



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE TORNOZELO MECÂNICO E
AVALIAÇÃO DE JOELHO MECÂNICO PARA
AMPUTADOS**

Por

Felipe Shimabuko Cascás Sousa

Brasília, 27 de Junho de 2014

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE JOELHO E TORNOZELO MECÂNICOS PARA AMPUTADOS DE MEMBRO INFERIOR

POR

Felipe Shimabuko Cascás Sousa

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Padilha L. Bo, UnB / ENE
(Orientador)

Prof. Alberto C.G.C. Diniz, UnB / ENM (Co-orientador)

Prof. Jones Yudi Mori Alves da Silva UnB / ENM

Prof. Antonio Manoel Dias Henriques UnB / ENM

Brasília, 27 de Junho de 2014

RESUMO

O Laboratório de Automação e Robótica (LARA) possui um projeto para desenvolvimento de próteses microprocessadas para amputados transtibiais e transfemorais. Este trabalho é parte desse projeto do laboratório e visa o desenvolvimento de um tornozelo mecânico para próteses, do ponto de vista do mecanismo, do atuador e da estrutura da articulação artificial, bem como visa a avaliação da estrutura e do mecanismo do joelho mecânico já construído. Primeiramente, o mecanismo e o atuador do tornozelo foram definidos e, em seguida, foram dimensionados. Quanto ao joelho, foram analisados testes cinemáticos feitos com o protótipo e foi realizada a análise estrutural com método dos elementos finitos. Este projeto está inserido em um projeto maior do LARA do Campus Darcy Ribeiro da Universidade de Brasília (UnB), em parceria com outros dois campi, também da UnB, a Faculdade de Ceilândia (FCE) e a Faculdade do Gama (FGA).

ABSTRACT

Automation and Robotics Laboratory (LARA) works in a project that aims for the development of microprocessed prostheses for transtibial and transfemoral amputees. This paper is a part of LARA's project and it aims for the design of a mechanical ankle for the prostheses, from the mechanism's perspective, the actuator and the structure of the artificial joint and it also aims for the evaluation project of the already developed mechanical knee's mechanism and structure. Firstly, mechanism and actuator for the ankle were defined so that they could be designed. For the artificial knee, kinematic tests done with the prototype were evaluated and structural analysis were done based on finite elements method. This work is part of a larger initiative, still in course, at LARA in the University of Brasilia's (UnB), Darcy Ribeiro Campus, in partnership with two other UnB's Campuses, the Ceilandia College (FCE) and Gama College (FGA).

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	5
1.3	OBJETIVOS DO PROJETO	5
1.4	ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	BIOMECÂNICA	7
2.2	BIOMECÂNICA DA MARCHA HUMANA	8
2.2.1	FASES DA MARCHA	10
2.2.2	FORÇAS DE REAÇÃO DO CHÃO	12
2.2.3	TORQUES E FORÇAS NAS ARTICULAÇÕES	13
2.2.4	ARTICULAÇÃO DO JOELHO	14
2.2.5	ARTICULAÇÃO DO TORNOZELO	15
2.3	PRÓTESES	16
2.3.1	PRÓTESES DE PÉ E TORNOZELO	17
2.3.2	PRÓTESES MICROPROCESSADAS	19
2.4	ATUADORES ELÁSTICOS EM SÉRIE (SEA)	21
2.4.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	22
2.4.2	ANÁLISE DINÂMICA	24
2.5	VIDEOGRAMETRIA E DINAMOMETRIA	27
2.6	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	29
3	TORNOZELO MECÂNICO	32
3.1	ESCOLHA DO ATUADOR	32
3.2	ESCOLHA DO PÉ	33
3.3	DADOS EXPERIMENTAIS	35
3.4	CINEMÁTICA DO TORNOZELO	41
3.4	CINÉTICA DO TORNOZELO	46
3.4.1	“HEEL CONTACT”	49
3.4.2	“FOOT FLAT”	51
3.4.3	“HEEL OFF” AO “TOE OFF”	53
3.4.4	BALANÇO	56
3.4.5	RESULTADOS CINÉTICOS	57
3.5	DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO DO TORNOZELO	59
3.5.1	SELEÇÃO DO FUSO E CASTANHA	64

3.5.2 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS.....	70
3.5.3 SELEÇÃO DA POLIA E CORREIA	72
3.5.4 SELEÇÃO DO MOTOR.....	73
3.5.5 DIMENSIONAMENTO DA MOLA	78
3.6 FUNCIONAMENTO DO MECANISMO DO TORNOZELO.....	84
Flexão Plantar Controlada	86
Dorsiflexão Controlada.....	86
Flexão Plantar Ativa.....	86
Fase de Balanço.....	86
3.7 DESENHOS	86
4 JOELHO MECÂNICO	89
4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	89
4.2 CINEMÁTICA DO JOELHO.....	93
4.3 CINEMÁTICA DO PISTÃO MAGNETO-REOLÓGICO.....	97
4.4 AVALIAÇÃO ESTRUTURAL	100
4.4.1 RESULTADOS.....	103
5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS.....	106
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	107
7 ANEXOS.....	109
ANEXO 1 ROTINA PARA CÁLCULO DA MOLA.....	109
ANEXO 2 COMITÊ DE ÉTICA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA	114

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Causas vasculares para amputação. Retirado de [6].	1
Figura 2: Forças exercidas pelo amputado no soquete da prótese. Pode haver lesões devido a esses esforços. Adaptado de [3].	2
Figura 3: Primeira prótese elaborada no LARA. Retirado de [14].	3
Figura 4: Foto do segundo protótipo da prótese desenvolvida no LARA.	4
Figura 5: Foto do segundo protótipo de prótese desenvolvida no LARA.	4
Figura 6: Definições dos planos do corpo. Retirado de [21].	7
Figura 7: Movimentos de extensão e flexão do joelho no plano sagital. Adaptado de [2].	8
Figura 8: À esquerda a dorsiflexão do tornozelo e à direita a flexão plantar. Adaptado de [4].	8
Figura 9: Parâmetros espaciais da marcha. Retirado de [21].	9
Figura 10: Divisões da marcha humana. Retirado de [21].	10
Figura 11: Subdivisão clássica do ciclo da marcha. Retirada de [21].	11
Figura 12: Representação esquemática da GRF durante a fase de apoio. Retirado de [21].	12
Figura 13: GRF durante um ciclo de marcha normal, representada em três planos. A representação esquemática da GRF é mostrada em 10% do ciclo. Retirado de [21].	13
Figura 14: Representação no plano sagital do joelho. A - Ângulo da articulação. B - Torque interno líquido. C - Potência na articulação. Retirado de [21].	15
Figura 15: Representação no plano sagital do tornozelo. A - Ângulo da articulação. B - Torque interno líquido. C - Potência na articulação. Retirado de [21].	16
Figura 16: Exemplo de soquete para amputados transfemorais.	17
Figura 17: Prótese SACH para crianças. Modelo P-POD-SACH da Ohio Willow Wood's Research e Development. Retirado de [21].	18
Figura 18: Montagem de Greissinger (a esquerda) e tornozelo hidráulico de Maunch. Retirado de [23].	18
Figura 19: Advanced ESR feet. (A) Flex-Foot Axia. (B) LP-Ceterus. (C) Talux Foot. (D) VariFlex. (E) Re-Flex VSP. (F) ModularII. (G) Flex-Sprint. (H) Sprinter. (I) Advantage DP. (J) Pathfinder. Retirado de [5].	19
Figura 20: Prótese usada pelo atleta paralímpico Alan Fonteles. Retirado de [24].	19
Figura 21: Joelho microprocessado da Ottobock, o C-leg. Retirado de [16].	20
Figura 22: Tornozelo microprocessado da Ossur, o Proprio Foot. Retirado de [16].	20
Figura 23: (A) e (B) Prótese transtibial atuada pelo músculo artificial de McKibben. (C) Atuação por "Pleated Pneumatic Artificial Muscles". (D) Protótipo do MIT. (E) Prótese transfemural de Frank Sup. Adaptado de [5].	21
Figura 24: Diagrama de funcionamento do SEA.	22
Figura 25: ilustração da nomenclatura usada no SEA.	22
Figura 26: Base do SEA.	23
Figura 27: Plataforma de movimento do SEA.	23
Figura 28: Esquema de funcionamento de um SEA, aplicando 300N, em dois sentidos, e em repouso. Retirado de [8].	24
Figura 29: Modelo do SEA. Adaptado de [10].	24
Figura 30: Exemplo de teste com videogrametria. Adaptado de [25].	28
Figura 31: Exemplo esquemático de marcadores. Retirado de [26].	28
Figura 32: Utilização de plataformas de forças em testes de dinamometria.	29
Figura 33: Exemplo de elementos 1D, 2D e 3D com seus respectivos nós.	30
Figura 34: Exemplo de malha.	30
Figura 35: Exemplo esquemático do refino da malha. A malha em A) é mais grossa do que em B). ...	31
Figura 36: Pé LP Vari-Flex com EVO, da Ossur. Retirada de [16].	34

Figura 37: Pé LP Vari-Flex com EVO, da Ossur. Retirada de [16]	35
Figura 38: Equipamentos de filmografia e plataformas de força utilizadas nos testes.....	35
Figura 39: Disposição dos marcadores frontais utilizados nos testes.....	36
Figura 40: Software usado para processamento dos dados dos testes.....	37
Figura 41: No lado A, ângulo de entrada do pé é positivo. No lado B, é negativo.	39
Figura 42: Modelo simplificado do tornozelo mecânico.....	41
Figura 43: Análise cinemática para o tornozelo mecânico.....	42
Figura 44: Diagrama de corpo livre para o "heel contact".....	46
Figura 45: Diagrama de corpo livre para o "foot flat".....	47
Figura 46: Diagrama de corpo livre do "heel off" ao "toe off".....	47
Figura 47: Diagrama de corpo livre para o balanço.....	48
Figura 48: Definições geométricas para cálculo cinemático do tornozelo.....	48
Figura 49: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.....	50
Figura 50: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.....	52
Figura 51: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.....	55
Figura 52: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.....	57
Figura 53: Desenho esquemático para a castanha selecionada. Adaptada de [27].....	64
Figura 54: Acabamento das pontas do fuso. Adaptado de [27].....	65
Figura 55: Eficiência direta é usada quando se transforma movimento de rotação em movimento linear e a eficiência indireta é usada para o movimento oposto.....	67
Figura 56: Carregamento do rolamento. Adaptado de [29].....	71
Figura 57: Principais dimensões para rolamento selecionado. Adaptado de [29].....	71
Figura 58: Esquema do posicionamento da polia.....	72
Figura 59: Principais dados geométricos da polia selecionada. Adaptado de [29].....	72
Figura 60: Motor da Maxon Motors, EC-4pole 30. Retirado de [30].....	76
Figura 61: Principais dimensões do motor selecionado. Adaptado de [31].....	77
Figura 62: Freio de ímã permanente selecionado. Retirado de [30].....	78
Figura 63: Esquema da extremidade esquadrada e esmerilhada. Retirado de [32].....	80
Figura 64: Desenho esquemático das principais geometrias da mola.....	84
Figura 65: Etapas para atuação do mecanismo, durante a marcha. Adaptado de [13].....	85
Figura 66: Prótese de tornozelo.....	87
Figura 67: Prótese de tornozelo com $\theta = 0^\circ$	87
Figura 68: Tornozelo nas posições de dorsiflexão (A) e flexão plantar (B).....	88
Figura 69: Marcadores utilizados para identificação da marcha com indivíduo usando a prótese do LARA.....	90
Figura 70: Posicionamento das câmeras e da esteira durante os testes.....	90
Figura 71: A - Joelho mecânico do LARA, com as definições das 4 barras (segmentos a, b, c, d). B - Simplificação do joelho, para um modelo das 4 barras.....	93
Figura 72: Modelo para o mecanismo das 4 barras.....	94
Figura 73: Geometria do modelo do mecanismo de 4 barras utilizado.....	96
Figura 74: Principais dimensões do pistão magneto-reológico. Adaptado de [33].....	97
Figura 75: Geometria para cálculo do comprimento e da velocidade do pistão.....	98
Figura 76: Malha para a simulação do joelho.....	101
Figura 77: Detalhe do refinamento pontual da malha.....	102
Figura 78: Carga sendo aplicada remotamente no joelho.....	102
Figura 79: Tensão ao longo de todo joelho.....	103
Figura 80: Detalhe do ponto de maior tensão.....	104
Figura 81: Fator de segurança ao longo de todo joelho.....	104

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Comportamento da razão F_l/F_m para diferentes valores de B. Retirado de [10].....	27
Gráfico 2: Força de Reação do Solo na direção x para marcha padrão.....	38
Gráfico 3: Força de Reação do Solo na direção y para marcha padrão.....	38
Gráfico 4: Ângulo de entrada do pé para ciclo de marcha padrão.....	39
Gráfico 5: Ângulo do tornozelo no plano sagital para ciclo de marcha padrão.....	40
Gráfico 6: Aceleração linear na direção x, para ciclo de marcha padrão.....	40
Gráfico 7: Aceleração linear na direção y, para ciclo de marcha padrão.....	41
Gráfico 8: Variação do comprimento do atuador.....	44
Gráfico 9: Velocidade Linear do atuador ao longo do ciclo de marcha.....	45
Gráfico 10: Força calculada para o SEA para ciclo de marcha.....	58
Gráfico 11: Torque calculado para o SEA para ciclo de marcha.....	58
Gráfico 12: Torque calculado pela massa corporal para o SEA para ciclo de marcha.....	59
Gráfico 13: Comparação entre a força calculada para o SEA e a modificada, que é usada no dimensionamento do mecanismo.....	60
Gráfico 14: Comportamento da força modificada usada no dimensionamento do SEA.....	61
Gráfico 15: Torque modificado, usado no dimensionamento do SEA.....	62
Gráfico 16: Torque modificado pela massa corporal.....	62
Gráfico 17: Potência no tornozelo.....	63
Gráfico 18: Potência no tornozelo pela massa corporal.....	63
Gráfico 19: Rotação necessária para o fuso ao longo do ciclo de marcha.....	69
Gráfico 20: Potência necessária no fuso ao longo do ciclo de marcha.....	70
Gráfico 21: Potência necessária no motor ao longo do ciclo da marcha.....	74
Gráfico 22: Rotação necessária para o motor ao longo do ciclo de marcha.....	75
Gráfico 23: Torque do motor ao longo do ciclo de marcha.....	76
Gráfico 24: Comparação entre o comportamento da razão de força em função da excitação.....	85
Gráfico 25: Comparação do ângulo do joelho entre uma curva padrão, a prótese 3R80 e a prótese do LARA.....	91
Gráfico 26: Comparação do ângulo de entrada do pé entre uma curva padrão, a prótese 3R80 e a prótese do LARA.....	92
Gráfico 27: Comparação entre o comprimento esperado do pistão, com base em uma curva padrão de marcha e o comprimento real obtido com a prótese do LARA.....	99
Gráfico 28: Comparação entre a velocidade esperada do pistão, com base em uma curva padrão de marcha e a velocidade real obtida com a prótese do LARA.....	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores de velocidade, cadência e comprimento do passo. H: homem, M: mulher. Retirado de [21]	9
Tabela 2: Descrição das fases da marcha	11
Tabela 3: Parâmetros para testes cinemáticos e dinâmicos	36
Tabela 4: Parâmetros geométricos fixos	44
Tabela 5: Resumo dos valores de L e θ	44
Tabela 6: Resumo dos valores da velocidade do atuador	45
Tabela 7: Parâmetros para cálculo cinético do "heel contact"	51
Tabela 8: Resumo do resultado das forças para o "heel contact"	51
Tabela 9: Parâmetros para cálculo cinético do "foot flat"	53
Tabela 10: Resumo do resultado das forças para o "foot flat"	53
Tabela 11: Parâmetros para cálculo cinético do "heel off" ao "toe off"	55
Tabela 12: Resumo do resultado das forças para do "heel off" ao "toe off"	56
Tabela 13: Resumo do resultado das forças para o balanço	57
Tabela 14: Comparação entre os resultados calculados e os modificados	61
Tabela 15: Dados do fuso escolhido	64
Tabela 16: Dados geométricos da castanha selecionada	64
Tabela 17: Parâmetros geométricos para o tipo de ponta do fuso	65
Tabela 18: Potência máxima e mínima necessária no fuso	70
Tabela 19: Principais dados do rolamento selecionado	71
Tabela 20: Resumo dos dados das polias selecionadas	73
Tabela 21: Dados da correia selecionada	73
Tabela 22: Valores máximo e mínimo para potência necessária no motor	74
Tabela 23: Valores máximo e mínimo para rotação do motor	74
Tabela 24: Valores máximo e mínimo para o torque necessário no motor	75
Tabela 25: Valores necessários para seleção do motor	76
Tabela 26: Resumo das principais características do motor selecionado, retiradas do catálogo [31] ..	77
Tabela 27: Principais características do freio selecionado	78
Tabela 28: Resultados geométricos da mola	83
Tabela 29: Resultado dos cálculos da mola	83
Tabela 30: Valores para cálculo do SEA	84
Tabela 31: Parâmetros usados no teste	91
Tabela 32: Comparação entre os valores máximos e mínimos encontrados	92
Tabela 33: Comparação entre os valores máximos e mínimos obtidos para comprimento e a velocidade do pistão	100
Tabela 34: Propriedades dos materiais utilizados	101
Tabela 35: Quantidade de nós e elementos na malha	101
Tabela 36: Resultados do fator de segurança e tensão para o joelho	105

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

F	Força	[N]
R	Força de Reação	[N]
m	Massa	[Kg]
k	Constante elástica da mola	[N/m]
b	Amortecimento	[N.s/m]
x	Posição	[m]
X	Deslocamento	[m]
T	Torque	[N.m]
n	Rotação	[rps]
L	Comprimento do Atuador	[mm]

Símbolos Gregos

ω_n	Frequência Natural	[rad/s]
ω	Frequência de Excitação	[rad/s]
Θ	Ângulo da Articulação	[°]
η	Eficiência	[°]
β	Ângulo	[°]
λ	Ângulo	[°]
ψ	Ângulo	[°]
ξ	Ângulo	[°]

Grupos Adimensionais

B	Coeficiente de amortecimento
W	Razão de frequência

Sobrescritos

•	Variação temporal
x	Direção x
y	Direção y

Subscrito

m	Motor
l	Efetuator
SEA	Atuador Elástico em Série
c	Canela
H	Direção Horizontal
V	Direção Vertical

Siglas

UnB	Universidade de Brasília
LARA	Laboratório de Automação e Robótica
FCE	Faculdade de Ceilândia
FGA	Faculdade do Gama
SACH	“Solid Ankle Cushion Heel”
ESR	“Energy Storing and Returning”
SEA	“Series Elastic Actuator”
GRF	“Ground Reaction Force”
FRS	Força de Reação do Solo
FEM	“Finite Element Methods”

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

O projeto de próteses está sendo desenvolvido em um contexto que há muito tempo afeta a qualidade de vida das pessoas: a amputação. A amputação é, de maneira simples, a retirada ou perda de um membro. As causas desse problema podem ter origem traumática, como acidentes automobilísticos, industriais ou em guerras, ou origem patológica, em decorrência de câncer ósseo ou diabetes, por exemplo. A principal causa de amputação é consequência de problemas circulatórios, que afetam a irrigação sanguínea do membro, levando a retirada deste.

