A ONE TRICK PONY? Retrieved from <http://motocrossactionmag.com/bike-tests/mxas-2013-suzuki-rm-z450-motocross-test-is-it-a-one-trick-pony>
- Motocross Performance. (2015). Motocross Performance Magazine Introducing the Pro Circuit Linkage System - Motocross Performance Magazine. Retrieved from <http://www.mxpomag.com/introducing-the-pro-circuit-linkage-system/>
- Newsbot, N. (2016). [motorcycle.com] - 2016 Kawasaki ZX-10R Project Leader Interview - ninjette.org. Retrieved from <https://www.ninjette.org/forums/showthread.php?t=256111>
- Ohlins. (2011). *Owner's Manual Ohlins shock absorber TTX44*. Retrieved from <https://www.ohlins.com/document/21231/>
- Polylanema. (2015). Propriedades dos Alumínios. Retrieved from http://www.polylanema.pt/pt/dados-tecnicos_/aluma-adnio/propriedades-tipicas-das-ligas-standard.html
- Pro Circuit. (2016). Linkage Arm YZ250F '10-13. Retrieved from <http://www.procircuit.com/linkage-arm-yz250f-10-13.html>
- Racing, H. (2016). Long Travel Motocross Linkage for YFZ450. Retrieved from <http://www.houser-racing.com/Yamaha-YFZ450-2004-05-Long-Travel-MX-Linkage-p/061004.htm>
- Ride Engineering. (2013). CRF linkage MXA Review. Retrieved from https://ride-engineering.com/articles/mxa102013/CRF_linkage_MXA_Review.png
- SKF. (2016). Needle roller bearings. Retrieved from <http://www.skf.com/in/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/index.html>
- SPL170db. (2015). Change break caliper K5 to K9, Need modification or Plug And Play? - Suzuki GSX-R Motorcycle Forums Gixxer.com. Retrieved from <http://www.gixxer.com/forums/236-05-06-gsx-r1000/620210-change-break-caliper-k5-k9-need-modification-plug-play.html>
- Vital mx. (2011). 2011 KTM Ride Impressions - Motocross Feature Stories - Vital MX. Retrieved from <http://www.vitalmx.com/features/2011-KTM-Ride-Impressions,3063>
- Vital mx. (2014a). Nihilo Concepts KTM Linkage - Reviews, Comparisons, Specs - Motocross / Dirt Bike Suspension - Vital MX. Retrieved from <http://www.vitalmx.com/product/guide/Suspension,21/Nihilo-Concepts/KTM-Linkage,11479>
- Vital mx. (2014b). Ride Engineering 2014 YZ250F Linkage - Reviews, Comparisons, Specs - Motocross / Dirt Bike Suspension - Vital MX. Retrieved from <http://www.vitalmx.com/product/guide/Suspension,21/Ride-Engineering/2014-YZ250F-Linkage,10389#product-reviews/664/expand>
- VPG, M. measurements. (2011). *P3 Strain indicator and Recorder*.

- Yamaha. (2016). Yamaha Motor Portugal - Motociclos, Scooters, Moto4, Motos.
Retrieved from <https://www.yamaha-motor.eu/pt/index.aspx>
- Yamaha Motor Co. (2006). Owner ' S Service Manual YZ 125, *1st editio*(June), 786.
Retrieved from <https://www.yamaha-motor.eu/pt/servico/manuais-proprietario/index.aspx>