Segundo Carvalho [6], estima-se que a incidência de amputação seja de 13,9 por 1.000.000 habitantes/ano no Brasil. 85% das amputações são de membro inferior, sendo que a insuficiência vascular periférica é a causa de 80% das amputações de membro inferior em indivíduos adultos. A Figura 1 mostra as porcentagens nos casos de amputação vascular, segundo pesquisa de Carvalho.

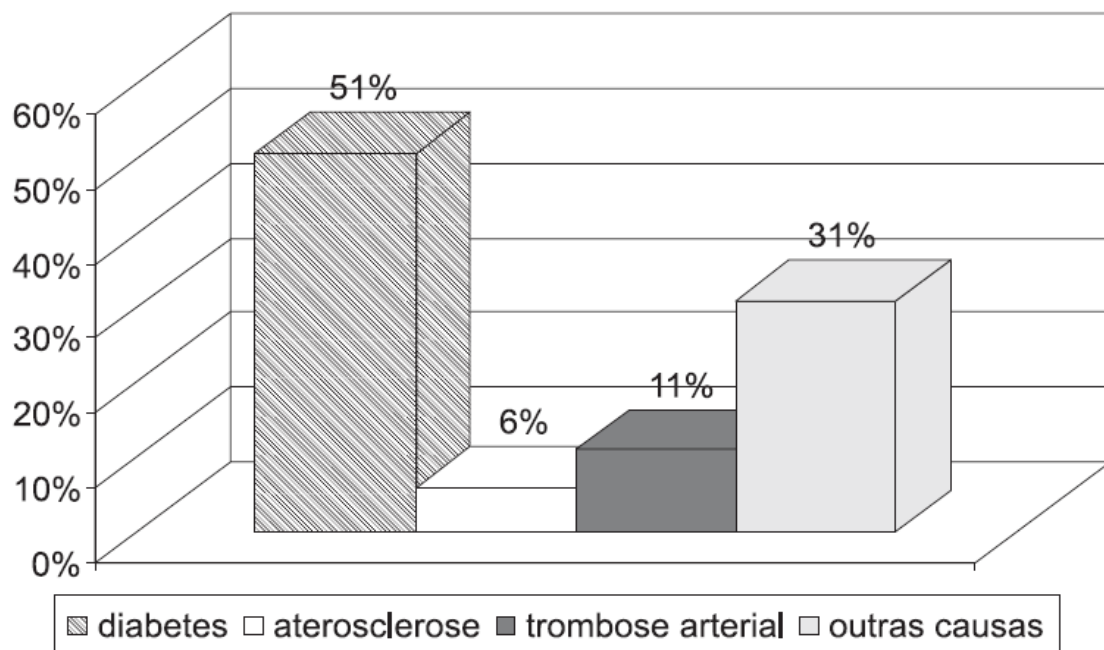


Figura 1: Causas vasculares para amputação. Retirado de [6].

Os amputados de membro inferior apresentam muitos problemas de locomoção, não apenas na marcha, mas também em atividades como subir e descer escadas ou mesmo o simples ato de abaixar-se. Os amputados têm redução significativa da velocidade média para caminhar, 0,85 m/s contra 1,44 m/s para a média normal, segundo Piktin [3]. Outros problemas relacionados são o aumento no tempo da fase de apoio (0,85 s contra 0,67 s) e a redução da força horizontal exercida no chão.

Surgem ainda problemas no resíduo do membro, o qual sofre lesões na pele, devido a cicatrização irregular, inflamações e infecções, sendo que isso pode ser ocasionado por forças atuantes sobre o resíduo, as quais não existiriam em uma pessoa com membro completo. Por esses motivos, o desenvolvimento de uma prótese tem grande importância e juntamente com as técnicas de reabilitação tentam melhorar a qualidade de vida do amputado. A Figura 2 abaixo apresentam forças que não são sofridas pela perna saudável, elas são exercidas pelo amputado no soquete da prótese.

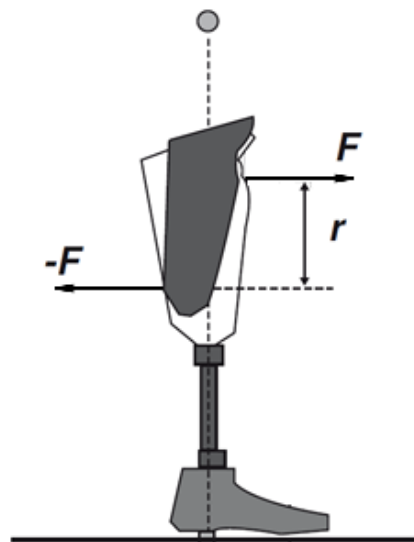


Figura 2: Forças exercidas pelo amputado no soquete da prótese. Pode haver lesões devido a esses esforços. Adaptado de [3].

As próteses de membro inferior foram projetadas com técnicas diferentes e com desenvolvimento de mecanismos diversos. Por exemplo, já foram desenvolvidos projetos com articulações rígidas, policêntricas, monocêntricas, com dispositivos de frenagem, molas, pistões pneumáticos e hidráulicos. Contudo, hoje os projetos de próteses evoluíram bastante desde suas primeiras versões, em especial nas últimas décadas, devido a melhoria dos processos de fabricação, advento de novos materiais e da miniaturização dos componentes eletrônicos. Dessa forma, microprocessadores puderam ser embarcados nas próteses, permitindo controle dinâmico da marcha do amputado. Além disso, os projetos com pistões hidráulicos magneto-reológicos e motores elétricos puderam ser desenvolvidos, o que propiciou próteses mais confortáveis e com padrão de marcha mais próximo do normal.

Tais fatores possibilitaram próteses com massa menor e formas de controle eletrônico o que proporciona ao usuário melhor conforto, menos cansaço, mais mobilidade e conseqüentemente melhoria significativa na qualidade de vida. Contudo, os projetos com eletrônica embarcada, ainda estão em estágio inicial de desenvolvimento e as próteses comerciais possuem preços elevados. No Brasil, os problemas para os usuários são piores, pois são produzidas apenas próteses passivas

convencionais e limitadas, deixando os amputados com restrições e com pouca melhora da qualidade de vida.

Observando tudo isso, o Laboratório de Automação e Robótica (LARA) criou o projeto para amputados transfemurais. O primeiro protótipo foi uma prótese multiaxial movida por motores elétricos, que atuavam nos planos frontal e sagital, como mostrado na Figura 3. A segunda prótese, que é a de desenvolvimento atual do laboratório, foi usado um mecanismo de quatro barras e um pistão magneto-reológico para um joelho mecânico, como mostrado nas Figuras 4 e 5.

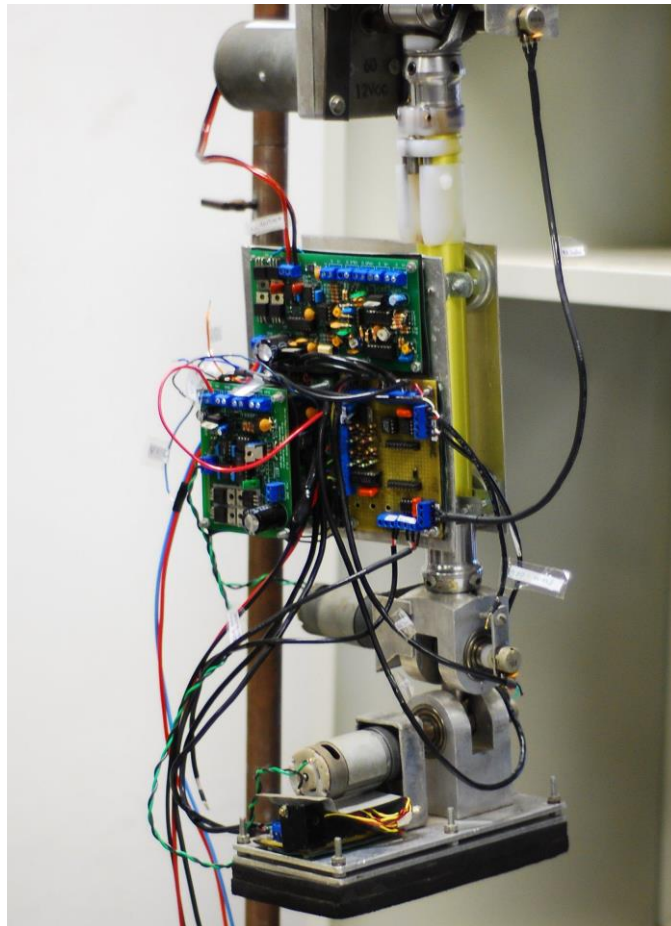


Figura 3: Primeira prótese elaborada no LARA. Retirado de [14]



Figura 4: Foto do segundo protótipo da prótese desenvolvida no LARA.



Figura 5: Foto do segundo protótipo de prótese desenvolvida no LARA.

1.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Esse projeto de graduação está inserido num extenso contexto, o qual envolve o LARA, fisioterapeutas da Faculdade de Ceilândia (FCE/UnB) e a Faculdade do Gama (FGA/UnB). O projeto tem a proposta de elaborar próteses microprocessadas para amputados transtibiais e transfemurais, desde o ponto de vista mecânico, do qual se trata esse trabalho, e eletrônico, até a pesquisa em formas de modelar e identificar padrões de marcha e avaliação clínica do uso das próteses.

O projeto está evoluindo de forma gradual, onde cada área de atuação está sendo desenvolvida em conjunto com as demais, deixando o projeto integrado a cada nova etapa concluída. A prótese em desenvolvimento está sofrendo transformações graduais a medida que cada novo resultado é avaliado. Sendo assim, esse trabalho propõe o primeiro tornozelo mecânico ativo para a prótese funcional e uma avaliação do joelho mecânico produzido numa etapa anterior no LARA.

Envolvido nesse contexto, esse trabalho visa acrescentar ao projeto do LARA um tornozelo mecânico ativo e funcional, podendo integrar os sistemas eletrônicos e a instrumentação da prótese.

1.3 OBJETIVOS DO PROJETO

Este projeto tem como objetivo o projeto de uma prótese para amputados transfemurais ou transtibiais, que possam permitir controle ativo do mecanismo, propiciando ao amputado uma marcha mais próxima da natural e maior mobilidade. Para tanto serão elaborados um tornozelo mecânico ativo e a avaliação do joelho mecânico já projetado pelo laboratório.

O projeto do tornozelo consiste em:

1. Projeto do mecanismo;
2. Seleção dos componentes do atuador.

A avaliação do projeto do joelho mecânico consiste em:

1. Descrição cinemática do mecanismo;
2. Avaliação dos testes realizados com protótipo atual;
3. Análise estrutural.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O texto está organizado em 5 seções, sendo a primeira seção a introdução do trabalho. A seção 2 é a revisão bibliográfica realizada dentro do contexto do projeto, a qual trata de aspectos relacionados a marcha humana, a próteses e aos atuadores usados nesse contexto. Essa seção é dividida nos temas da biomecânica, biomecânica da marcha, próteses e atuadores mecânicos.

Na seção 3 o assunto principal é o tornozelo mecânico, na qual são explicados os requisitos para o projeto do mecanismo, assim como as decisões de projeto realizadas. Já a seção 4 aborda o tema do joelho mecânico, onde se apresenta as necessidades do projeto e o estado atual da prótese desenvolvida pelo LARA. A seção 5 apresenta os comentários finais dessa etapa do projeto e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 BIOMECÂNICA

O termo biomecânica foi adotado na década de 1970, para descrever a aplicação dos princípios da Mecânica nos estudos de sistemas biológicos. Nessa área de estudo, tem-se uma divisão do corpo humano em três planos ortogonais: frontal, sagital e horizontal. O plano frontal divide o corpo verticalmente em metades anterior e posterior de mesma massa. O plano sagital também divide o corpo verticalmente, mas dessa vez em metades direita e esquerda, sendo que ambas possuem a mesma massa. Já o plano horizontal ou transversal divide o corpo horizontalmente em metades superior e inferior de mesma massa.

No plano sagital, que será a principal referência nesse trabalho, os movimentos característicos são de extensão e flexão, para o joelho, e, no caso do tornozelo, dorsiflexão e flexão plantar. As Figuras 6, 7 e 8 exemplificam essas definições.

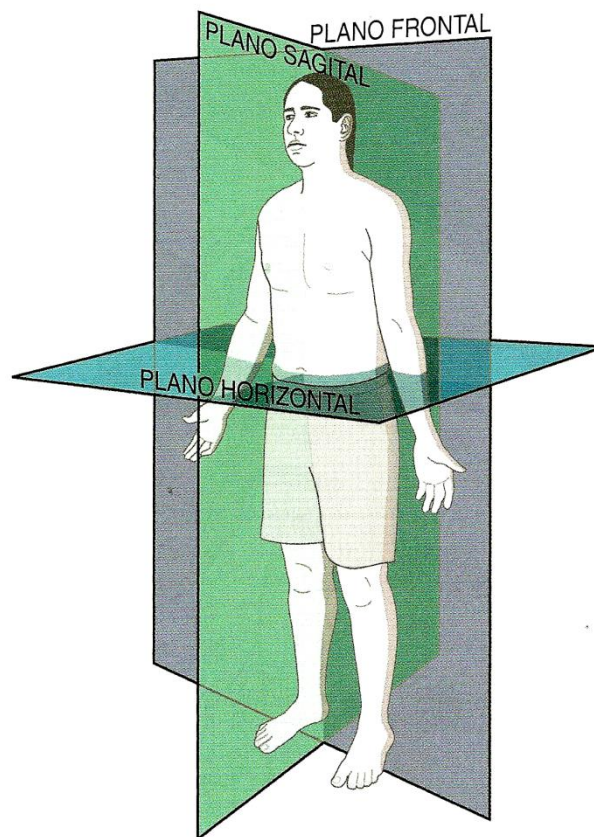


Figura 6: Definições dos planos do corpo. Retirado de [21]

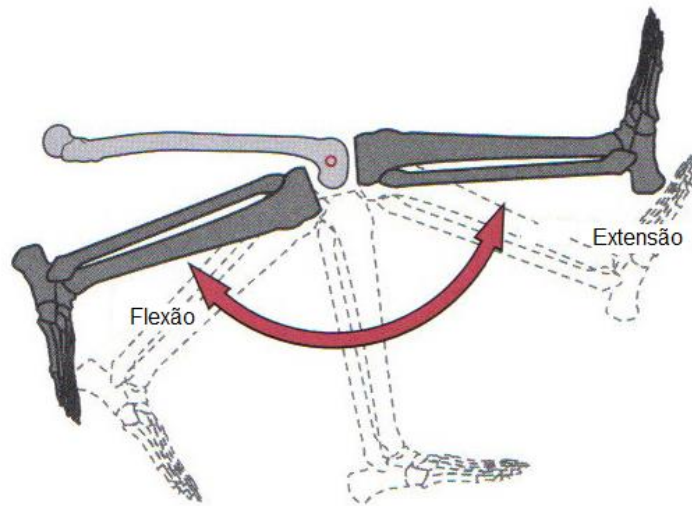


Figura 7: Movimentos de extensão e flexão do joelho no plano sagital. Adaptado de [2]



Figura 8: À esquerda a dorsiflexão do tornozelo e à direita a flexão plantar. Adaptado de [4]

2.2 BIOMECÂNICA DA MARCHA HUMANA

A marcha humana é uma das atividades mais comuns que as pessoas executam diariamente. A marcha normal idealizada é executada de forma eficiente, minimizando a fadiga, e de modo seguro, evitando quedas e lesões, como fraturas e torções. Dessa forma, o caminhar de uma pessoa saudável deve demonstrar ser uma atividade feita sem esforço, permitindo o indivíduo andar ao mesmo tempo em que mantém uma conversação, olhar para várias direções ou pisa em diferentes tipos de terreno.

A complexidade da marcha é evidenciada nos extremos do ciclo da vida. As crianças levam vários meses para aprenderem a ficar em pé e andar, sendo, segundo Neumann [2], apenas aos 7 anos de idade que todos os refinamentos e o amadurecimento da marcha são completamente aprimorados. Mais tarde na maturidade, as pessoas passam a ter dificuldade ao caminhar, por causa do

enfraquecimento muscular, dificuldades de equilíbrio ou doenças, sendo necessário até o uso de bengalas ou andadores.

A marcha é o resultado de uma série de movimentos cíclicos, denominado ciclo de marcha. Este ciclo se inicia quando o calcanhar atinge o solo, chamado “heel strike” e termina quando o calcanhar do mesmo pé atinge o solo novamente. Dentro de um ciclo, têm-se dois passos, sendo cada passo marcado pelos eventos ocorridos em dois “heel strikes” consecutivos de pés diferentes. O ângulo do pé é o ângulo formado entre a linha da progressão do corpo e o eixo longitudinal do pé.

O comprimento normal de um ciclo de marcha é de 144 cm, o comprimento de um passo é de 72 cm. Já a largura do passo varia entre 7 cm e 9 cm, enquanto o ângulo do pé é de 7°. A Figura 9 mostra esses parâmetros.

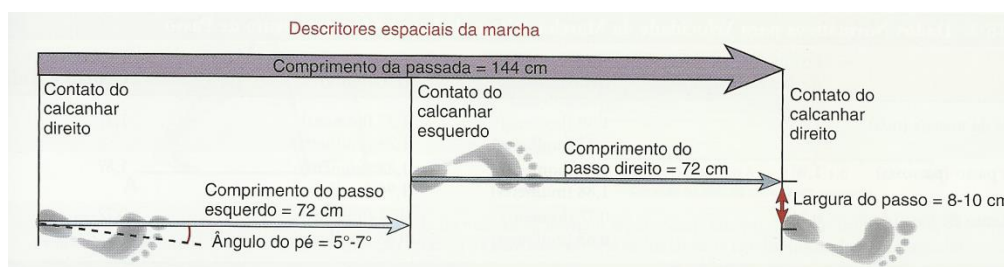


Figura 9: Parâmetros espaciais da marcha. Retirado de [21].

Os parâmetros descritos anteriormente são parâmetros espaciais que não dependem do tempo, a seguir serão definidos os parâmetros temporais para marcha. A cadência é o número de passos dados por minuto. Outros parâmetros, com menor importância são, o tempo do ciclo de marcha e o tempo de um passo. O parâmetro de análise considerado, por Neumann [2], como o mais importante, tanto do ponto de vista espacial quanto temporal, é a velocidade da marcha. Este último pode variar bastante, dependendo de fatores como idade, sexo, características físicas, altura e peso. A Tabela 1 mostra valores médios para velocidade e cadência.

Tabela 1: Valores de velocidade, cadência e comprimento do passo. H: homem, M: mulher. Retirado de [21]

	Drilis (1961) Nova Iorque	Molen (1973) Amsterdã	Finley (1970) Filadélfia	Média
Velocidade (m/s)	1,46	1,39 ^H 1,27 ^M	1,37 ^H 1,24 ^M	1,37
Cadência (passos/s)	1,9	1,79 ^H 1,88 ^M	1,84 ^H 1,94 ^M	1,87
Comprimento do passo (m)	0,76	0,77 ^H 0,67 ^M	0,74 ^H 0,63 ^M	0,72

2.2.1 FASES DA MARCHA

Durante o ciclo da marcha existem duas fases: apoio e balanço. A fase de apoio tem duração de 60% do ciclo e a fase de balanço ocupa os outros 40 %, isso em uma velocidade normal de marcha. O membro do corpo usado como referência para descrição de tais fases é o pé, sendo o toque do calcanhar no chão a marca para o início da fase de apoio e a retirada do dedo do pé do chão o início da fase de balanço. Considerando-se os dois pés, existe a fase de duplo apoio, na qual ambos os pés encontram-se dentro da fase de apoio.

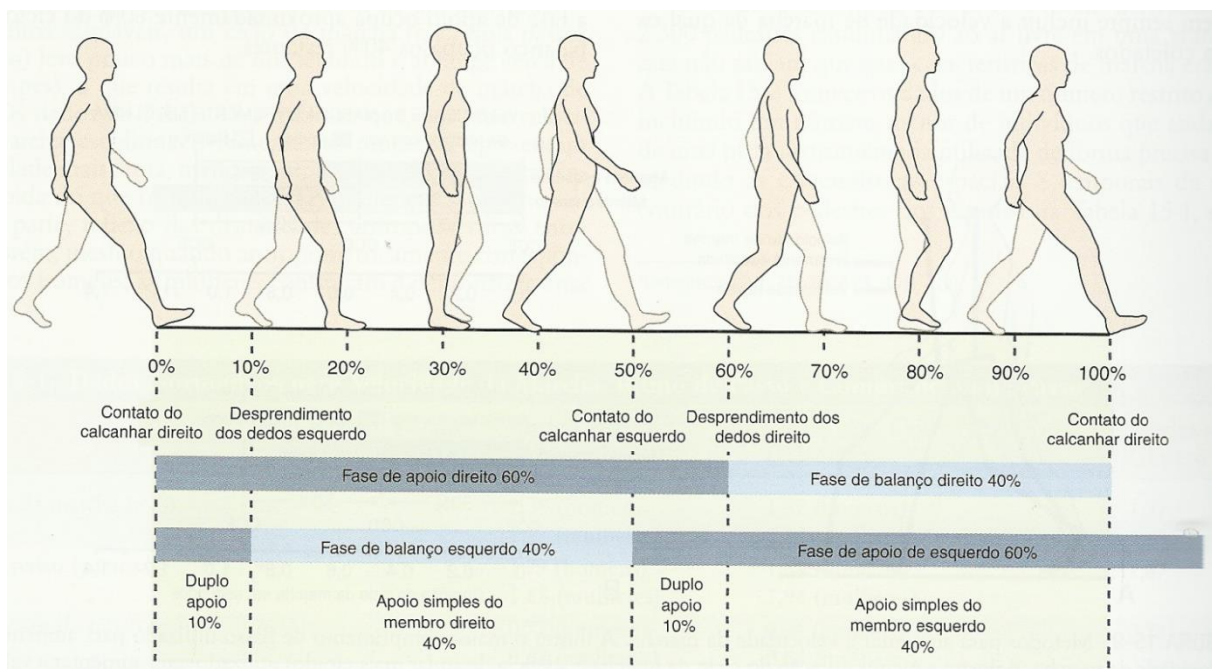


Figura 10: Divisões da marcha humana. Retirado de [21].

A fase de apoio normalmente é subdividida em único evento: “heel contact” ou “heel strike”, “foot flat”, “mid stance”, “heel off” ou “heel rise” e “toe off”. Já para a fase de balanço, podem ser descritos três eventos: “early”, “mid” e “late swing”. A Figura 11 mostra os eventos nessa fase.

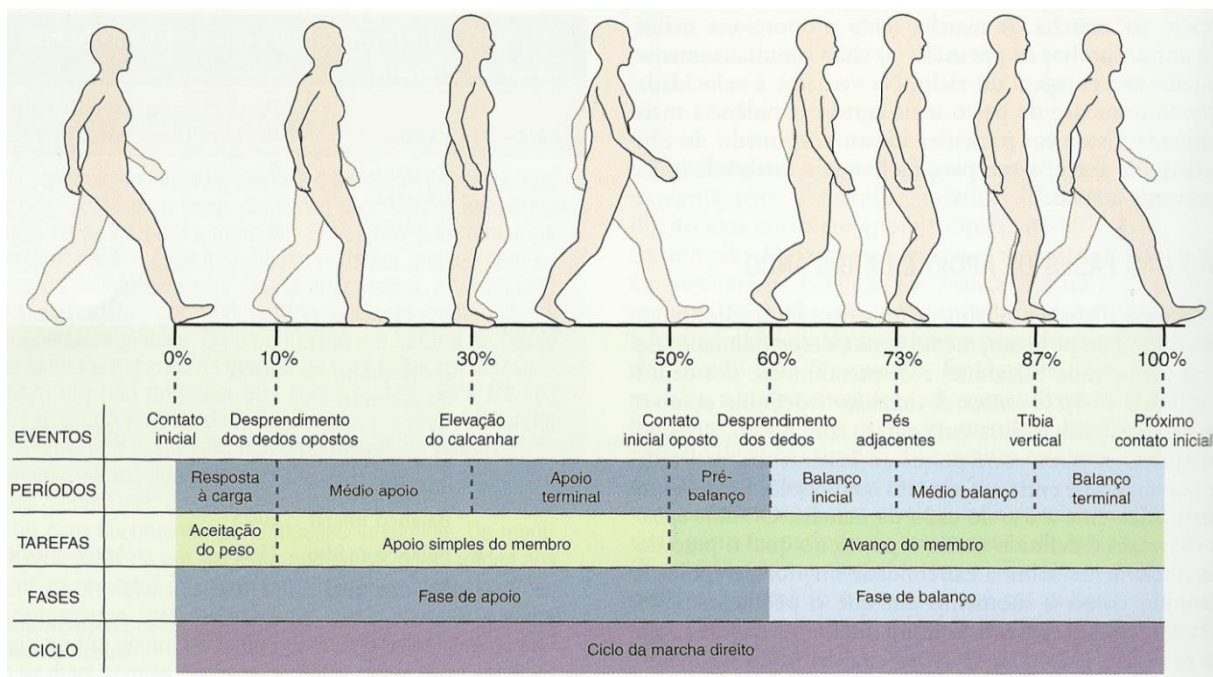


Figura 11: Subdivisão clássica do ciclo da marcha. Retirada de [21].

Tabela 2: Descrição das fases da marcha.

FASE	EVENTO	% DO CICLO	DESCRIÇÃO
APOIO	Contato do Calcanhar ou "Heel Contact"	0	Ponto que o calcanhar tem contato com o chão
	Pé Plano ou "Foot Flat"	8	Instante que todo o pé está em contato com o solo.
	Apoio Médio ou "Mid Stance"	30	Acontece quando o pé em balanço está ao lado do pé de apoio.
	Desprendimento do Calcanhar ou "Heel Off"	40	Instante em que o calcanhar perde contato com o chão.
	Desprendimento dos Dedos ou "Toe Off"	60	Instante do qual os dedos perdem contato com o chão.
BALANÇO	Balanço Inicial ou "Early Swing"	60 – 75	Período entre toe off e mid swing
	Balanço Médio ou "Mid Swing"	75 – 85	Acontece no período do "mid stance" da perna oposta.
	Balanço Final ou "Late Swing"	85 – 100	É o período entre "mid swing" e o toque do pé no chão.
	Contato do Calcanhar ou "Heel Contact"	100	Completa o ciclo da marcha

2.2.2 FORÇAS DE REAÇÃO DO CHÃO

Durante a marcha, na fase de apoio, o pé sofre forças aplicadas pelo chão (FRS – Força de Reação do Solo ou GRF – “Ground Reaction Forces”), que são decorrentes do movimento da marcha e do peso da pessoa. Essas forças são representadas em um sistema cartesiano de coordenadas com atuação ao longo de três eixos ortogonais: vertical, anterior-posterior e medial-lateral. A soma dos vetores força nas direções vertical e anterior-posterior leva a uma representação clássica da GRF para um passo, como mostrado na Figura 12.

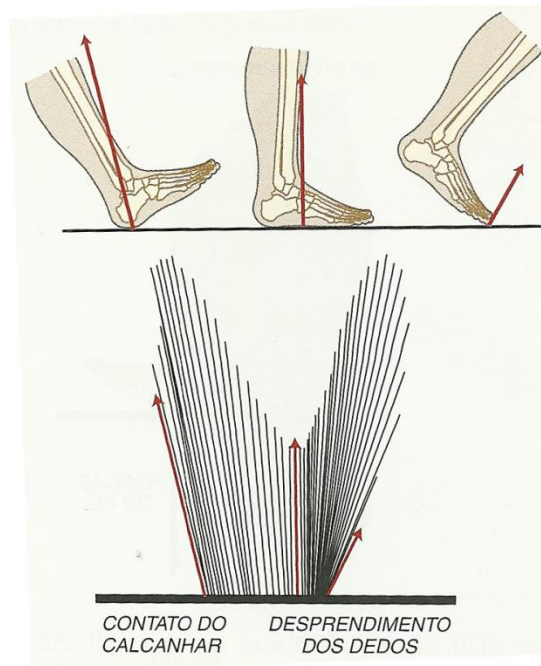


Figura 12: Representação esquemática da GRF durante a fase de apoio. Retirado de [21]

As forças verticais são aquelas direcionadas perpendicularmente a superfície de apoio. Essas forças são maiores que o peso durante dois períodos da fase de apoio, quando o pé está se acomodando totalmente ao solo e quando se está na etapa final da fase de apoio. No primeiro caso isso ocorre porque o centro de massa do corpo está descendo e para que ele desacelere é necessário acelerar o centro de massa para cima e por isso a GRF é maior que o peso. Já no segundo caso, é necessário acelerar o centro de massa para cima e, por isso a GRF é maior que o peso.

Durante a “mid stance” a GRF é menor que a força peso. Isso acontece porque nesse ponto o centro de gravidade atinge seu ponto máximo e a aceleração muda de direção, sendo que no ponto alto do centro de massa a aceleração vertical é nula e o corpo sofre uma perda momentânea de peso.

Na direção anterior-posterior as forças são aplicadas no mesmo plano da superfície de apoio. No “heel contact” a força está na direção posterior, nessa etapa é requerido atrito suficiente entre o chão e o pé para evitar quedas por conta de escorregamento do pé para frente. A magnitude dessa força aumenta, conforme o comprimento do passo aumenta. Durante a última etapa da fase de apoio a

GRF está direcionada anteriormente, com o pé aplicando força na direção posterior com intenção de dar propulsão ao corpo para frente. A magnitude e força de propulsão dependem da velocidade e do quanto o indivíduo pretende acelerar.