ANEXOS

6.1 ANEXO1 – DESENHOS 2D EM SOLIDWORKS DE AUXÍLIO AO ESTUDO DA RAZÃO DE DESLOCAMENTO

6.2 ANEXO2 – TABELAS EXCEL DE AUXÍLIO AOS GRÁFICOS DA RAZÃO DE DESLOCAMENTO E FORÇA NA RODA-DESLOCAMENTO DA RODA

6.3 ANEXO3 – ESBOÇO *LINK1* E *LINK2*

6.4 ANEXO4 – PROPRIEDADES DO ALUMÍNIO 6082-T651

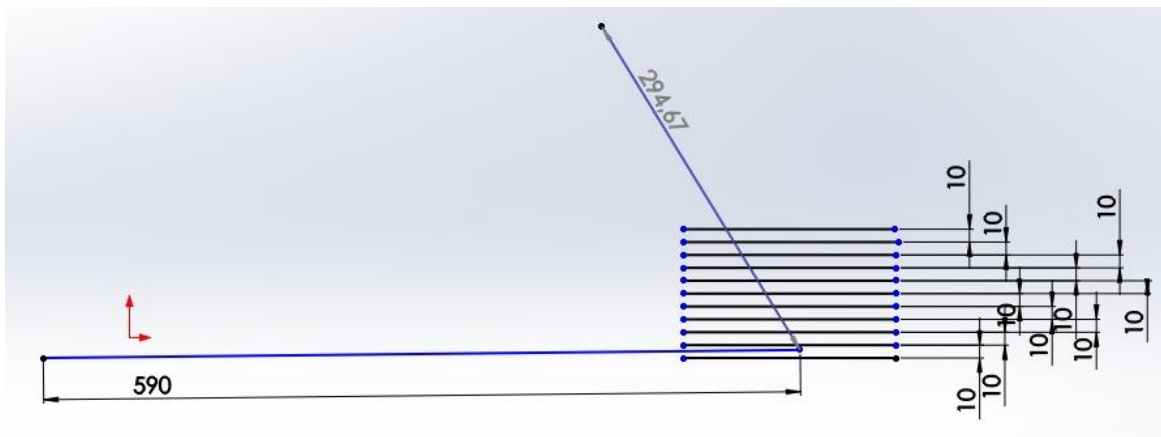
6.5 ANEXO5 – ORÇAMENTOS

6.6 ANEXO6 – DESENHOS TÉCNICOS

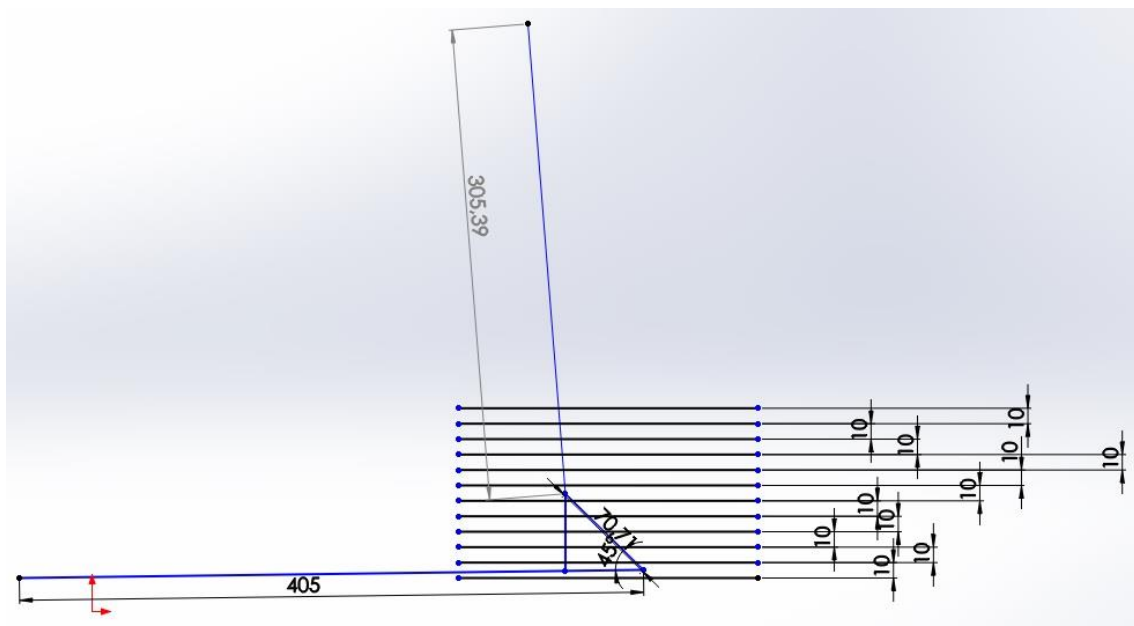
6 ANEXOS

6.1 ANEXO1 – Desenhos 2D em SolidWorks de auxílio ao estudo da razão de deslocamento

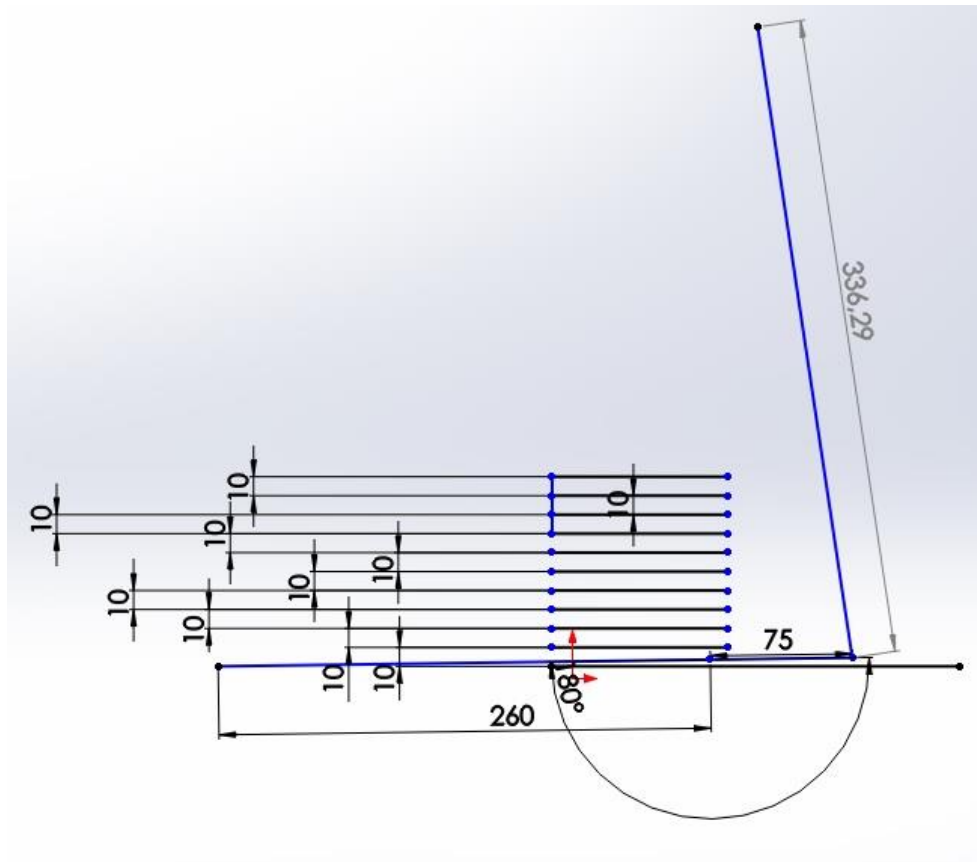
6.1.1 Yamaha Virago 1990



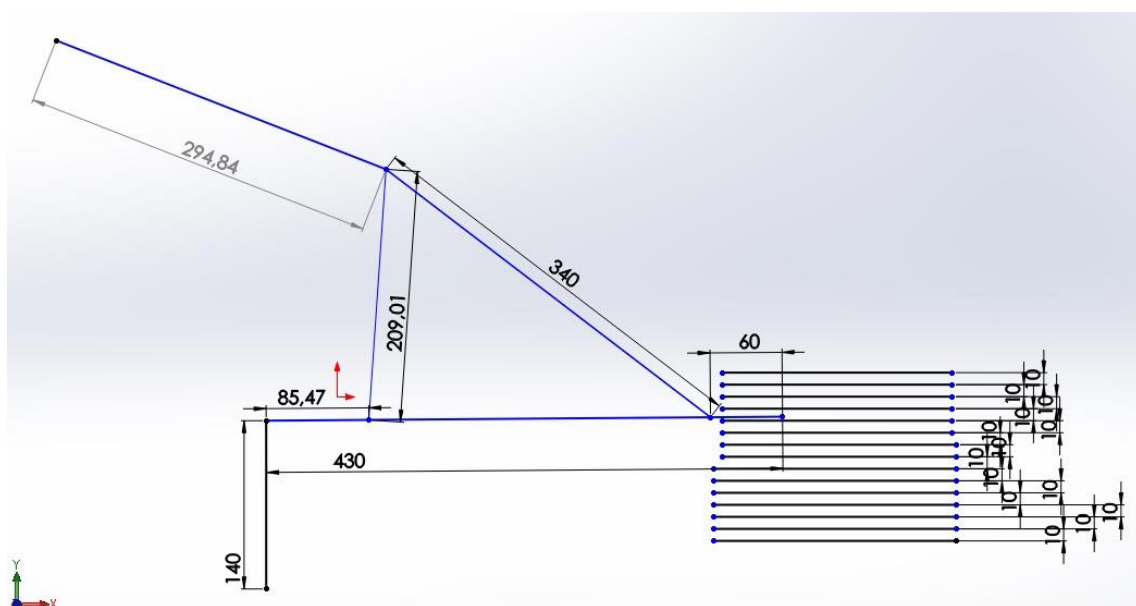
6.1.2 Yamaha Trail 125 1975



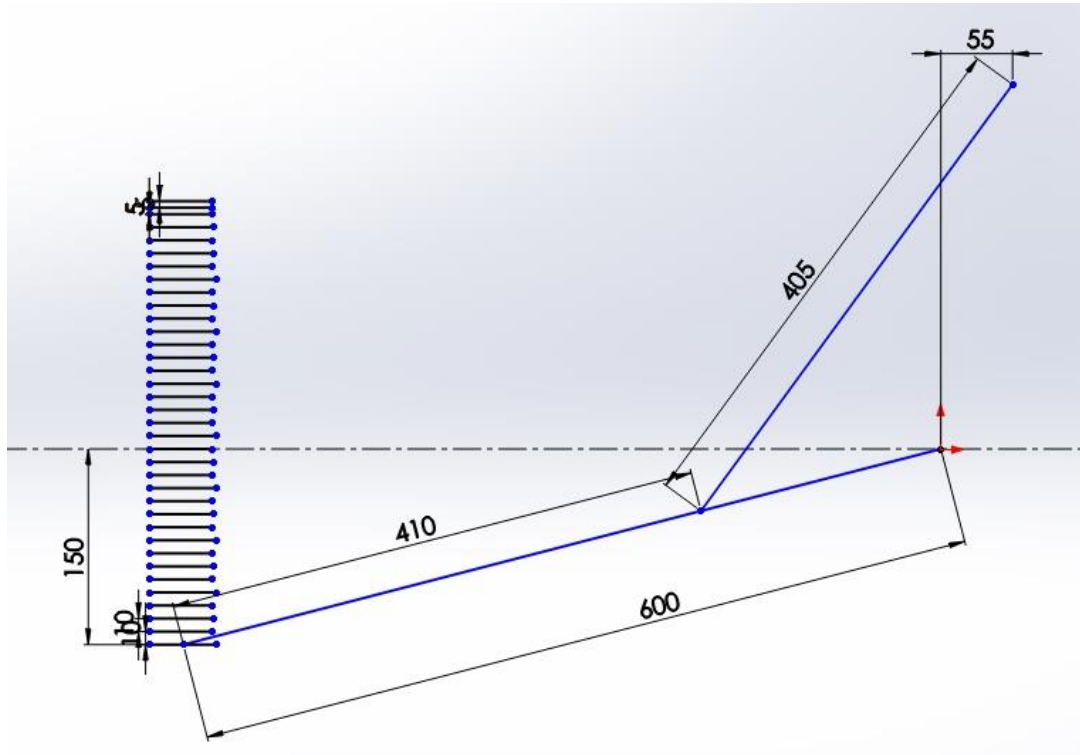
6.1.3 Vespa FL 125 1991



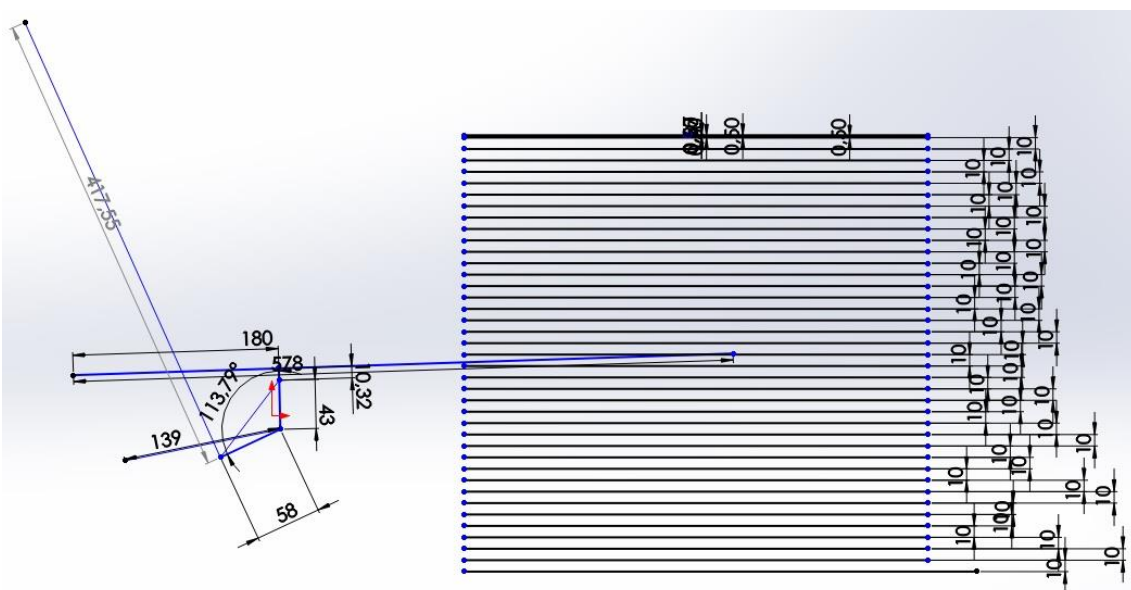
6.1.4 Yamaha DT 50 MX 1985



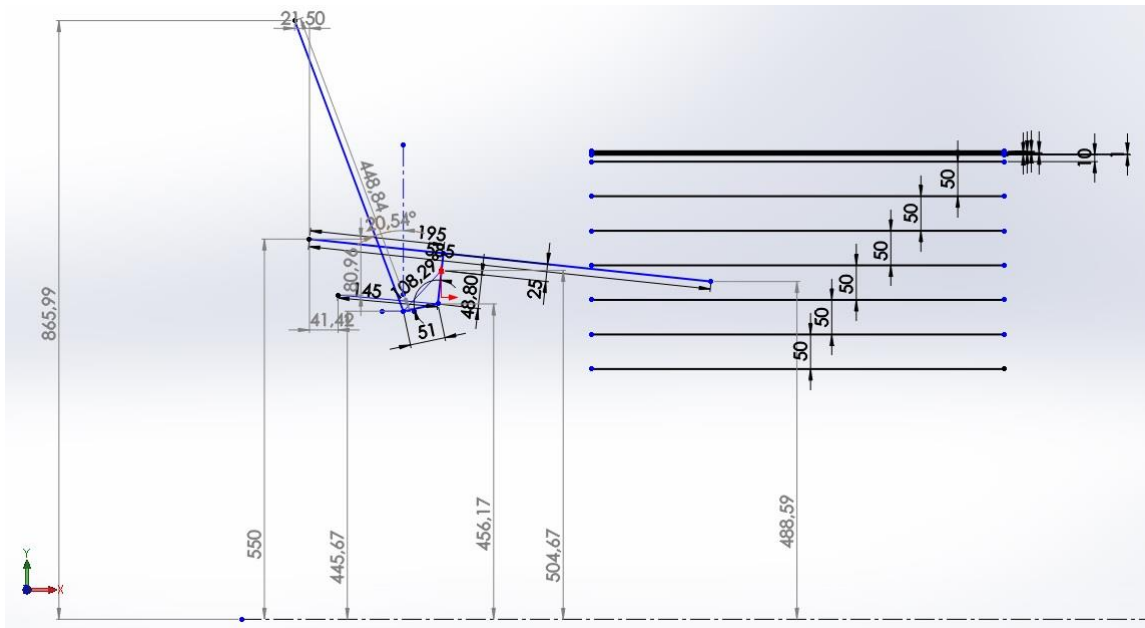
6.1.5 KTM 250 EXC 2005



6.1.6 Yamaha YZ 125 1999



6.1.7 Yamaha YZ 125 2006



6.2 ANEXO2 – Tabelas Excel de auxílio aos gráficos da razão de deslocamento e Força na roda-Deslocamento da roda

6.2.1 Yamaha Virago 1990

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	8,57	291,43	0,857
20	8,57	282,86	0,857
30	8,57	274,29	0,857
40	8,57	265,72	0,857
50	8,56	257,16	0,856
60	8,56	248,60	0,856
70	8,55	240,05	0,855
80	8,54	231,51	0,854
90	8,53	222,98	0,853
100	8,51	214,47	0,851

6.2.2 Yamaha Trail 125 1975

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	8,79	301,21	0,879
20	8,81	292,40	0,881
30	8,80	283,60	0,880
40	8,78	274,82	0,878
50	8,75	266,07	0,875
60	8,72	257,35	0,872
70	8,68	248,67	0,868
80	8,64	240,03	0,864
90	8,58	231,45	0,858
100	8,52	222,93	0,852

6.2.3 Vespa FL 125 1991

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento do amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	12,78	328,02	1,278