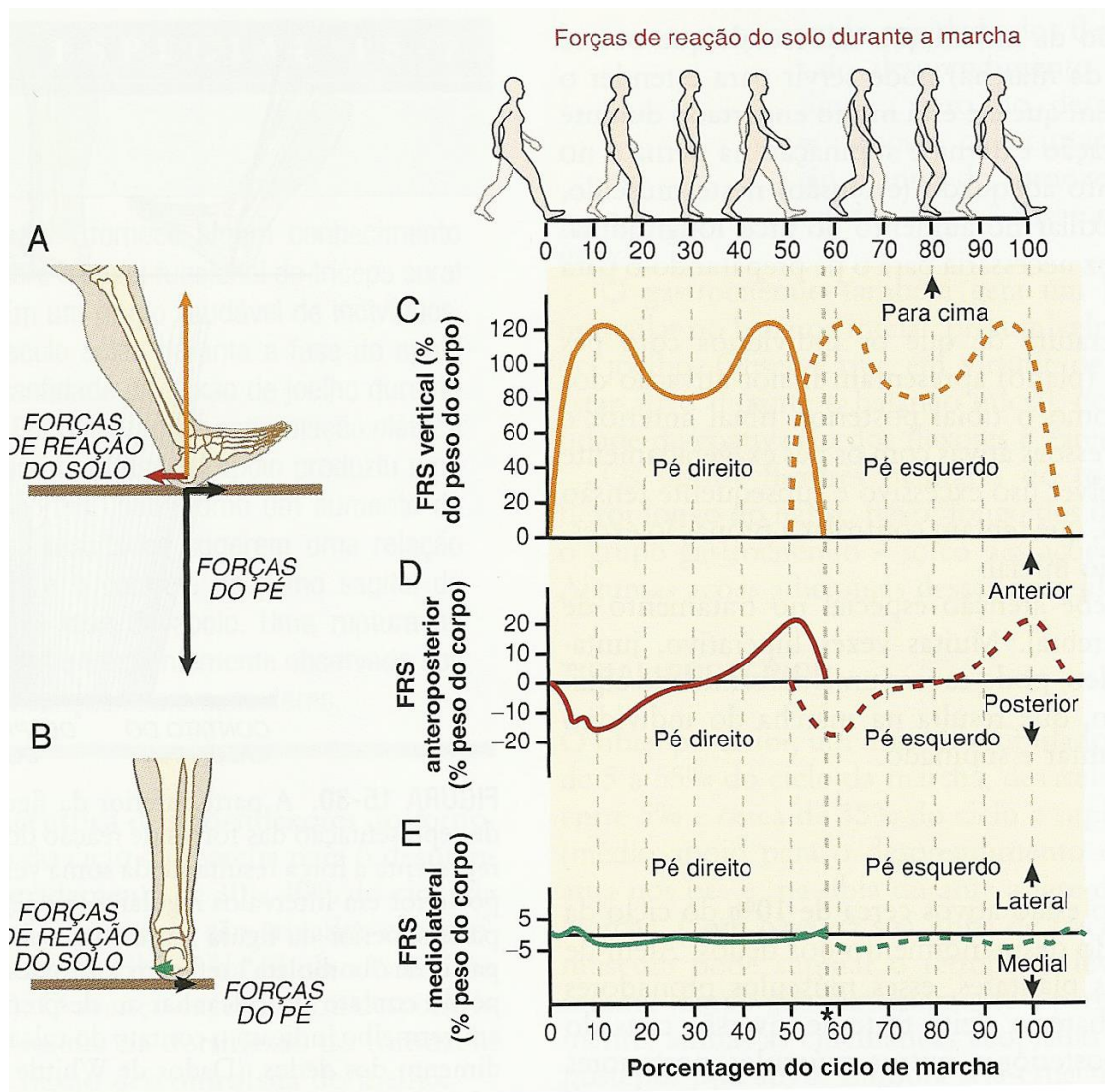


Figura 13: GRF durante um ciclo de marcha normal, representada em três planos. A representação esquemática da GRF é mostrada em 10% do ciclo. Retirado de [21]

2.2.3 TORQUES E FORÇAS NAS ARTICULAÇÕES

Durante a marcha, as forças de reação do chão geram torques externos nas articulações dos membros inferiores. Conhecimento das GRF's e dos braços de alavanca permitem que os torques impostos nas articulações do membro inferior sejam calculados durante a fase de apoio. Para essa análise simplificada é assumida uma condição de equilíbrio estático.

A simplificação na análise de torques é feita, pois para o cálculo dinâmico é requerido o conhecimento de inúmeros parâmetros, como as características antropométricas do centro da massa,

comprimento de cada segmento do indivíduo, além das medidas do movimento e das GRF's durante todo ciclo da marcha.

Para a descrição das forças e torques serão utilizados gráficos retirados de Neumann [21], para as articulações de interesse, o joelho e o tornozelo. Para tanto, algumas definições devem ser estabelecidas. O torque líquido na articulação é o torque gerado pela articulação, sem levar em conta a ativação do músculo antagonista. Também se pode destacar que o sinal do torque não representa a direção do movimento, por exemplo, no “heel strike” o tornozelo executa movimento de flexão plantar, mas o torque age resistindo ao movimento no sentido da dorsiflexão.

O torque líquido é um conceito que indica qual músculo está controlando a marcha durante a caminhada. Outro conceito é a potência na articulação. Ela é o produto do torque líquido pela velocidade angular da articulação. Essa potência representa a energia absorvida ou gerada na articulação, sendo o valor positivo geração e valor negativo absorção.

2.2.4 ARTICULAÇÃO DO JOELHO

Observando-se o plano sagital no contato do calcanhar, “heel contact”, até 4% do ciclo, o joelho recebe torque para ser flexionado para garantir que o joelho não estará esticado, com o objetivo de absorver o impacto inicial. O torque de extensão é aplicado até 20% da marcha, de forma a controlar e desacelerar a perna. Entre 20% e 50% do ciclo o torque líquido está presente enquanto o joelho se dobra, antes do “toe off”. Logo antes do “toe off” um pequeno torque de extensão é aplicado para controlar a flexão do joelho.

A curva de potência no plano sagital reflete a ação da musculatura ao redor do joelho. Na etapa “early stance” o torque líquido de flexão flexiona o joelho, em seguida há absorção de potência com a ação de um torque de extensão. No instante seguinte, há geração de potência, indicando uma extensão do joelho. Antes do “toe off” energia é absorvida para controlar a flexão do joelho. Já na fase final do balanço, energia é absorvida para desacelerar a perna.

Para o desenvolvimento da prótese, apenas o plano sagital do joelho é levado em consideração, porque as potências e torques nos planos frontal e horizontal são pequenos e apresentariam dificuldades desnecessárias para o projeto, uma vez que a função básica do joelho está refletida no plano sagital.

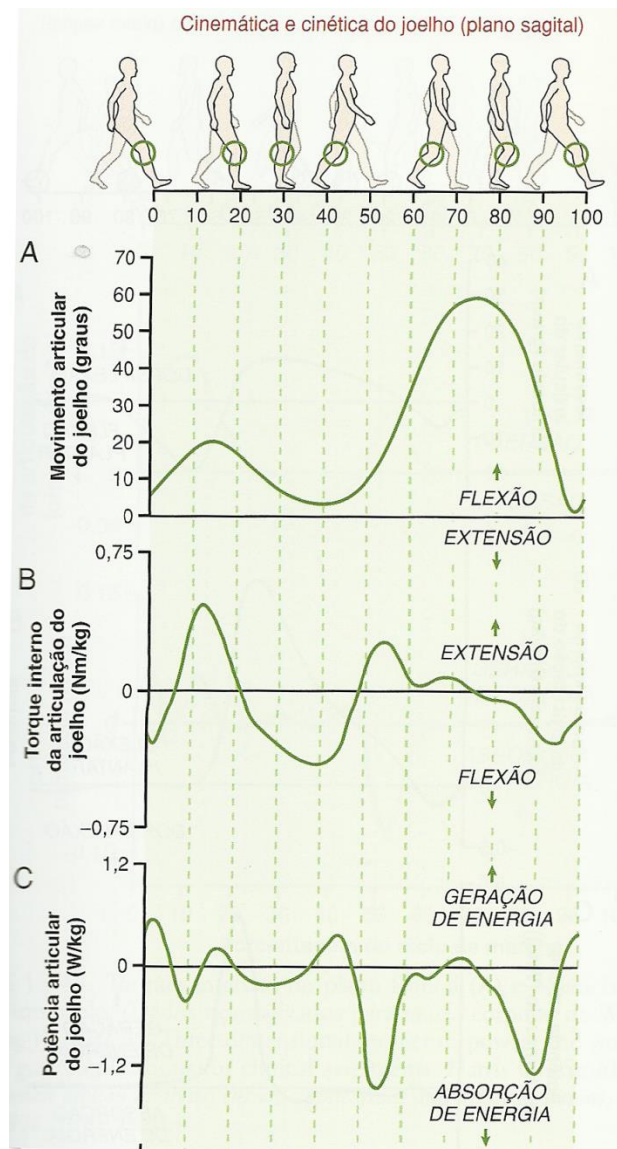


Figura 14: Representação no plano sagital do joelho. A - Ângulo da articulação. B - Torque interno líquido. C - Potência na articulação. Retirado de [21]

2.2.5 ARTICULAÇÃO DO TORNOZELO

No plano sagital, ocorre pequeno torque de dorsiflexão na articulação do tornozelo imediatamente após o “heel contact”. Este torque serve para controlar o movimento de flexão plantar gerado pela aplicação da GRF no calcanhar. O torque de flexão plantar prevalece durante todo o resto da fase de apoio, primeiramente para controlar o avanço da perna e depois aplicando torque para o impulso da perna, no “toe off”. Na fase de balanço, há um pequeno torque de dorsiflexão, para evitar o toque dos dedos do pé no chão.

Ainda no plano sagital, pode-se observar a potência absorvida, para que possa ter torque suficiente no impulso do corpo para frente, no “push off”. O torque gerado pelo tornozelo é importante

para empurrar a o corpo para frente. Nos planos frontal e horizontal, os torque e potências da articulação são pequenos e diferem bastante de pessoa para pessoa. Assim como para o joelho, o plano representativo para o projeto da prótese será o sagital.

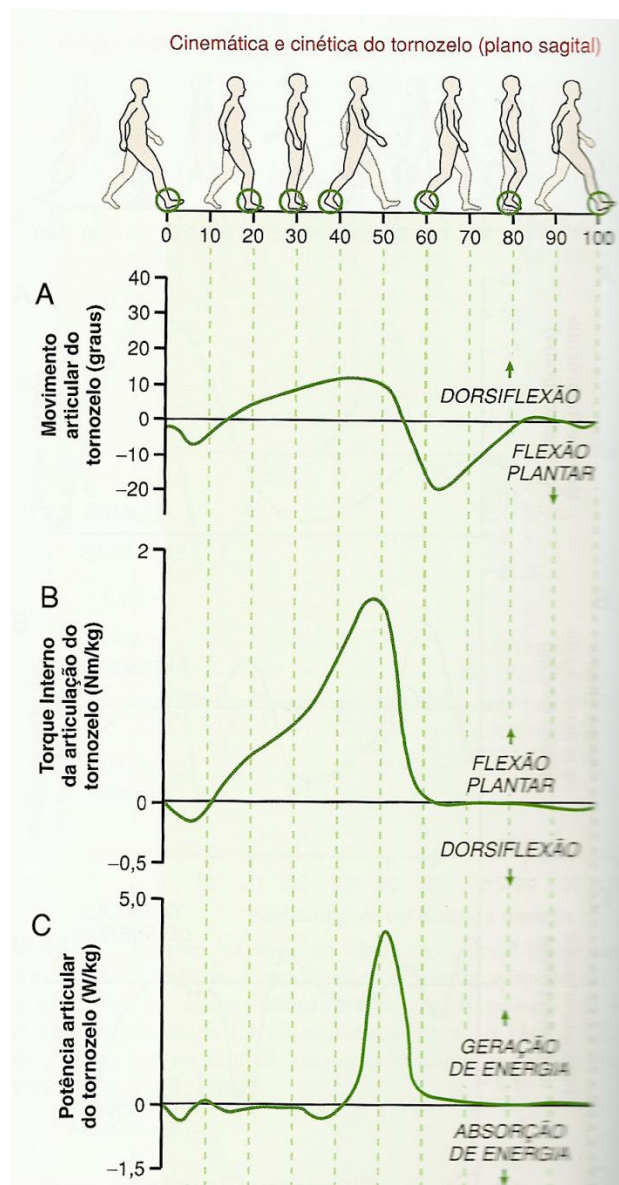


Figura 15: Representação no plano sagital do tornozelo. A - Ângulo da articulação. B - Torque interno líquido. C - Potência na articulação. Retirado de [21]

2.3 PRÓTESES

Segundo a definição da Associação Médica Brasileira, prótese é: “todo dispositivo permanente ou transitório que substitui total ou parcialmente um membro, órgão ou tecido”. Ou seja, uma prótese pode ser colocada em muitas partes do corpo humano para fazer uma substituição funcional e/ou morfológica de alguma parte do corpo lesionada, sendo muito comuns as próteses dentárias, próteses de quadril e joelho e as próteses para amputados, as quais são o foco desse projeto. Estas são projetadas para substituir as funcionalidades do membro amputado. As próteses vêm sendo desenvolvidas há muito tempo, com intuito de melhorar a qualidade de vida do indivíduo amputado.

As próteses necessitam de uma interface para que o coto receba o mecanismo, ela é chamada de soquete. Ele é de grande importância para o amputado, porque permite que o restante da prótese fique ajustado de forma correta e possa acompanhar os movimentos do corpo. Esse equipamento é parte essencial para o amputado, sem ele, mesmo a melhor prótese não trará melhorias na qualidade de vida, podendo inclusive lesionar ainda mais o coto. A **Figura 16** abaixo exemplifica um soquete utilizado atualmente.



Figura 16: Exemplo de soquete para amputados transfemorais. Retirado de [34]

2.3.1 PRÓTESES DE PÉ E TORNOZELO

As próteses de pé são usadas tanto nas amputações transfemorais, quanto nas transtibiais. Elas são muito importante para absorver impacto, melhorar estabilidade e dar impulso, aplicando torque que auxilia o amputado gastar menos energia para caminhar. Pode-se classificar as próteses de pés como: comum, uniaxial, multiaxial, retorno de energia armazenada (ESR – “Energy-Storing-and-Returning”) e microprocessada.

Os pés comuns são pés rígidos os quais podem ter algum tipo de amortecimento, como os SACH (“Solid Ankle Cushined Heel”). Estas próteses possuem estruturas rígidas, dando boa estabilidade estática e possuem material flexível no calcanhar para absorver algum impacto. O SACH também tem vantagem de ser robusto e barato, sendo esse o motivo principal da continuidade do seu uso. A Figura 17 exemplifica um SACH.



Figura 17: Prótese SACH para crianças. Modelo P-POD-SACH da Ohio Willow Wood's Research e Development. Retirado de [21]

Os pés uniaxiais são pés que permitem movimento apenas no plano sagital. Elas podem ou ter sistemas de amortecimento e retorno de energia. São mais caras que os SACH e exigem mais manutenção, mas adicionam dorsiflexão e flexão plantar ao movimento, dando caminhar mais natural. Já os pés multiaxiais permitem que exista liberdade de movimento em mais de um eixo como a montagem de Greissinger ou tornozelo de Maunch mostrados na Figura 18.

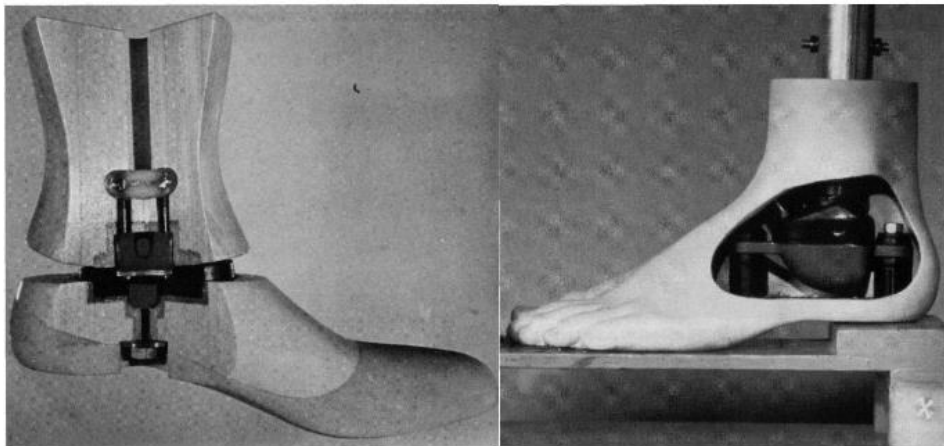


Figura 18: Montagem de Greissinger (a esquerda) e tornozelo hidráulico de Maunch. Retirado de [23]

As próteses ESR armazenam energia durante a fase de apoio e a retornam durante o “toe off”. Esse tipo de abordagem pode melhorar significativamente a marcha do amputado, pois essas próteses têm molas que impulsionam o amputado. Isso diminui os gastos energéticos durante o caminhar e dá mais estabilidade durante a fase de apoio. Atualmente são mais comuns ERS’s fabricados em fibras de carbono, pois aliam baixo peso com alta resistência. As ERS são utilizadas para atletas paraolímpicos justamente por conseguir dar algum retorno energético com as vantagens já mencionadas. A Figura 19

mostra exemplos de ERS's, enquanto a Figura 20: Prótese usada pelo atleta paralímpico Alan Fonteles. mostra sua aplicação nos esportes.



Figura 19: Advanced ESR feet. (A) Flex-Foot Axia. (B) LP-Ceterus. (C) Talux Foot. (D) VariFlex. (E) Re-Flex VSP. (F) ModularII. (G) Flex-Sprint. (H) Sprinter. (I) Advantage DP. (J) Pathfinder. Retirado de [5].



Figura 20: Prótese usada pelo atleta paralímpico Alan Fonteles. Retirado de [24]

2.3.2 PRÓTESES MICROPROCESSADAS

As próteses microprocessadas são aquelas que possuem controles eletrônicos que podem ter decisão automatizada e ajustes instantâneos dos parâmetros da prótese. Elas se adaptam ao tipo de marcha do usuário e identificam qual fase da marcha o amputado está realizando. Para tanto, é necessário que haja atuadores e sensores trabalhando juntos para melhorar a marcha do usuário, dando mais conforto e menos gasto energético.

Hoje essas próteses só são possíveis, por conta da miniaturização dos componentes eletrônicos, além de baterias que duram mais e atuadores mais eficientes. Contudo, elas ainda não conseguem dar ao amputado as mesmas condições da perna saudável, pois as funções que conseguem exercer estão restritas às mais básicas e mesmo assim não são executadas com perfeição. Além disso, as próteses desse tipo possuem elevado custo, impossibilitando seu acesso a pessoas com renda mais baixa.

O sensoriamento nessas próteses tem uma importância muito grande, pois é ele que dá ao computador os dados necessários para a tomada de decisão. Nele estão inclusos encoder, acelerômetros, potenciômetros e células de carga. Exemplos de próteses conhecidas no mercado são a C-leg (Figura 21), da Otto Bock, e o Proprio Foot (Figura 22), da Ossur. A primeira é um joelho mecânico, enquanto a segunda é um tornozelo, o qual utiliza um “Series Elastic Actuator” (SEA) quase estático, permitindo apenas algum retorno de energia armazenada.