20	12,84	315,18	1,284
30	12,92	302,26	1,292
40	13,00	289,26	1,300
50	13,09	276,17	1,309
60	13,16	263,01	1,316
70	13,24	249,77	1,324
80	13,31	236,46	1,331
90	13,38	223,08	1,338
100	13,41	209,67	1,341

6.2.4 Yamaha DT 50 MX 1985

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	5,32	344,68	0,532
20	5,32	339,36	0,532
30	5,32	334,04	0,532
40	5,33	328,71	0,533
50	5,33	323,38	0,533
60	5,34	318,05	0,534
70	5,34	312,70	0,534
80	5,35	307,35	0,535
90	5,36	301,99	0,536
100	5,37	296,63	0,537

6.2.5 KTM 250 EXC 2005

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	2,77	402,23	0,277
20	2,78	399,45	0,278
30	2,80	396,65	0,280
40	2,81	393,84	0,281
50	2,82	391,01	0,282
60	2,84	388,18	0,284
70	2,85	385,32	0,285
80	2,87	382,46	0,287
90	2,88	379,57	0,288
100	2,90	376,67	0,290
110	2,92	373,76	0,292
120	2,93	370,83	0,293
130	2,95	367,88	0,295
140	2,97	364,91	0,297
150	2,98	361,93	0,298
160	3,00	358,93	0,300
170	3,02	355,91	0,302
180	3,04	352,87	0,304
190	3,06	349,81	0,306
200	3,08	346,74	0,308
210	3,10	343,64	0,310
220	3,12	340,52	0,312
230	3,14	337,37	0,314
240	3,16	334,21	0,316
250	3,19	331,02	0,319
260	3,21	327,81	0,321
270	3,23	324,58	0,323
280	3,26	321,32	0,326
290	3,28	318,04	0,328
300	3,31	314,73	0,331
310	3,34	311,39	0,334
320	3,36	308,03	0,336
330	3,39	304,63	0,339
335	1,71	302,93	0,341
340	1,71	301,21	0,343

6.2.6 Yamaha YZ 125 1999

Geometria original			
Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	17,35	472,96	0,347
100	18,87	454,09	0,377
150	20,90	433,19	0,418
200	24,08	409,12	0,482
250	31,29	377,82	0,626
260	8,83	368,99	0,883
262	2,07	366,92	1,037
264	2,25	364,67	1,125
266	2,50	362,16	1,252
268	2,91	359,25	1,457
270	3,78	355,46	1,892
270,5	1,27	354,19	2,542
271	1,63	352,56	3,268
271,23	1,03	351,53	4,560
271,45	2,40	349,14	10,597