Figura 21: Joelho microprocessado da Ottobock, o C-leg. Retirado de [16]



Figura 22: Tornozelo microprocessado da Ossur, o Proprio Foot. Retirado de [16]

Existem próteses em desenvolvimentos em vários laboratórios pelo mundo. Pode-se perceber que uma prótese de tornozelo ativa, que gere torque suficiente para uma marcha mais natural, ainda está distante de se tornar um produto acabado, pronto para uso fora do laboratório.

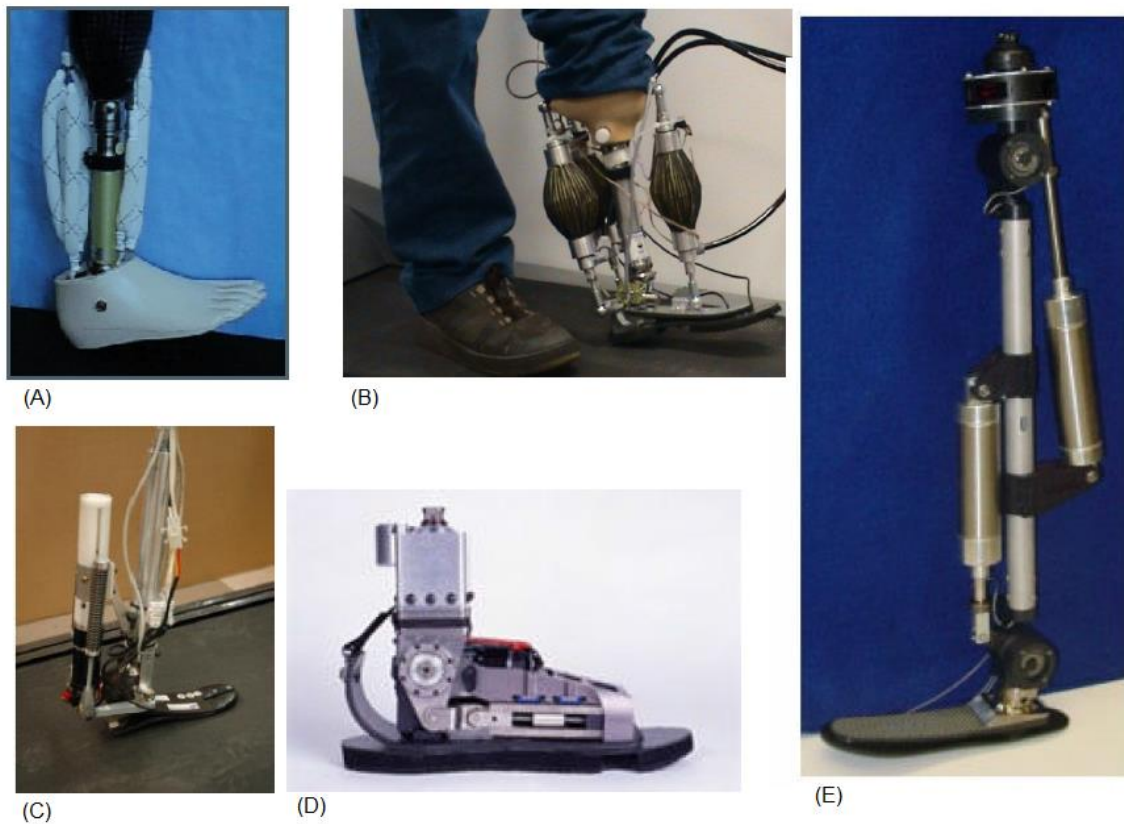


Figura 23: (A) e (B) Prótese transtibial atuada pelo músculo artificial de McKibben. (C) Atuação por "Pleated Pneumatic Artificial Muscles". (D) Protótipo do MIT. (E) Prótese transfemural de Frank Sup. Adaptado de [5].

2.4 ATUADORES ELÁSTICOS EM SÉRIE (SEA)

Os Atuadores Elásticos em Série (SEA – “Series Elastic Actuator”) são basicamente atuadores que possuem uma mola em série entre a transmissão e a carga, ou seja, entre a força de entrada motora e a força de saída aplicada, como mostrado na Figura 24. Esses atuadores possuem uma mola de rigidez variável, devido a sua forma construtiva, sendo assim a força de saída e a impedância do sistema podem variar o que é uma característica desejável para uma prótese ativa. As molas em série servem para determinar a força que será aplicada a carga e para filtrar distúrbios externos, folgas e impactos.

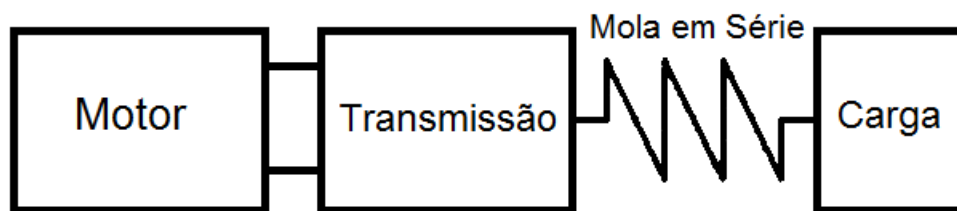


Figura 24: Diagrama de funcionamento do SEA.

2.4.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Primeiramente, divide-se o atuador em duas partes: base e plataforma de movimento. A plataforma é composta por duas peças de suporte para as molas, mancal, dois braços e um efetuator, como apresentado na Figura 26. Já a base é composta pelo motor e seu suporte, duas polias, uma correia de transmissão, mancal e rolamentos, duas guias, fuso e castanha, mostrados na Figura 27. A Figura 25 mostra quais são os componentes básicos do SEA, tendo em vista a aplicação para esse projeto.

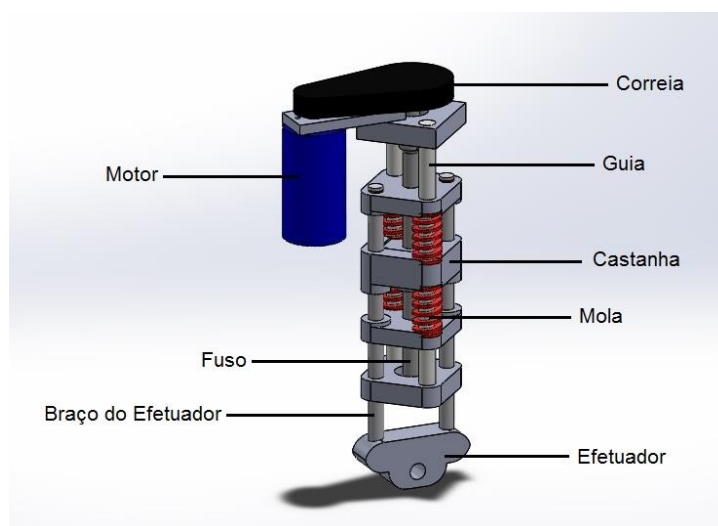


Figura 25: ilustração da nomenclatura usada no SEA.

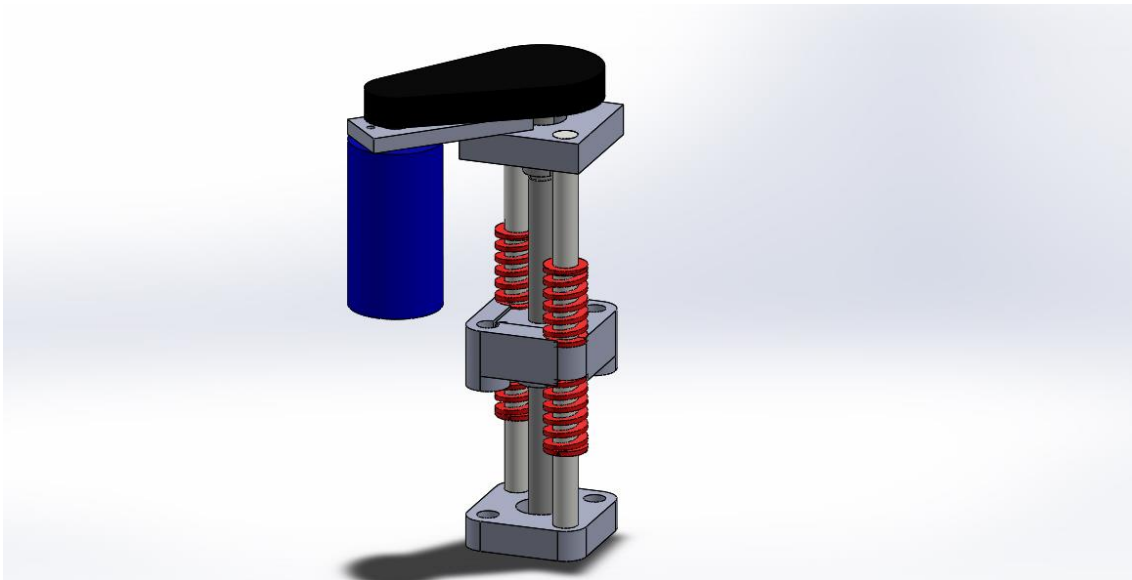


Figura 26: Base do SEA.

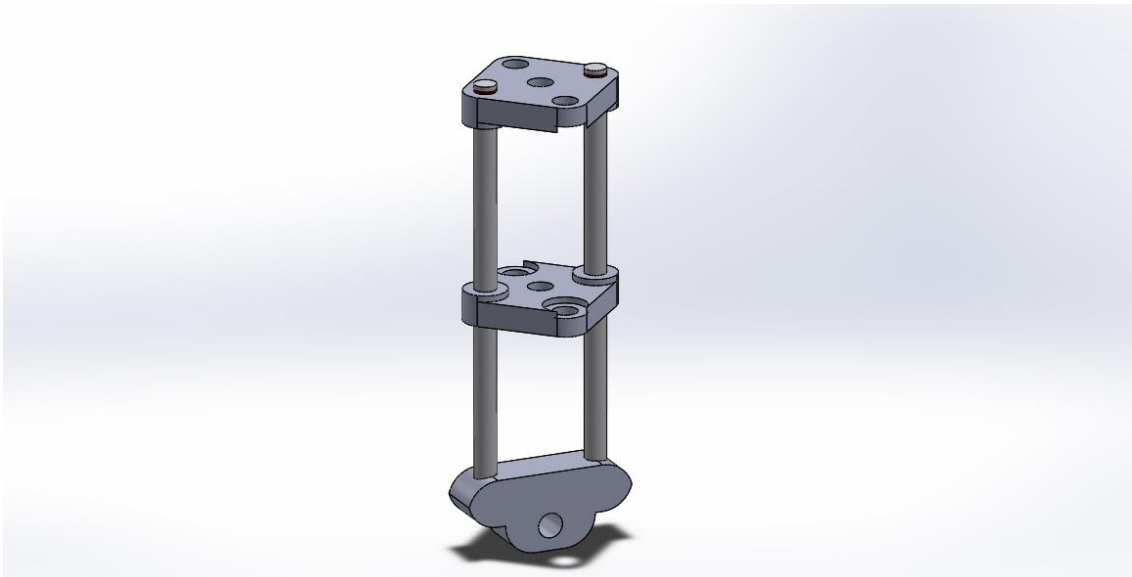


Figura 27: Plataforma de movimento do SEA.

O funcionamento básico do atuador se dá da seguinte forma. Um motor DC aciona o fuso através da transmissão por polias e correia. A castanha converte o movimento rotacional do fuso em movimento linear. Uma vez acionado, o motor faz a castanha mover-se para frente e para trás, fazendo que o suporte comprima um par de molas (série elástica). As molas, por sua vez, pressionam uma das plataformas de movimento e transmitem a força para o conjunto, que por sua vez movimentam a carga por meio do efetuator.

A Figura 28 mostra um esquema do modelo básico de um SEA. Quando se deseja que o efetuator aplique, por exemplo, + 300N, como na figura 28, nota-se que primeiro há compressão das molas mais próximas do efetuator. Para aplicar força no sentido oposto, por exemplo, os -300 N da figura 28, nota-se que o outro par de molas é comprimido. O efetuator do SEA também pode se

movimentar mesmo sem o motor ser acionado, contudo com amplitude de movimento e intensidade de força reduzidas, pois há apenas compressão simples da série elástica.

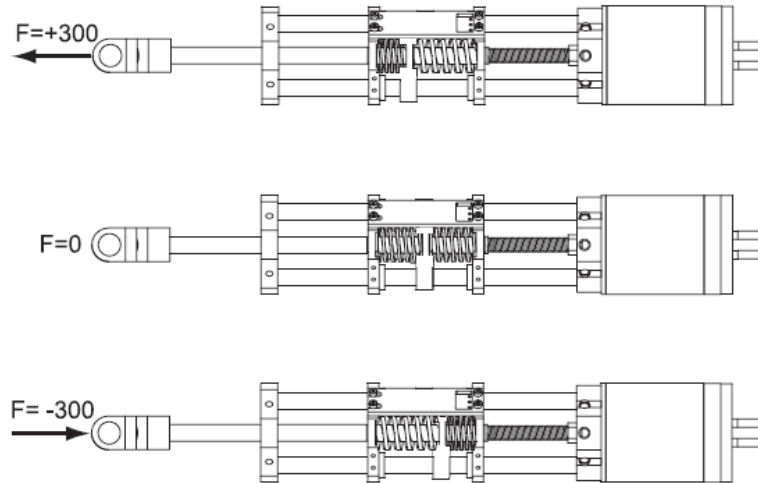


Figura 28: Esquema de funcionamento de um SEA, aplicando 300N, em dois sentidos, e em repouso. Retirado de [8].

2.4.2 ANÁLISE DINÂMICA

O modelo utilizado para o SEA é constituído de um sistema massa-mola-amortecedor, sendo m_m a massa do sistema de transmissão, b_m o amortecimento, k a constante elástica, F_m a força do motor e F_l a força de saída. A **Figura 29** apresenta os parâmetros:

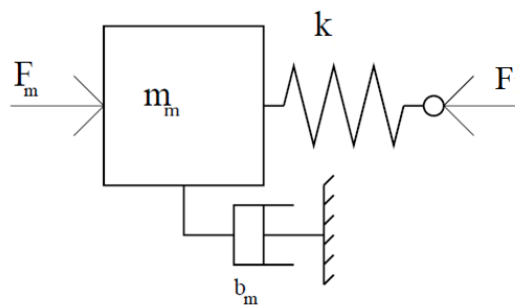


Figura 29: Modelo do SEA. Adaptado de [10].

Pode-se descrever o sistema pela equação:

$$m_m \ddot{x} + b_m \dot{x}_m = F_m - F_l \quad (2.1)$$

Sendo a força de saída representada por:

$$F_l = K(x_m - x_l) \quad (2.2)$$

Com x_m sendo a posição linear do suporte da castanha, x_l a posição relativa da carga. Aplicando a transformada de Laplace:

$$m_m s^2 X_m + b_m X_m = F_m - F_l \quad (2.3)$$

Portanto, a força F_l é função das variáveis F_m e x_l . Assim:

$$F_l(s) = \frac{F_m(s) - (m_m s^2 + b_m s)x_l(s)}{\frac{m_m}{s} s^2 + \frac{b_m}{k} s + 1} \quad (2.4)$$

Analisando os fatores que influenciam a largura de banda para o controle de força: o amortecimento do sistema e a determinação da série elástica, são usadas como base para as equações do sistema colocadas em sua forma adimensional. Sendo a frequência natural do sistema como:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_m}} \quad (2.5)$$

Tem-se que

$$S = \frac{s}{\omega_n} \quad (2.6)$$

E

$$B = \frac{b_m}{k} \omega_n \quad (2.7)$$

Assim, a relação entre a força no motor e a força na carga pode ser escrita como:

$$\frac{F_l(S)}{F_m(S)} = \frac{1}{S^2 + BS + 1} \quad (2.8)$$

Mas, segundo PALUSKA e HERR [11], o coeficiente b_m pode ser estimado em função da força e velocidades máximas realizadas pelo efetuator, como:

$$b_m = \frac{F_{max}}{V_{max}} \quad (2.9)$$

Esse coeficiente surge nos casos em que um motor DC é usado e é interpretado como uma força contra-eletromotriz, que é proporcional a velocidade dele. Quando essa força é considerada, o fator de amortecimento deve ser descrito como [10]:

$$B = \frac{b_m}{k} \quad (2.10)$$

Fazendo:

$$W = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.11)$$

Pode-se escrever a magnitude F_l/F_m como:

$$\frac{F_l}{F_m} = \frac{1}{\sqrt{(1 - W^2)^2 + (BW)^2}} \quad (2.12)$$

O Gráfico 1 apresenta um gráfico do comportamento da relação das forças de entrada e saída para diferentes valores de B. Pode-se observar que perto da frequência de ressonância, a força de saída é maior que a força do motor para um sistema sub-amortecido. Para os casos de sistema criticamente amortecido e sobre-amortecido perto da ressonância a força do motor é sempre menor que a força de saída. Observando-se que para frequências altas, independentemente do amortecimento, a força no motor é maior que a de saída.