Geometria original		
Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
17,35	799,86	277,52
36,21	1669,67	629,97
57,11	2633,17	1100,51
81,19	3743,20	1802,35
112,48	5186,07	3245,86
121,31	5593,33	4940,59
123,39	5689,00	5902,34
125,64	5792,79	6519,79
128,14	5908,24	7397,12
131,06	6042,55	8800,98
134,84	6217,02	11762,61
136,11	6275,62	15952,64
137,74	6350,96	20754,95
138,77	6398,27	29176,10
141,17	6508,69	68974,88

Link1 = 140 mm			
Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	3,35	486,95	0,335
20	3,40	483,55	0,340
30	3,45	480,10	0,345
40	3,51	476,59	0,351
50	3,57	473,03	0,357
60	3,63	469,40	0,363
70	3,69	465,71	0,369
80	3,76	461,95	0,376
90	3,83	458,12	0,383
100	3,91	454,21	0,391
110	3,99	450,23	0,399
120	4,07	446,15	0,407
130	4,17	441,99	0,417
140	4,27	437,72	0,427
150	4,38	433,34	0,438
160	4,50	428,84	0,450
170	4,64	424,20	0,464
180	4,80	419,40	0,480
190	4,98	414,43	0,498
200	5,19	409,24	0,519
210	5,44	403,80	0,544
220	5,75	398,05	0,575
230	6,15	391,90	0,615
240	6,70	385,20	0,670
250	7,55	377,66	0,755
260	9,13	368,53	0,913
265	5,94	362,58	1,189
267	3,05	359,53	1,526
269	4,21	355,32	2,105
269,5	1,63	353,69	3,264
269,95	3,38	350,31	7,516

Link1 = 140 mm		
Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda (N)
3,35	154,46	51,74

6,75	311,18	105,77
10,20	470,34	162,36
13,71	632,13	221,81
17,28	796,59	284,14
20,91	963,87	349,69
24,60	1134,09	418,71
28,36	1307,41	491,46
32,19	1483,95	568,21
36,09	1664,05	649,98
40,08	1847,83	736,55
44,15	2035,58	828,89
48,32	2227,66	928,04
52,58	2424,44	1034,75
56,96	2626,35	1150,08
61,47	2833,97	1276,14
66,11	3047,95	1414,55
70,90	3269,08	1567,85
75,88	3498,51	1740,86
81,06	3737,62	1938,33
86,50	3988,35	2168,86
92,25	4253,37	2444,84
98,40	4536,93	2790,21
105,10	4845,94	3247,75
112,65	5193,82	3918,73
121,78	5614,73	5125,68
127,72	5888,83	7001,82
134,98	6223,66	13100,81
140,00	6454,84	48511,72

Link1 = 142 mm

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	3,38	486,92	0,338
20	3,43	483,49	0,343
30	3,48	480,01	0,348
40	3,54	476,47	0,354
50	3,59	472,88	0,359
60	3,65	469,23	0,365
70	3,71	465,52	0,371

80	3,78	461,74	0,378
90	3,85	457,89	0,385
100	3,92	453,97	0,392
110	4,00	449,97	0,400
120	4,09	445,88	0,409
130	4,18	441,71	0,418
140	4,27	437,43	0,427
150	4,38	433,05	0,438
160	4,50	428,54	0,450
170	4,64	423,91	0,464
180	4,79	419,12	0,479
190	4,96	414,16	0,496
200	5,16	409,00	0,516
210	5,40	403,60	0,540
220	5,69	397,91	0,569
230	6,06	391,85	0,606
240	6,56	385,28	0,656
250	7,30	377,98	0,730
260	8,57	369,41	0,857
270	12,07	357,34	1,207
271	1,86	355,48	1,862
272	2,34	353,14	2,345
272,50	1,61	351,53	3,210
272,98	3,57	347,96	7,440

Link1 = 142 mm

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda (N)
3,38	155,93	52,74
6,81	314,08	107,73
10,29	474,58	165,20
13,83	637,66	225,54
17,42	803,28	288,54
21,07	971,66	354,85
24,79	1142,85	424,34
28,57	1317,09	497,73
32,42	1494,56	575,26
36,34	1675,34	656,90
40,34	1859,82	744,11
44,42	2048,17	836,68

48,60	2240,71	935,72
52,87	2437,82	1042,17
57,26	2639,90	1157,07
61,76	2847,52	1282,24
66,40	3061,32	1419,53
71,18	3282,03	1571,11
76,14	3510,73	1741,32
81,30	3748,64	1934,30
86,70	3997,57	2158,29
92,39	4259,96	2424,35
98,46	4539,51	2752,31
105,02	4842,16	3178,39
112,32	5178,74	3780,48
120,89	5574,06	4779,20
132,96	6130,39	7396,92
134,82	6216,24	11574,64
137,17	6324,36	14830,62
142,34	6563,01	48826,05

Link1 = 143 mm

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
10	3,40	486,91	0,340
20	3,44	483,46	0,344
30	3,50	479,97	0,350
40	3,55	476,42	0,355
50	3,60	472,81	0,360
60	3,66	469,15	0,366
70	3,72	465,43	0,372
80	3,79	461,64	0,379
90	3,86	457,78	0,386
100	3,93	453,86	0,393
110	4,01	449,85	0,401
120	4,09	445,76	0,409
130	4,18	441,58	0,418
140	4,28	437,30	0,428
150	4,38	432,92	0,438

160	4,50	428,41	0,450
170	4,63	423,78	0,463
180	4,78	419,00	0,478
190	4,95	414,05	0,495
200	5,15	408,90	0,515
210	5,38	403,52	0,538
220	5,66	397,86	0,566
230	6,02	391,84	0,602
240	6,50	385,34	0,650
250	7,19	378,16	0,719
260	8,34	369,82	0,834
270	11,12	358,70	1,112
272	3,22	355,47	1,612
274	4,77	350,70	2,387
274,58	3,93	346,77	6,771

Link1 = 143 mm

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda (N)
3,40	156,63	53,21
6,84	315,42	108,63
10,34	476,56	166,56
13,89	640,20	227,21
17,49	806,37	290,61
21,15	975,21	357,12
24,87	1146,87	426,98
28,66	1321,56	500,74
32,52	1499,35	578,15
36,45	1680,51	660,27
40,46	1865,26	747,41
44,55	2053,84	840,02
48,73	2246,56	939,06
53,00	2443,81	1045,46
57,39	2645,94	1159,98
61,89	2853,56	1284,96
66,52	3067,18	1421,02
71,31	3287,66	1572,16
76,26	3515,89	1740,37
81,40	3753,20	1931,77
86,78	4001,21	2152,25

92,44	4262,27	2413,30
98,46	4539,83	2732,98
104,96	4839,44	3144,67
112,15	5170,76	3715,71
120,49	5555,29	4633,12
131,61	6067,91	6746,30
134,83	6216,61	10024,28
139,60	6436,72	15364,45
143,53	6617,78	44806,96

Ensaio 1, b = 53,6 mm

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	18,59	471,71	0,372
100	19,31	452,40	0,386
150	21,40	431,00	0,428
200	24,69	406,32	0,494
250	32,17	374,15	0,643
260	9,10	365,05	0,910
262	2,14	362,91	1,070
264	2,32	360,59	1,161
266	2,58	358,00	1,291
268	3,01	355,00	1,503
270	3,91	351,09	1,953
270,5	1,31	349,78	2,624
271	1,69	348,09	3,376
271,23	1,06	347,03	4,707
271,45	2,47	344,56	10,947

Ensaio 1, b = 53,6 mm

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
18,59	857,08	318,65
37,90	1747,41	674,85
59,30	2734,24	1170,42
83,99	3872,43	1911,90
116,16	5355,56	3445,45
125,26	5775,22	5256,61