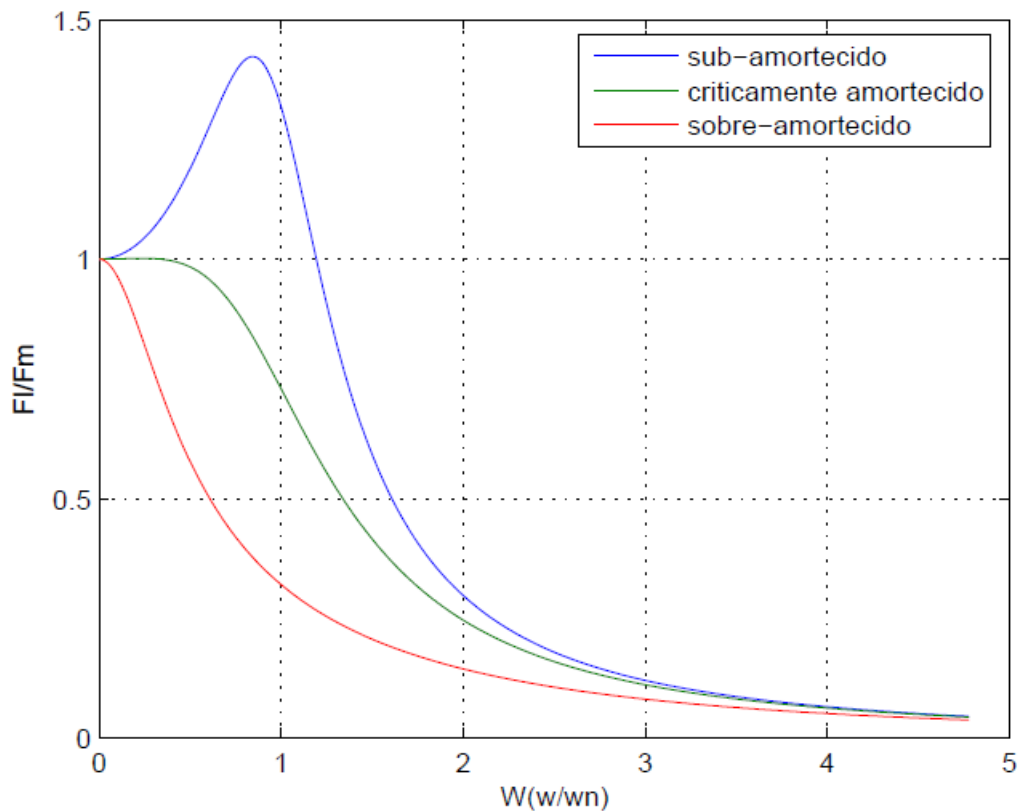


Gráfico 1: Comportamento da razão $F1/Fm$ para diferentes valores de B . Retirado de [10]

2.5 VIDEOGRAMETRIA E DINAMOMETRIA

A marcha humana pode ser analisada de diversas maneiras, sendo a videogrametria e a dinamometria dois processos bastante difundidos.

A videogrametria é basicamente a obtenção de informações confiáveis de objetos físicos por meio de gravação, medição e interpretação de cenas de vídeo. No caso da marcha humana, são utilizadas câmeras que gravam o indivíduo durante a caminhada, o que permite explorar diversos parâmetros cinemáticos da marcha, como ângulos das articulações e acelerações de cada segmento do corpo.

Para facilitar o rastreamento desses parâmetros são utilizados marcadores no corpo do indivíduo. Marcadores são objetos fixados no corpo do usuário, que podem ser ativos ou passivos. Os ativos podem, por exemplo, ser LED's (diodos emissores de luz) e os passivos podem, por exemplo, ser marcadores reflexivos de luz infravermelha.

Para sistemas de captura infravermelha, o posicionamento, quantidade e distância entre marcadores e câmeras, o número de câmeras e seu posicionamento influenciam na qualidade dos

resultados. A Figura 30 mostra um esquema de posicionamento de câmeras, enquanto a Figura 31 apresenta um exemplo para esquema do posicionamento de marcadores.



Figura 30: Exemplo de teste com videogrametria. Adaptado de [25]

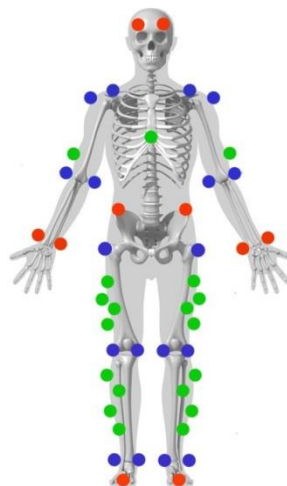


Figura 31: Exemplo esquemático de marcadores. Retirado de [26]

A dinamometria é a medida das forças atuantes no sistema. No caso da marcha, as forças de reação do solo são as forças mais comumente medidas, pois a partir delas é possível encontrar as forças internas no corpo (força dos músculos, tendões, ligamentos e ossos) O instrumento mais usado durante a análise da caminhada é a plataforma de força, onde o indivíduo pisa durante a marcha e ela mede a força reação resultante. A Figura 32 mostra uma plataforma de força utilizada em testes.



Figura 32: Utilização de plataformas de forças em testes de dinamometria.

2.6 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos (FEM – “Finite Element Methods”) tem sido utilizado em muitos problemas dentro da engenharia, com ele é possível, por exemplo, determinar o estado de tensões e de deformação de uma estrutura com geometria complexa. O FEM é um método numérico usado para aproximar soluções de equações diferenciais, as quais são amplamente utilizadas na engenharia.

Esse método baseia-se na divisão do domínio de integração do sistema que se deseja analisar, em subdomínios com pequenas regiões chamados de elementos finitos. Fazendo isso se transforma o domínio contínuo em domínio discreto. O FEM busca solução das equações para cada elemento separadamente, não mais para todo domínio, sendo isso praticamente impossível para problemas complexos.

A divisão do domínio é conhecida como malha ou “grid”, da qual é o conjunto de elementos finitos resultantes da discretização. Os elementos formadores da malha são compostos de faces e nós, que são pontos de intersecção e ligação entre os elementos. Para cada nó da malha é assumida uma solução aproximada e cada um tem seus graus de liberdade, que podem ser deslocamento, temperatura, pressão, voltagem, etc. que em geral são as incógnitas do problema.

Os elementos podem ser unidimensionais (1D), bidimensionais (2D) ou tridimensionais (3D). A escolha por qual tipo de elemento está associada ao tipo de geometria e da aproximação do resultado que se deseja obter. Os elementos 1D podem ser usados em vigas e barras, enquanto 2D em cascas e placas e 3D em estruturas sólidas. A Figura 33 ilustra nós e tipo de elemento e a Figura 34 apresenta um exemplo de malha.

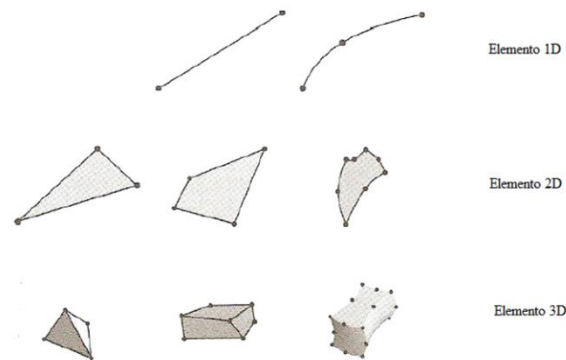


Figura 33: Exemplo de elementos 1D, 2D e 3D com seus respectivos nós.

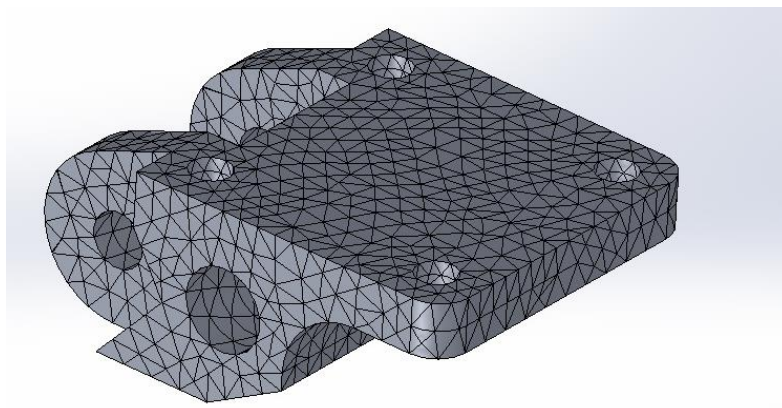


Figura 34: Exemplo de malha.

A qualidade da aproximação do problema está diretamente proporcional a quantidade de elementos usados. Porém quanto maior o número de elementos, maior é o sistema de equações a serem resolvidas e maior será o custo computacional envolvido no processo de solução. A estrutura de uma malha pode ter também elementos de tamanhos variados, pois há regiões onde se necessita de maior exatidão dos resultados, onde se refina a malha, e há regiões em que a malha pode ser mais grosseira. Em regiões curvilíneas, por exemplo, há necessidade de malhas mais finas (Figura 35), assim como em pontos de concentração de tensão.

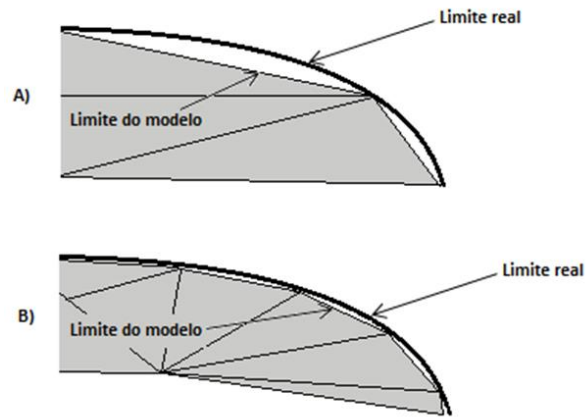


Figura 35: Exemplo esquemático do refino da malha. A malha em A) é mais grossa do que em B).

Para o caso de análises estáticas, o FEM busca a solução para um sistema de equações, como representado:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.13)$$

Onde $[K]$ é a matriz rigidez do sistema, $\{F\}$ é o vetor das forças aplicadas ao sistema e $\{u\}$ é o vetor dos resultados de saída, que são os deslocamentos nodais.

O número de nós do sistema afeta diretamente os graus de liberdade do sistema e conseqüentemente afeta o tamanho da matriz rigidez e dos vetores força e deslocamento. Com o vetor dos deslocamentos nodais é possível calcular as deformações e tensões em cada nó e, dessa maneira, os resultados podem ser mostrados em forma de gráficos e o projeto pode ser analisado.

3 TORNOZELO MECÂNICO

Para o desenvolvimento do tornozelo mecânico, necessita-se que alguns pré-requisitos sejam cumpridos e a partir deles o projeto do tornozelo foi desenvolvido. São eles:

1. Marcha: é necessário que tornozelo seja capaz de manter a marcha similar a de um indivíduo saudável.
2. Funcionalidade: o tornozelo deve ser capaz de aproximar seu movimento ao padrão de movimento do pé saudável.
3. Torque: é necessário que o atuador consiga aplicar torque com amplitude similar ao do tornozelo biológico, tendo pico máximo de aproximadamente 1,5 Nm/kg.
4. Sentido do torque: o atuador deverá conseguir aplicar torque tanto no sentido da dorsiflexão, quanto da flexão plantar.
5. Absorção de impacto: além de atuar, o atuador deverá ser capaz de absorver energia, por exemplo no “heel contact”.
6. Ângulo: o atuador deve ser capaz de permitir um ângulo de aproximadamente 10° na dorsiflexão e aproximadamente 20° na flexão plantar.
7. Energia consumida: a energia consumida deve ser baixa, além de permitir que a prótese possa ser usada mesmo que a fonte externa de energia não funcione.

O projeto do tornozelo mecânico será satisfatório, caso esses pré-requisitos sejam cumpridos. A avaliação e validação desse modelo não fazem parte dessa etapa de projeto, mas eles deverão ser realizados em conjunto com outros integrantes do LARA, os fisioterapeutas da FCE e, principalmente, com estudos clínicos com um amputado de membro inferior.

3.1 ESCOLHA DO ATUADOR

Os atuadores são elementos que produzem movimentos. Eles podem ser acionados por diversos tipos de mecanismos, como por cilindros hidráulicos ou pneumáticos e motores elétricos. Os atuadores, para as próteses, são os responsáveis por imitar os movimentos perdidos pela amputação, tais como extensão e flexão do joelho ou dorsiflexão e flexão plantar para o tornozelo.

De forma geral, os atuadores são projetados para possuir uma alta rigidez, pois isso propicia que o controle de posição seja mais fácil, os movimentos mais precisos e o sistema seja mais estável (PRATT [7]). Contudo, esses atuadores não são capazes de reduzir as forças de impacto, que podem gerar danos ao mecanismo, e não conseguem interagir com usuários de forma segura.

Os atuadores com cilindros hidráulicos e pneumáticos já são usados em próteses de membro inferior e possuem boas qualidades, como exercer forças muito altas. Contudo, os mecanismos de próteses com esses atuadores são passivos, ou seja, eles apenas dissipam energia, retardando o movimento do membro e são utilizados apenas nos joelhos das próteses, onde a característica de dissipar energia é mais importante. Para que esses atuadores possam ser capazes de produzir torque na articulação, é necessário que outros elementos sejam introduzidos para dar potência ao atuador, como compressor, bombas, mangueiras e válvulas. Com isso, a prótese teria um peso muito superior ao requerido, além do dispêndio de energia excessivo que impossibilitaria o uso de baterias.

Os motores elétricos com caixa de redução e transmissão direta poderiam ser utilizados também. Mas esse tipo de aplicação possui algumas limitações. Apesar de haver um bom controle da força aplicada, servomotores são ineficientes quando operados em baixas velocidades e altos torques, e isso ocasionaria a seleção de um motor maior e mais pesado. Outros inconvenientes são o atrito, a folga e o aumento da inércia.

Com o intuito de resolver essas dificuldades, molas foram acrescentadas entre o motor e a carga, dando origem aos Atuadores Elásticos em Série (SEA – Series Elastic Actuator). O SEA permite que servomotores atuem onde são mais eficientes, com altas rotações e baixo torque, além de possibilitar redução da inércia, ao não utilizar engrenagens para executar o movimento. O funcionamento desse atuador está mais detalhadamente descrito na revisão bibliográfica, assim como sua modelagem.

Com isso, para o tornozelo mecânico, foi escolhido o SEA como atuador do mecanismo. Comparando-se as características descritas dos atuadores com as necessidades do projeto, o SEA apresenta mais pontos positivos que se adequam a uma prótese. A mola do atuador, por exemplo, possui duas funções: reduzir impactos, distúrbios externos, folgas e atrito; e determinar a força final aplicada pelo atuador. Além disso, o SEA permite que o sistema seja compacto, se comparado com sistemas hidráulicos e pneumáticos. Por fim, outra vantagem de um SEA na prótese ativa microprocessada é que mesmo sem energia elétrica o tornozelo ainda pode ter alguma liberdade de movimento, além de proporcionar amortecimento e algum torque na flexão plantar, atuando como uma prótese “Energy-Storing-and-Returning”

3.2 ESCOLHA DO PÉ

Para o desenvolvimento do tornozelo, o pé não será projetado, mas sim selecionado e adaptado de um pé comercial já existente e bastante utilizado no mercado. Para tanto, foi levado em consideração alguns requisitos:

- Lâmina bipartida: para dar mais estabilidade lateral (plano frontal) em terrenos irregulares e enquanto o amputado estiver em pé parado, uma vez que a articulação será projetada para atuar apenas no plano sagital.
- Feito em fibra de carbono: a fibra de carbono possui pouco peso e grande resistência mecânica.
- Durabilidade: como as próteses possuem alto valor, a durabilidade é importante, para que os gastos do amputado sejam menores em longo prazo.
- Fácil adaptação: o pé também deve ser de fácil adaptação, para que o mecanismo do tornozelo seja colocado sem alterações significativas no pé.

O pé em fibra de carbono foi selecionado, ao invés de projetado, porque ele é um elemento que complicaria mais o desenvolvimento da prótese, pois é difícil de ser projetado, por todas as exigências que deve atender, e de difícil fabricação, a fibra de carbono é prensada, um processo que demanda pressões bastante específicas para atender aos requisitos da prótese. O outro motivo é que os pés comerciais possuem tamanhos diferentes adaptáveis ao tamanho do pé do usuário, além disso são de excelente qualidade e, por si só, já propiciam melhoria na qualidade de vida do amputado.