127,40	5873,85	6282,08
129,72	5980,91	6943,83
132,30	6100,00	7878,15
135,31	6238,60	9376,62
139,21	6418,69	12535,71
140,53	6479,19	17001,38
142,21	6557,01	22136,48
143,27	6605,84	31091,50
145,75	6719,91	73562,21

Ensaio 2, d = 115°

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	13,20	477,10	0,264
100	18,97	458,14	0,379
150	21,06	437,08	0,421
200	24,35	412,72	0,487
250	31,89	380,83	0,638
260	9,09	371,74	0,909
262	2,14	369,60	1,072
264	2,33	367,27	1,165
266	2,60	364,67	1,298
268	3,03	361,64	1,516
270	3,95	357,68	1,977
270,5	1,33	356,35	2,668
271	1,72	354,63	3,436
271,23	1,05	353,58	4,684
271,45	2,11	351,47	9,332

Ensaio 2, d = 115°

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
13,20	608,75	160,75
32,17	1483,17	562,57
53,23	2454,14	1033,63
77,58	3576,93	1742,11
109,47	5047,47	3219,68
118,56	5466,58	4969,13

120,71	5565,39	5963,32
123,04	5672,82	6608,84
125,63	5792,56	7521,64
128,67	5932,36	8993,45
132,62	6114,66	12088,69
133,95	6176,17	16478,02
135,67	6255,38	21493,50
136,73	6303,98	29530,64
138,83	6401,22	59735,27

Ensaio 3, c = 54,6 mm

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	12,85	477,46	0,257
100	17,65	459,80	0,353
150	19,37	440,44	0,387
200	21,77	418,67	0,435
250	25,94	392,73	0,519
260	6,10	386,63	0,610
262	1,28	385,35	0,639
264	1,30	384,05	0,651
266	1,33	382,72	0,663
268	1,35	381,37	0,676
270	1,38	379,99	0,691
270,5	0,35	379,64	0,700
271	0,35	379,29	0,704
271,23	0,16	379,13	0,693
271,45	0,16	378,97	0,704

Ensaio 3, c = 54,6 mm

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
12,85	592,34	152,19
30,50	1406,22	496,45
49,86	2299,08	890,43
71,63	3302,78	1437,97
97,57	4498,84	2334,09
103,67	4780,10	2915,86
104,95	4839,02	3092,13

106,25	4899,05	3189,28
107,58	4960,19	3288,61
108,93	5022,53	3395,23
110,31	5086,25	3514,60
110,66	5102,39	3571,67
111,02	5118,61	3603,50
111,17	5125,81	3553,89
111,33	5133,14	3611,37

Ensaio 4, b = 51,6 mm d = 115°

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	13,69	476,61	0,274
100	19,24	457,38	0,385
150	21,37	436,01	0,427
200	24,73	411,27	0,495
250	32,45	378,82	0,649
260	9,26	369,56	0,926
262	2,19	367,37	1,094
264	2,38	365,00	1,189
266	2,65	362,34	1,326
268	3,09	359,25	1,547
270	4,04	355,21	2,019
270,5	1,36	353,85	2,724
271	1,76	352,09	3,512
271,23	1,11	350,99	4,916
271,45	2,59	348,40	11,469

Ensaio 4, b = 51,6 mm d = 115°

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
13,69	631,25	172,85
32,93	1518,17	584,07
54,30	2503,47	1069,98
79,03	3643,79	1802,36
111,48	5140,01	3335,97
120,74	5567,14	5157,40
122,93	5667,98	6197,94

125,31	5777,58	6866,65
127,96	5899,81	7820,19
131,05	6042,46	9347,69
135,09	6228,69	12578,83
136,45	6291,48	17138,00
138,21	6372,45	22380,04
139,32	6423,44	31574,79
141,91	6542,95	75041,29

6.2.7 Yamaha YZ 125 2006

Geometria original			
Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	15,63	474,37	0,313
100	16,34	458,03	0,327
150	17,60	440,43	0,352
200	19,11	421,32	0,382
250	21,11	400,21	0,422
300	24,13	376,08	0,483
310	5,37	370,71	0,537
315	2,78	367,93	0,556

Geometria original		
Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
15,63	720,65	225,28
31,97	1474,18	481,85
49,57	2285,57	804,43
68,68	3166,77	1210,47
89,79	4139,99	1747,74

113,92	5252,42	2534,50
119,29	5500,20	2955,81
122,07	5628,47	3131,68

Nova geometria

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	11,91	478,09	0,238
100	16,98	461,11	0,340
150	18,24	442,87	0,365
200	19,80	423,07	0,396
250	21,90	401,17	0,438
300	25,17	376,00	0,503
310	5,65	370,35	0,565
315	0,59	367,42	0,593

Nova geometria

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
11,91	548,95	130,72
28,89	1332,03	452,46
47,13	2173,12	792,84
66,93	3085,94	1221,91
88,83	4095,68	1793,91
114,00	5256,34	2646,36
119,65	5516,70	3115,28
120,23	5543,49	3220,77
120,81	5570,32	3241,93
121,40	5597,39	3285,67

121,99	5624,55	3312,86
122,58	5651,89	3351,57

Ensaio 1 (*link1* original com novo *link2*)

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	14,94	475,06	0,299
100	17,03	458,02	0,341
150	18,37	439,65	0,367
200	20,05	419,60	0,401
250	22,35	397,25	0,447
300	26,13	371,12	0,523
310	5,98	365,14	0,598
315	0,64	362,01	0,636

Ensaio 1 (*link1* original com novo *link2*)

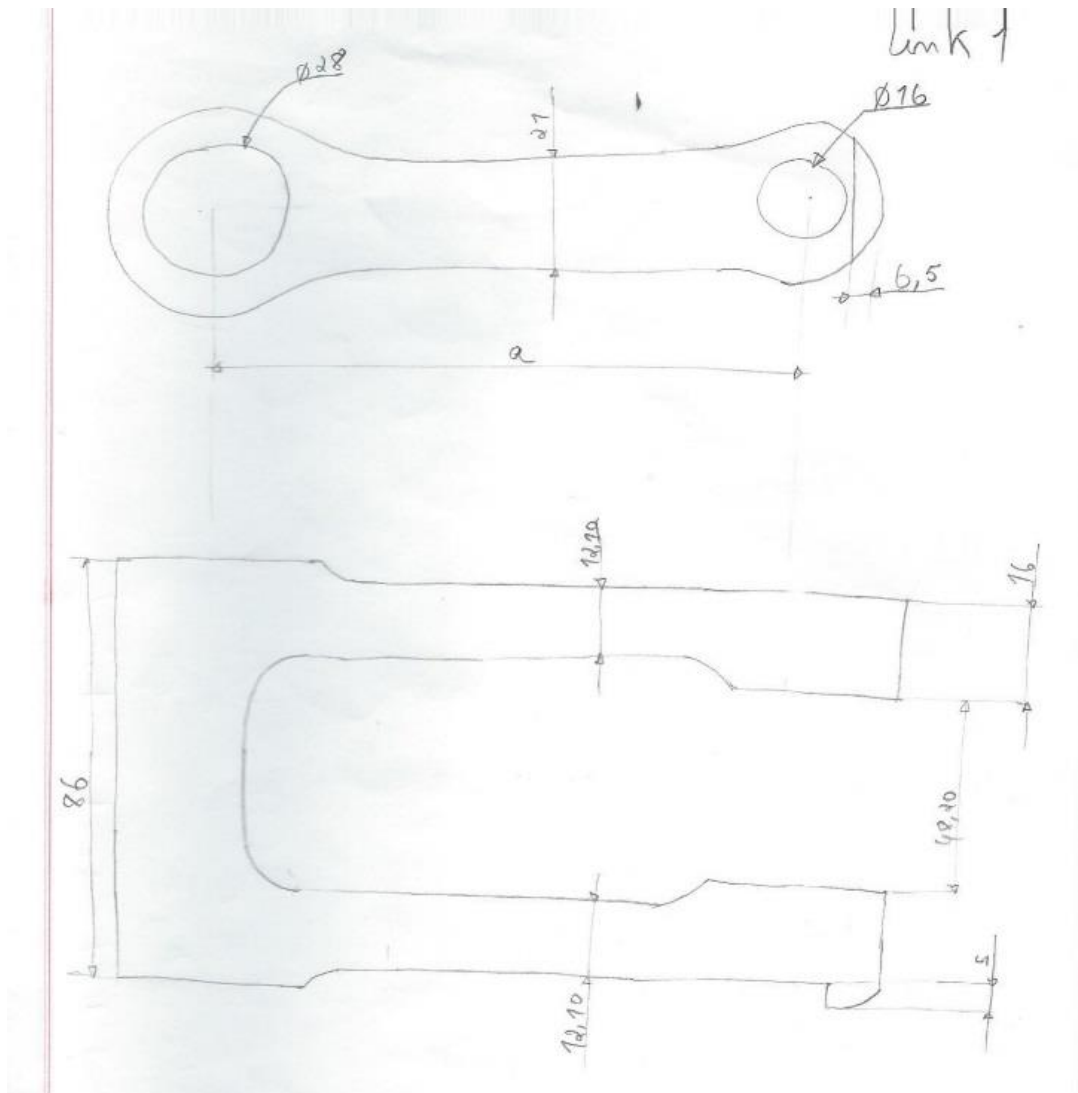
Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
14,94	689,02	205,94
31,98	1474,41	502,30
50,35	2321,58	853,13
70,40	3245,84	1301,32
92,75	4276,42	1911,73
118,88	5481,02	2863,94
124,86	5756,74	3442,53
125,47	5785,23	3575,27
126,10	5813,95	3622,09
126,72	5842,82	3657,60
127,35	5871,91	3705,18
127,99	5901,23	3753,19

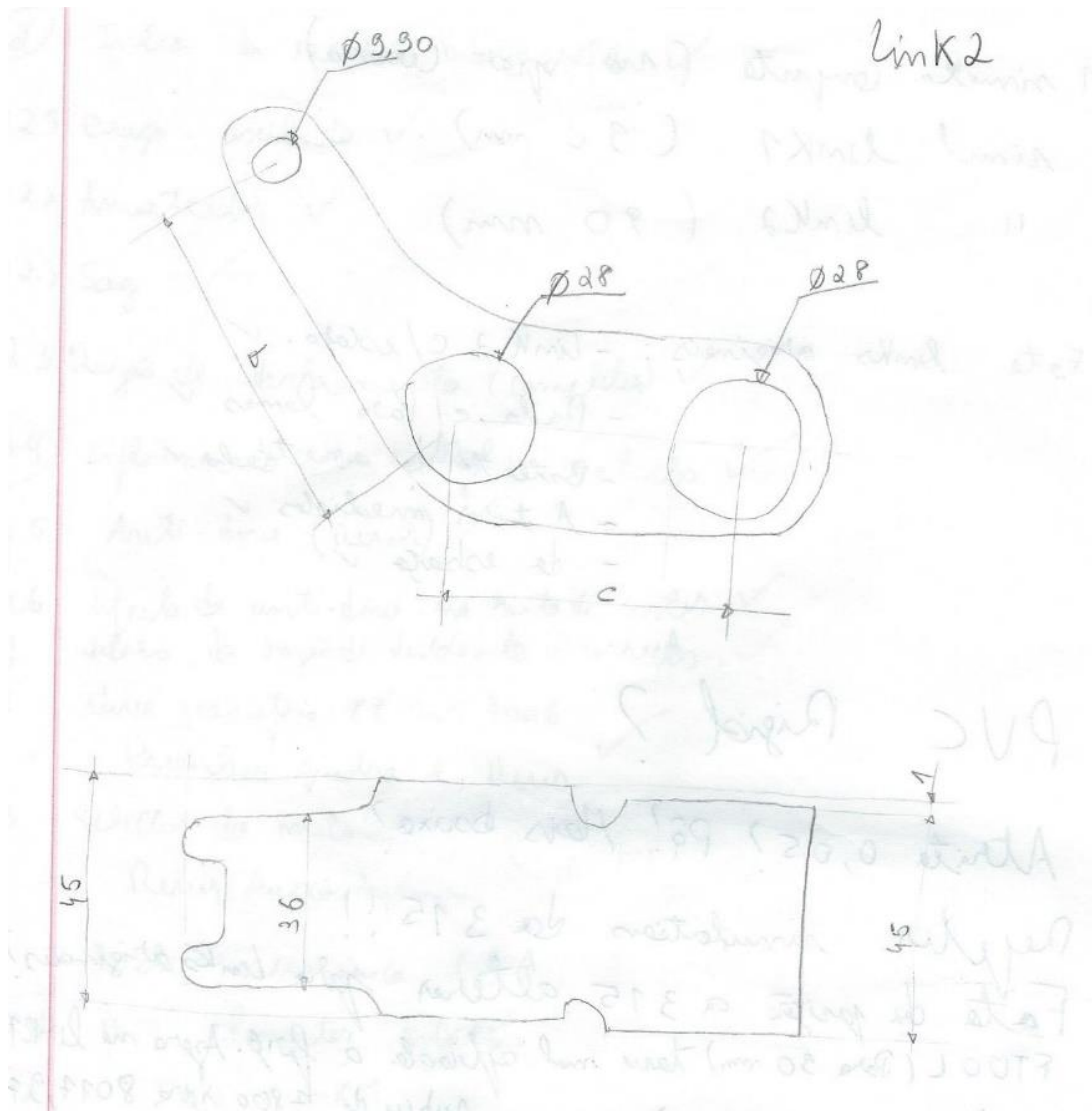
Ensaio 2 (novo *link1* com *link2* original)

Deslocamento da roda (mm)	Deslocamento amortecedor (mm)	Comprimento amortecedor (mm)	Razão de deslocamento
50	12,76	477,24	0,255
100	16,31	460,93	0,326
150	17,50	443,43	0,350
200	18,92	424,51	0,378
250	20,76	403,76	0,415
300	23,44	380,31	0,469
310	5,16	375,16	0,516
315	0,54	372,51	0,535

Ensaio 2 (novo *link1* com *link2* original)

Deslocamento Mola (mm)	$F_{mola} = k \times x$	Força na roda
12,76	588,37	150,16
29,07	1340,42	437,27
46,57	2147,16	751,38
65,49	3019,36	1142,35
86,25	3976,50	1650,96
109,69	5057,29	2370,96
114,84	5294,97	2729,56
115,37	5319,23	2797,91
115,90	5343,62	2826,77
116,43	5368,10	2850,46
116,96	5392,67	2874,30
117,50	5417,34	2898,28