Para o projeto, foi escolhido o pé da Ossur, LP Vari-Flex com EVO, por conseguir unir os requisitos para o projeto. As Figuras 36 e 37 ilustram o pé escolhido para o projeto



Figura 36: Pé LP Vari-Flex com EVO, da Ossur. Retirada de [16]

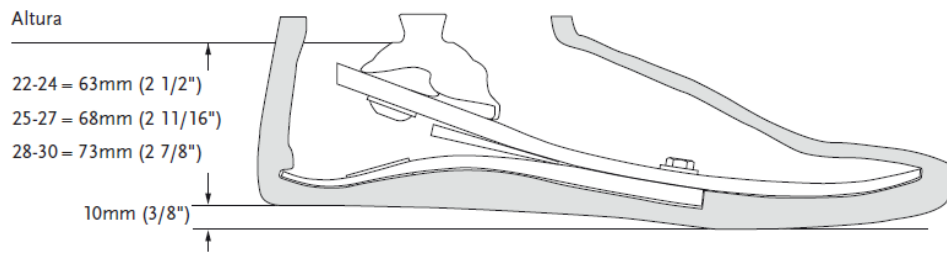


Figura 37: Pé LP Vari-Flex com EVO, da Ossur. Retirada de [16]

3.3 DADOS EXPERIMENTAIS

Foram realizados testes cinemáticos e cinéticos com indivíduo não amputado, através da videogrametria e a dinamometria. Os dados colhidos serviram de parâmetro para o dimensionamento do tornozelo mecânico e para a avaliação da funcionalidade do joelho mecânico, pois o objetivo é que a prótese possa imitar a funcionalidade de um membro saudável.

Os testes foram realizados com um indivíduo saudável e num ambiente controlado, utilizando-se equipamentos de filmografia e plataformas de força, como mostrado na Figura 38. Os resultados dos testes foram considerados próximo dos padrões descritos na literatura [21]. Os dados foram obtidos com os parâmetros da Tabela 3. A disposição dos marcadores, usada no teste, está mostrada na Figura 39.

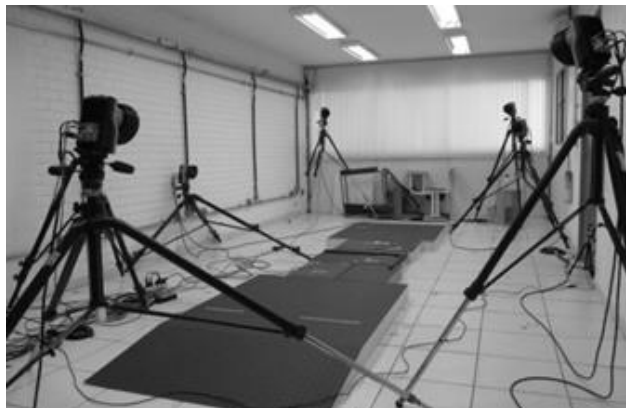


Figura 38: Equipamentos de filmografia e plataformas de força utilizadas nos testes.



Figura 39: Disposição dos marcadores frontais utilizados nos testes.

Tabela 3: Parâmetros para testes cinemáticos e dinâmicos.

Massa do indivíduo, m	80 kg
Nº de câmeras	8
Nº de marcadores	31
Frequência de captura, f	250 Hz
Nº de plataformas de força	3

Os dados obtidos foram processados por um programa de análise biomecânica, chamado Visual3D, onde o modelo do indivíduo é construído e os resultados são gerados. A Figura 40 mostra o modelo construído no programa e as referências dos eixos usados na construção dos gráficos.

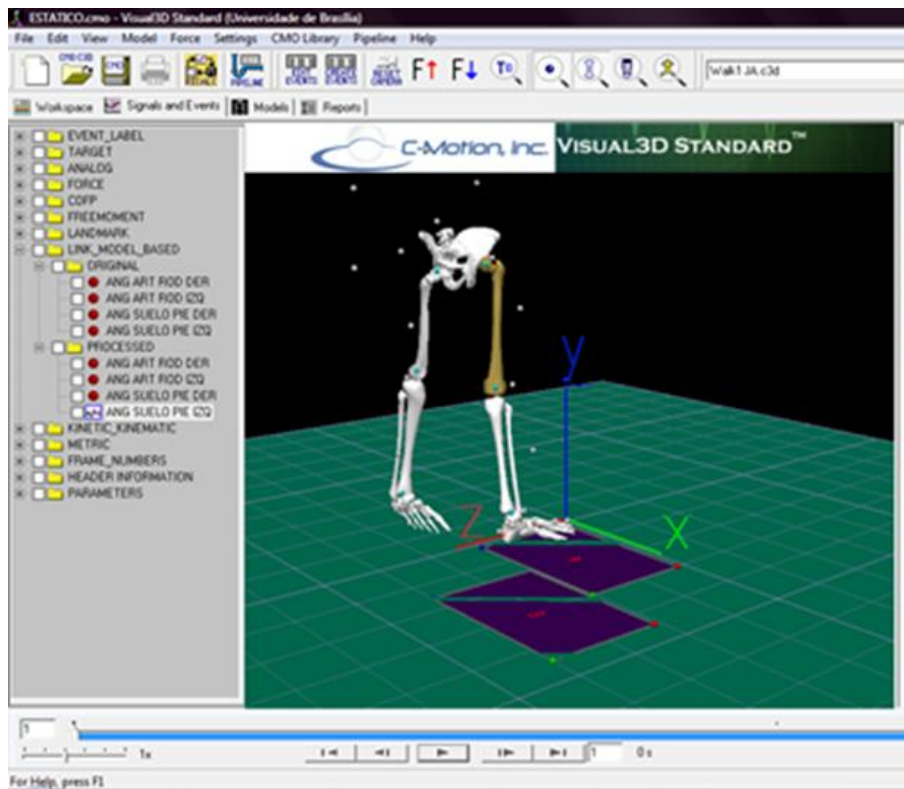


Figura 40: Tela do software usado para processamento dos dados dos testes.

Os dados utilizados nesse trabalho foram: ângulo do tornozelo (no plano sagital - xy), força de reação (direções x e y), velocidade linear do pé (direções x e y) e ângulo de entrada do pé (plano xy). Com uma captura de 250 Hz, foram obtidos 280 pontos para um ciclo de marcha completo, de “heel strike” a “heel strike”. Assim esses pontos foram colocados em uma planilha do software Excel para gerar os gráficos a seguir e os cálculos executados, que são demonstrados posteriormente.

Os Gráficos 2 e 3 das forças de reação obtidos são mostrados a seguir:

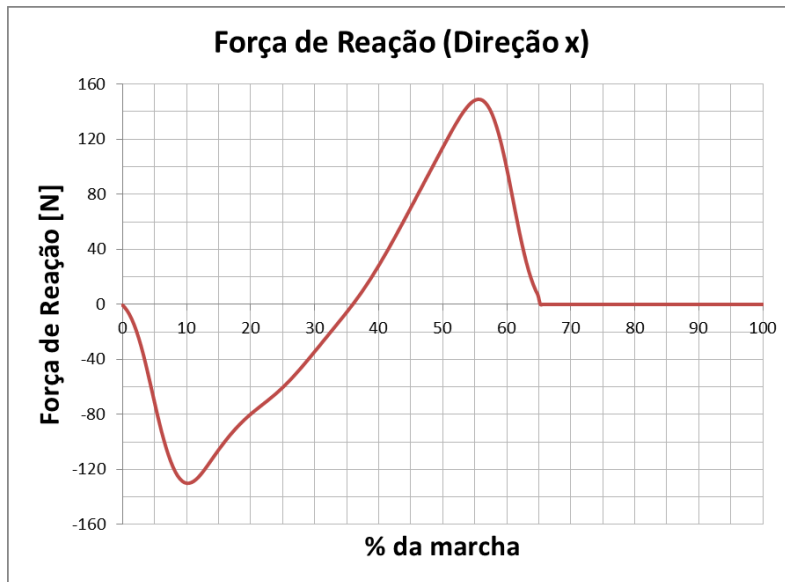


Gráfico 2: Força de Reação do Solo na direção x para marcha padrão.

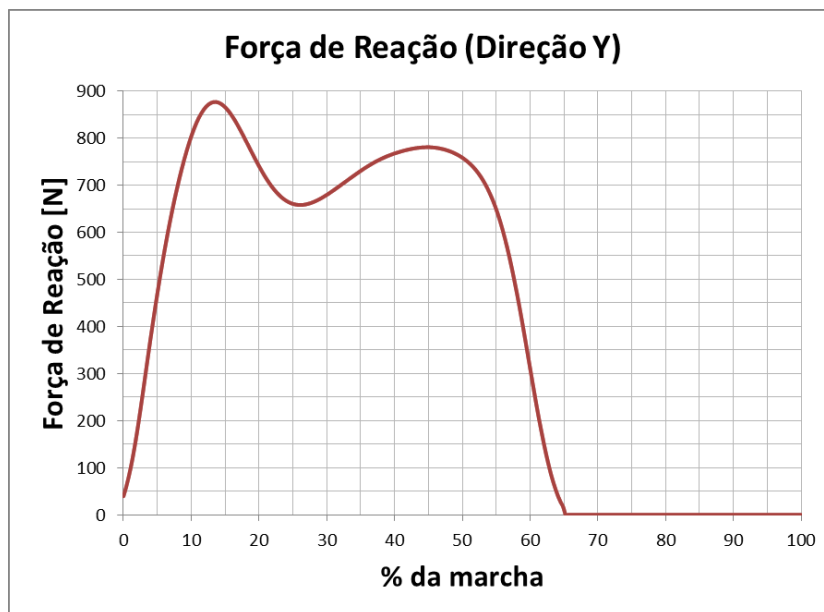


Gráfico 3: Força de Reação do Solo na direção y para marcha padrão.

Pode-se observar com esses gráficos, que tanto os valores máximos, quanto o formato das curvas, estão condizentes com o esperado pela literatura, como pode ser visto na Figura 13 apresentada anteriormente.

O Gráfico 4 apresenta o ângulo de entrada do pé (ψ), ou seja, o ângulo do qual o pé faz com a superfície do solo. Esse ângulo é esquematicamente representado na Figura 41, no lado A o ângulo é considerado positivo e, no lado B, é negativo.

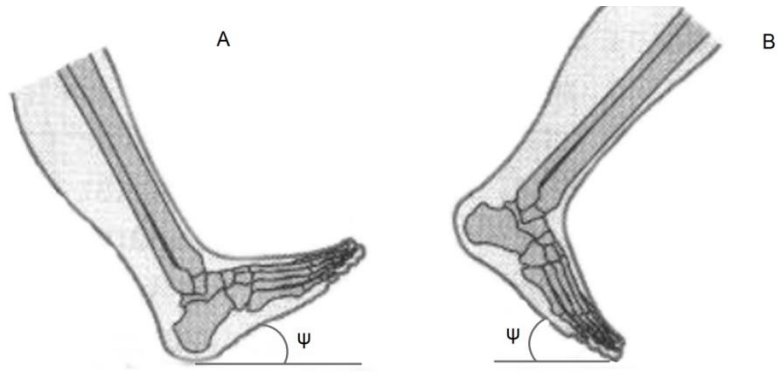


Figura 41: No lado A, ângulo de entrada do pé é positivo. No lado B, é negativo.

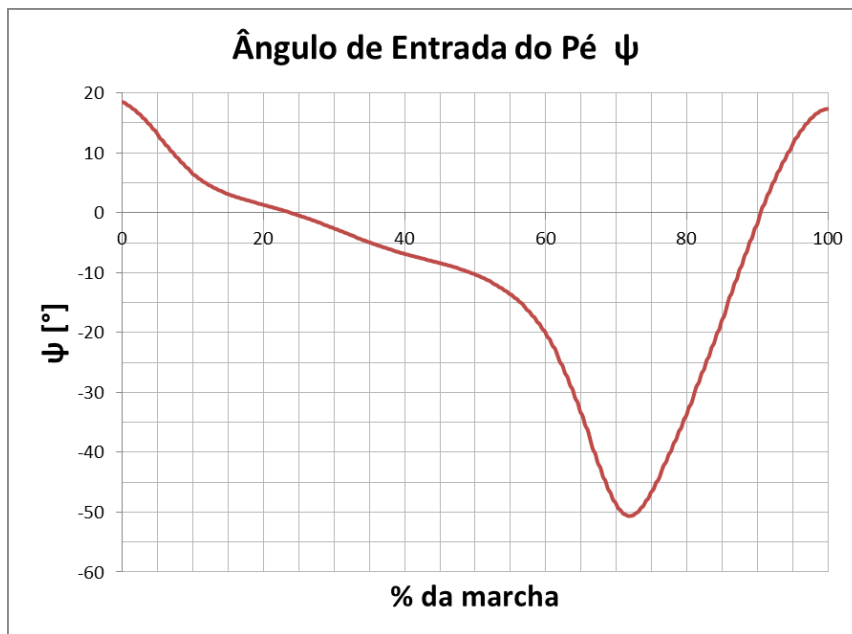


Gráfico 4: Ângulo de entrada do pé para ciclo de marcha padrão.

O ângulo do tornozelo é representado pelo Gráfico 5. Pode-se notar que ele está consistente com o gráfico apresentado na Figura 15 apresentado anteriormente, existem apenas variações sutis no formato e valores mostrados.

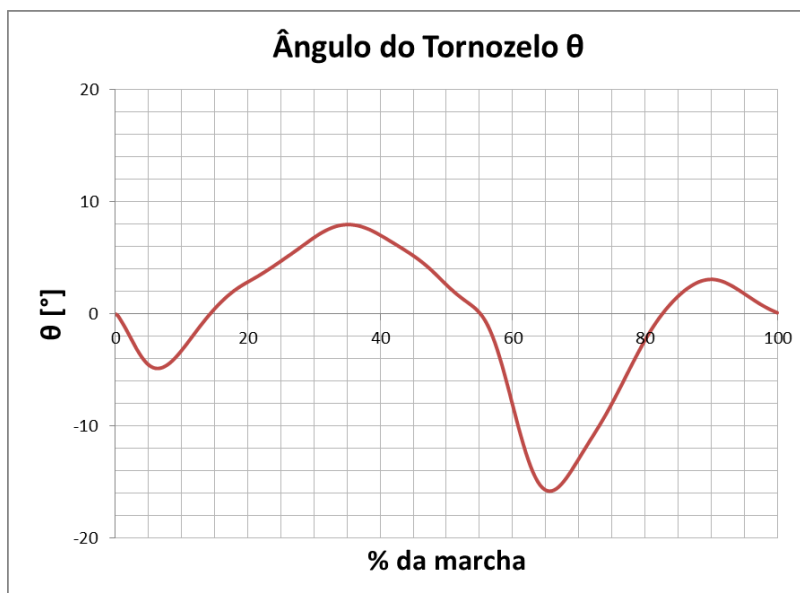


Gráfico 5: Ângulo do tornozelo no plano sagital para ciclo de marcha padrão.

Os dados das velocidades lineares, nos eixos x e y, do centro de massa do pé foram utilizados para dar origem aos Gráficos 6 e 7 das acelerações lineares, que, por sua vez, são usados na análise cinética para o tornozelo.

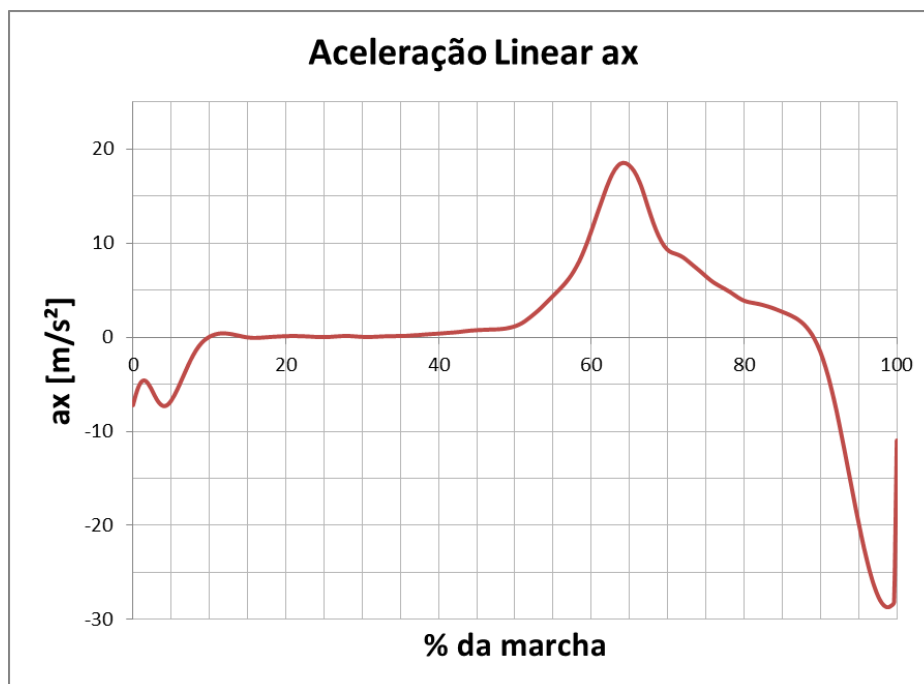


Gráfico 6: Aceleração linear na direção x, para ciclo de marcha padrão.