6.3 ANEXO3 – Esboço *Link1* e *Link2*



6.4 ANEXO4 – Propriedades do Alumínio 6082-T651

14/10/2016

Poly Lanema												
Ligas	Estado	Carga de Rotura (RM - N/MM2)	Limite Elástico (RP 0,2 - N/MM2)	Limite da Fadiga (N/MM2)	Dureza Brinell (HB)	Dureza Vickers (HV)	Módulo Elástico (N/MM2)	Peso Específico (g/cm3)	Intervalo de Fusão (°C)	Coefficiente de Dilatação Linear (1/10(6)K)	Calor Específico (J/Kg K)	Resistividade Elétrica (20 - µΩ cm)
5154 A	H4	290	235	260	80	85	70.500	2,68	595-645	23,8	897	54,0
5154 A	H6	315	260	-	85	90	70.500	2,68	595-645	23,8	897	54,0
5154 A	H8	340	285	290	90	95	70.500	2,68	595-645	23,8	897	54,0
5154 A	H9	375	320	-	95	100	70.500	2,68	595-645	23,8	897	-
5251	0/H111	180	80	200	45	46	70.000	2,69	605-650	23,6	898	46,0
5251	H2	210	165	-	60	65	70.000	2,69	605-650	23,6	898	46,0
5251	H4	230	190	230	65	70	70.000	2,69	605-650	23,6	898	46,0
5251	H6	255	215	-	70	75	70.000	2,69	605-650	23,6	898	46,0
5251	H8	280	240	250	80	80	70.000	2,69	605-650	23,6	898	46,0
5251	H9	310	270	90	90	90	70.000	2,69	605-650	23,6	898	-
5754	0/H111	215	100	220	55	55	70.500	2,68	595-645	23,7	897	53,0
5754	H2	245	185	-	70	75	70.500	2,68	595-645	23,7	897	53,0
5754	H4	270	215	250	75	80	70.500	2,68	595-645	23,7	897	53,0
5754	H6	290	245	-	80	85	70.500	2,68	595-645	23,7	897	53,0
5754	H8	315	270	280	90	90	70.500	2,68	595-645	23,7	897	53,0
5754	H9	340	300	-	95	100	70.500	2,68	595-645	23,7	897	-
Série 6 XXX												
6005 A	T1	200	100	-	-	-	69.500	2,71	605-655	23,3	892	-
6005 A	T4	210	110	-	-	-	69.500	2,71	605-655	23,3	892	-
6005 A	T5	270	240	-	-	-	69.500	2,71	605-655	23,3	892	-
6005 A	T6	285	260	190	90	95	69.500	2,71	605-655	23,3	892	35,0
6060	0	100	50	110	25	25	69.500	2,70	610-655	23,4	898	-
6060	T1	150	90	-	45	45	69.500	2,70	610-655	23,4	898	35,0
6060	T4	160	90	-	50	55	69.500	2,70	610-655	23,4	898	36,0
6060	T5	220	185	160	75	80	69.500	2,70	610-655	23,4	898	32,0
6060	T6	245	215	160	85	90	69.500	2,70	610-655	23,4	898	32,0
6061	0	125	55	120	30	30	70.000	2,70	580-650	23,3	895	37,0
6061	T4	235	140	180	65	70	70.000	2,70	580-650	23,3	895	43,0
6061	T6/T651	310	270	190	95	100	70.000	2,70	580-650	23,3	895	40,0
6063	0	100	50	110	25	25	69.500	2,70	615-655	23,5	898	30,0
6063	T1	150	90	150	45	45	69.500	2,70	615-655	23,5	898	34,0
6063	T4	160	90	150	50	50	69.500	2,70	615-655	23,5	898	35,0
6063	T5	215	175	150	60	65	69.500	2,70	615-655	23,5	898	31,0
6063	T6	245	210	150	75	80	69.500	2,70	615-655	23,5	898	33,0
6063	T8	260	240	-	80	85	69.500	2,70	615-655	23,5	898	33,0
6082	0	130	60	120	35	35	70.000	2,71	575-650	23,1	894	31,0
6082	T1	260	170	200	70	75	70.000	2,71	575-650	23,1	894	-
6082	T4	260	170	200	70	75	70.000	2,71	575-650	23,1	894	41,0
6082	T5	325	275	210	90	95	70.000	2,71	575-650	23,1	894	-
6082	T6/T651	340	310	210	95	100	70.000	2,71	575-650	23,1	894	39,0
Série 7 XXX												
7020	0	180	80	-	55	60	70.000	2,78	605-645	23,3	873	-

http://www.polylanema.pt/pt/dados-tecnicos/_aluma-adnio/propriedades-tipicas-das-ligas-standard.html

3/4

6.5 ANEXOS – Orçamentos



PROPOSTA A CLIENTE PCLT2016BO152/1074

ORIGINAL

PARA:

ISEP - Instituto Superior Engenharia Porto
 Rua Dr. António Bernardino de Almeida, nº 431
 Porto
 4200-072 PORTO

DATA : 29.07.2016

CLIENTE N.º	TELEFONE	TÉCNICO COMERCIAL	ORIGEM DA CONSULTA	À ATENÇÃO DE :
12507	228 340 500	Anabela Santos	EMAIL	Sr. Avelino Ferreira

REFERÊNCIA	DESCRIÇÃO	QTD.	UN.	PREÇO UN.	DATA PREVISTA	TOTAL
	ORÇ-INTERNO CLIENTE Nº: 987					
ORÇ-INTERNO	PEÇA CONF PL. 2D LINK 1 AW. 6082	1	uni	717,82 €	A COMBINAR	717,82 €
ORÇ-INTERNO	PEÇA CONF PL. 2D LINK 2 AW. 6082 Tolerâncias gerais ISO 2768 mK. Solicita-se o envio desenhos 3D (SLDPRT, IGES, STEP, X_T).	1	uni	604,69 €	A COMBINAR	604,69 €

Software PHC - Processado por programa certificado nº 0006/AT- Este documento não serve de fatura

	%	INCIDÊNCIA	I.V.A	CONDIÇÕES DE PAGAMENTO	EUROS
ISENTO	0 %			TOTAL DA MERCADORIA	1.322,51 €
TABELA 1	6 %			TOTAL DO IVA	304,18 €
TABELA 2	13 %			TOTAL	1.626,69 €
TABELA 3	23 %	1.322,51	304,18		

EM CASO DE ADJUDICAÇÃO, INDICAR SEMPRE O NÚMERO DA PROPOSTA.

- Proposta válida apenas por 7 dias e para as quantidades mencionadas.
- Todas as cotas não tolerânciadas serão executadas segundo a Norma ISO-2768-1(m).
- Sempre que o Cliente fornecer um Sólido e Desenho Técnico, o Sólido é o que prevalece, salvo informação em contrário por parte do Cliente.
- Os prazos de entrega são fornecidos a título indicativo em relação a cada encomenda, não podendo em caso algum constituir, por falta da empresa, um compromisso firme de fornecimento em data fixa e sempre de acordo c/ a disponibilidade do n/ fornecedor.
- Transporte por conta e risco do cliente.

OBSERVAÇÕES:

- Certos da v/ preferência, subscrevemo-nos com elevada estima e consideração.

Página 1
Fim de Impressão

Portugal
Zona Industrial de Ovar Rua do Brasil nº 143 - Apartado 169 8881-902 Ovar/Portugal
Tlf: +351 256 381 900 Fax: +351 256 381 413 polylanema@lanema.pt www.polylanema.pt

Espanha
C/ A. Alvir - Torrejón Carr. 2,3 Pol. Compa. d' de la Loma, 8-10 28861 Aljaraque
Tlf: +34 91 881 72 53 / 76 29 Fax: +34 91 881 46 47 lanema@lanema.es www.lanema.es

14/10/2016

Gmail - Fwd: RE: Pedido de orçamento



Avelino Ferreira <avelinoferr@gmail.com>

Fwd: RE: Pedido de orçamento

Paulo Torres da Silva <pstorresdasilva@gmail.com>
Para: avelinoferr@gmail.com

14 de setembro de 2016 às 16:38

----- Mensagem encaminhada -----

De: **Antonio Costa** <antoniocosta890@gmail.com>
Data: 14 de setembro de 2016 às 10:18
Assunto: Fwd: RE: Pedido de orçamento
Para: Paulo Torres da Silva <Pstorresdasilva@gmail.com>

----- Mensagem encaminhada -----

De: "Fresave" <geral@fresave.com>
Data: 14/09/2016 10:12
Assunto: RE: Pedido de orçamento
Para: "Antonio Costa" <antoniocosta890@gmail.com>
Cc:

Bom dia Sr. Antônio,

Desde de já pedimos desculpa pela demora no envio do orçamento.

1.ª Peça: 297,00 €

2.ª Peça: 196,00 €

Com os melhores cumprimentos,

Vânia Percira



Tel.: 253 473 365
Móvel: 963 695 072
Fax: 253 473 365
E-mail: geral@fresave.com
Salt: www.fresave.com

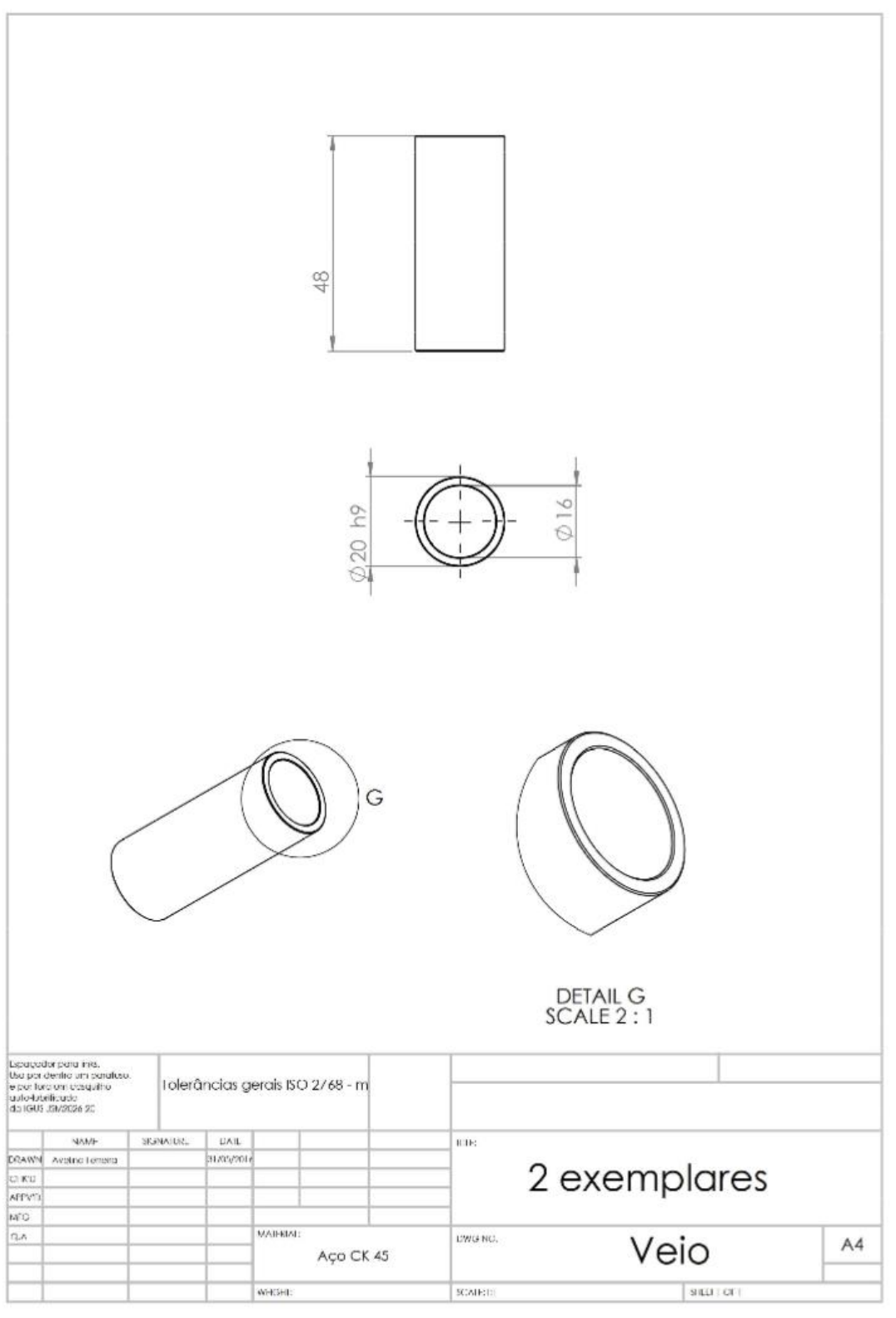


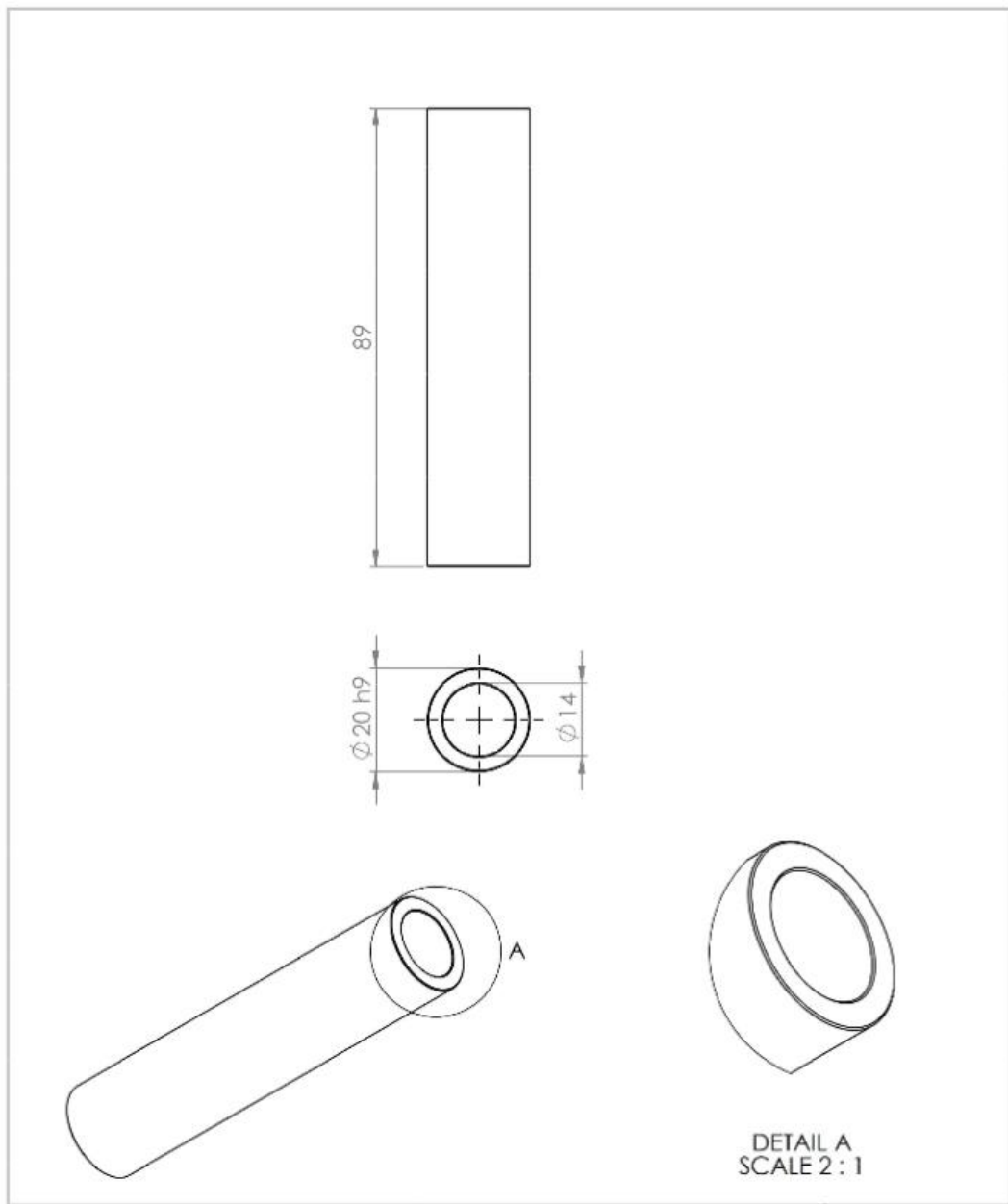
De: Antonio Costa [mailto:antoniocosta890@gmail.com]
Enviada: quarta-feira, 17 de Agosto de 2016 14:45

<https://mail.google.com/mail/u/0/?ui=2&ik=7d130c301f&view=pt&q=fresave&qs=true&search=query&msg=1572959c5448451b&siml=1572959c5448451b>

1/2

6.6 ANEXO6 – Desenhos técnicos





Especificação para fabricar: Usa por dentro um parafuso, e por fora um cone/dito critico substituido co ISO 35M-6024-20		Tolerâncias gerais ISO 2768 - m			
DRAWN	NOME	SIGNA. UR.	DATA	QTD:	
CHICO	Avelino Ferreira		31/03/2014	1 Exemplar	
APROV					
MTC					
FLA			MATERIAL:	USO DO:	
			Aço CK 45	Veio	A4
			QTES:	SCALE:	SHEET OF 1