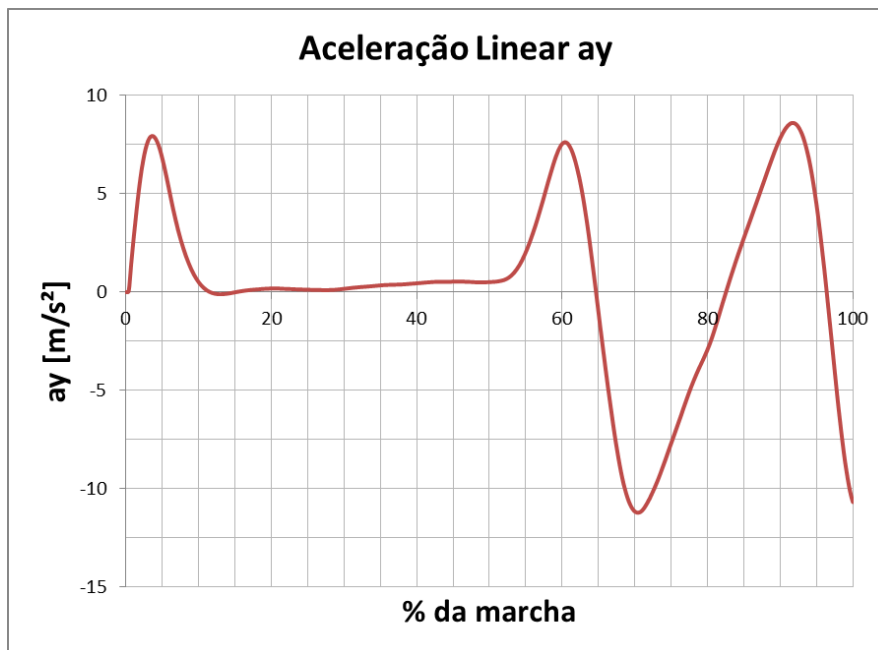


Gráfico 7: Aceleração linear na direção y, para ciclo de marcha padrão.

3.4 CINEMÁTICA DO TORNOZELO

Para a análise do mecanismo do tornozelo, a Figura 42 apresenta um esquema simplificado dele, enquanto a Figura 43 mostra os parâmetros geométricos a serem considerados. As dimensões A, H, B e U são fixas e L varia de acordo com o ângulo Θ do tornozelo. O segmento L representa o atuador, enquanto os segmentos A, H, B e U fazem parte da estrutura do mecanismo. Os comprimentos L' e D são apenas parâmetros geométricos usados para determinar os demais segmentos.

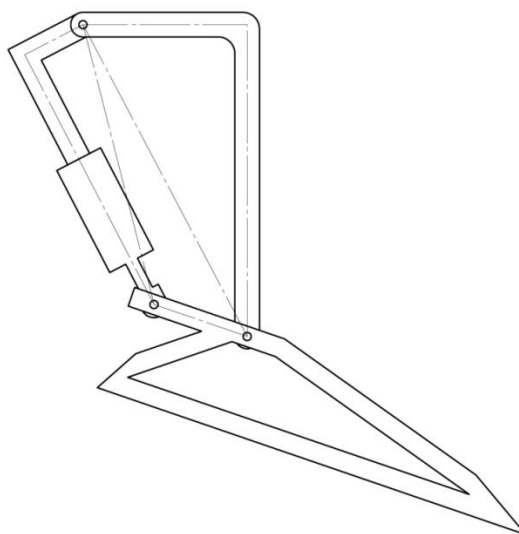


Figura 42: Modelo simplificado do tornozelo mecânico.

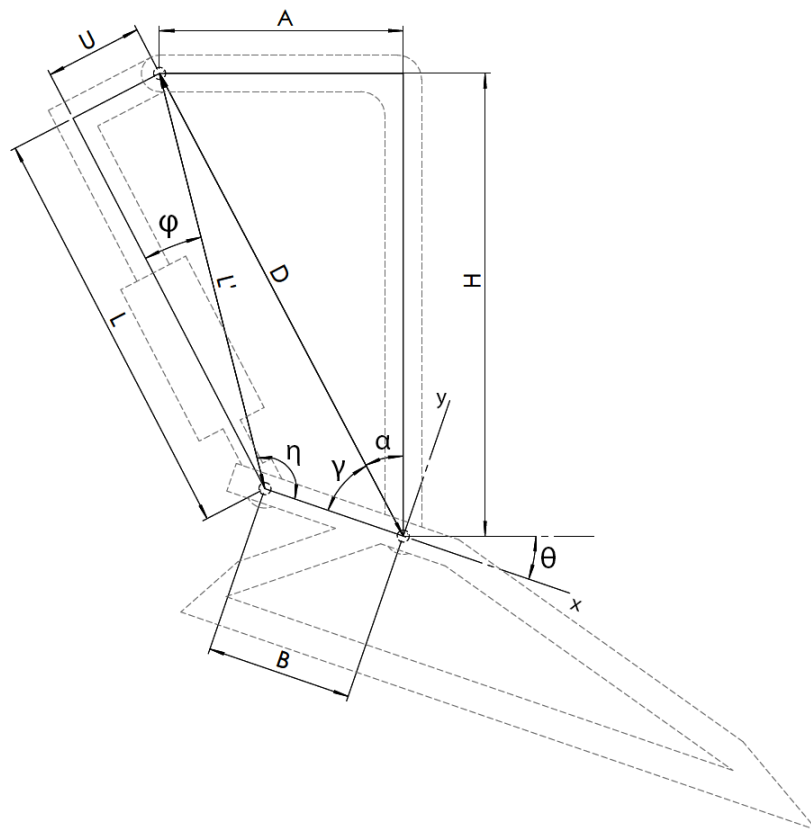


Figura 43: Análise cinemática para o tornozelo mecânico.

O ângulo Θ , que representa o ângulo do tornozelo, é definido por:

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha - \gamma \quad (3.1)$$

Sendo que:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{A}{H} \quad (3.2)$$

e

$$\gamma = \cos^{-1} \frac{B^2 + D^2 - L'^2}{2BD} \quad (3.3)$$

Dessa maneira, substituindo α e β na definição de Θ , a equação (3.1) fica:

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \frac{A}{H} - \cos^{-1} \left(\frac{B^2 + D^2 - L'^2}{2BD} \right) \quad (3.4)$$

Como o ângulo do tornozelo é conhecido, rearranjando a equação (3.4) têm-se:

$$L' = \sqrt{B^2 + D^2 - 2BD \cos \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \frac{A}{H} - \theta \right)} \quad (3.5)$$

O comprimento L' não é o comprimento do atuador. O comprimento L do atuador é dado por:

$$L = L' \cos \varphi \quad (3.6)$$

Sendo:

$$\varphi = \sin^{-1} \left(\frac{U}{L'} \right) \quad (3.7)$$

Assim, a equação (3.6) pode ser rearranjada da forma:

$$L = L' \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{U}{L'} \right) \right) \quad (3.8)$$

Os valores fixos da geometria mostrada na Figura 43 estão agrupados na Tabela 4. E tendo-se os valores desejados para θ , L varia como mostrado no Gráfico 8 e seus valores máximo e mínimo são mostrados na Tabela 5:

Tabela 4: Parâmetros geométricos fixos.

Parâmetro	Valor
A	100 mm
B	60 mm
U	40 mm
H	190 mm
D	214,71 mm
α	27,76°

Tabela 5: Resumo dos valores de L e θ .

	L [mm]	θ [°]
Máximo	198,44	8
Mínimo	174,21	16

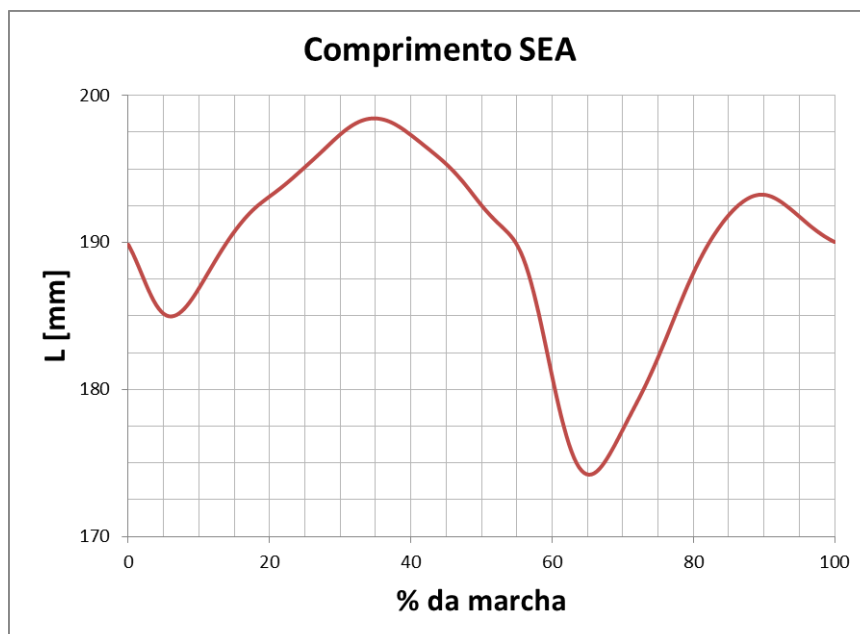


Gráfico 8: Variação do comprimento do atuador.

Com isso, a velocidade linear v do atuador pode ser calculada pela equação (3.9), onde ΔL é a variação do comprimento do atuador e Δt é a variação do tempo dada pelo inverso da frequência de captura do movimento, como na equação (3.10).

$$v = \frac{\Delta L}{\Delta t} \quad (3.9)$$

$$\Delta t = \frac{1}{f} \quad (3.10)$$

O Gráfico 9 mostra o perfil da velocidade do atuador em função da marcha. A velocidade possui valores negativos quando o atuador diminui a dimensão e positivo quando está aumentando, ou seja, valores negativos indicam dorsiflexão e positivos a flexão plantar. A Tabela 6 apresenta os valores máximos e mínimos para da velocidade.

Tabela 6: Resumo dos valores da velocidade do atuador.

	Mínimo	Máximo
V [m/s]	-0,2052	0,1068

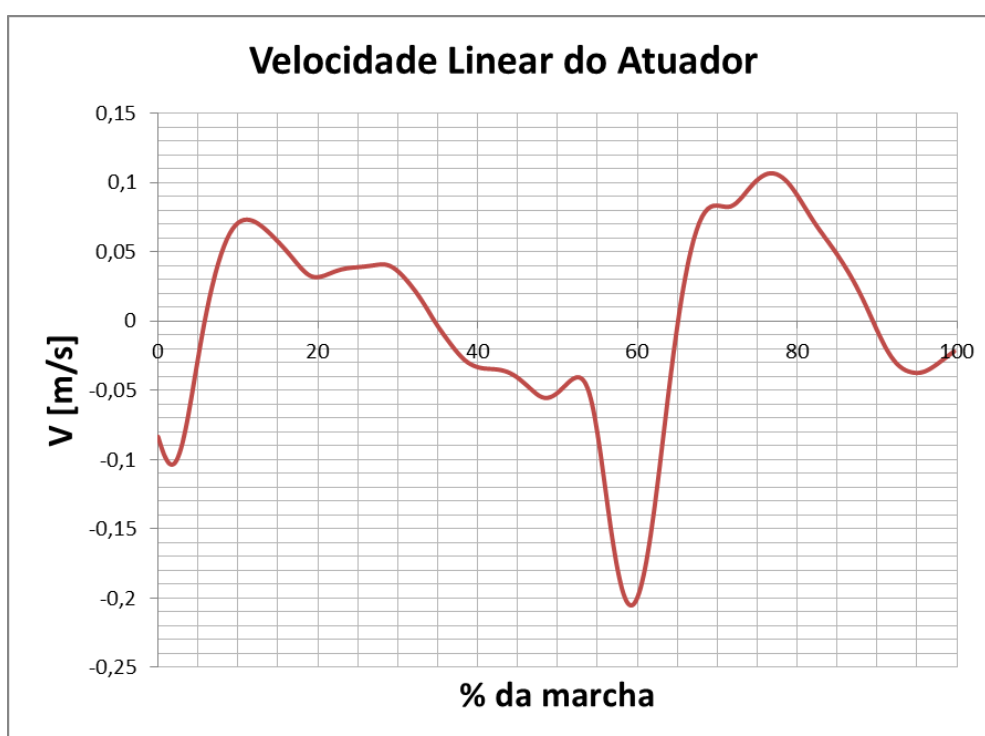


Gráfico 9: Velocidade Linear do atuador ao longo do ciclo de marcha.

3.4 CINÉTICA DO TORNOZELO

Para o desenvolvimento dessa articulação, foram considerados quatro casos, que a estrutura deve atender, são elas: “foot flat”, “toe off”, “heel contact” e a fase de balanço. Destas quatro, em duas, o atuador e a estrutura estarão sofrendo grandes esforços: o “toe off” e o “heel contact”, enquanto no “foot flat” os esforços são reduzidos, pois o pé terá região maior de apoio e não necessita acelerar o corpo, como acontece nas outras duas situações; e na fase de balanço os esforços são mínimos, uma vez que não há força de reação. As Figuras 44, 45, 46 e 47 mostram um diagrama de corpo livre para as forças sobre o modelo do pé, nas quatro situações descritas.

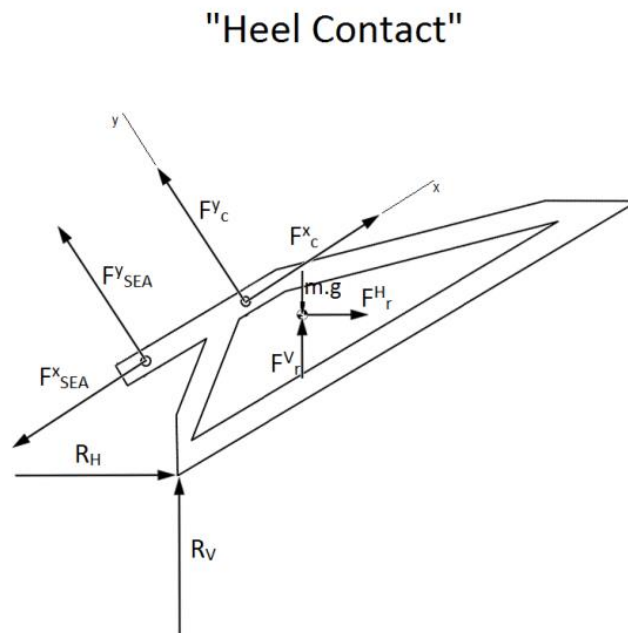


Figura 44: Diagrama de corpo livre para o "heel contact".

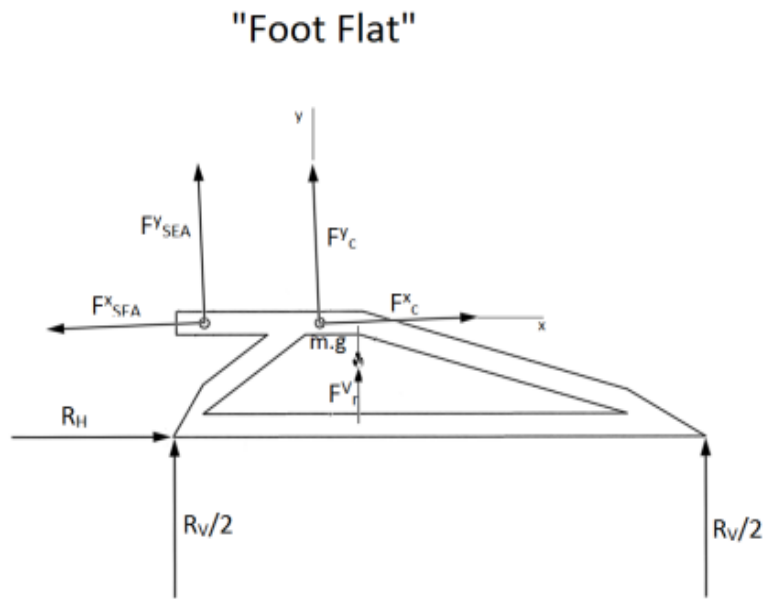


Figura 45: Diagrama de corpo livre para o "foot flat".

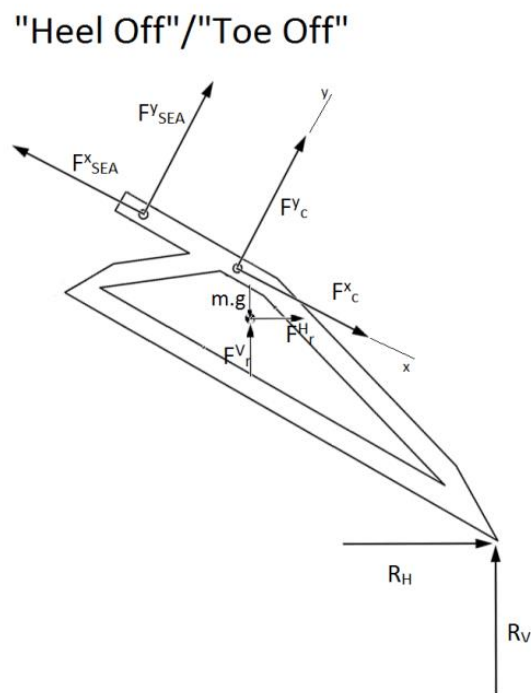


Figura 46: Diagrama de corpo livre do "heel off" ao "toe off".

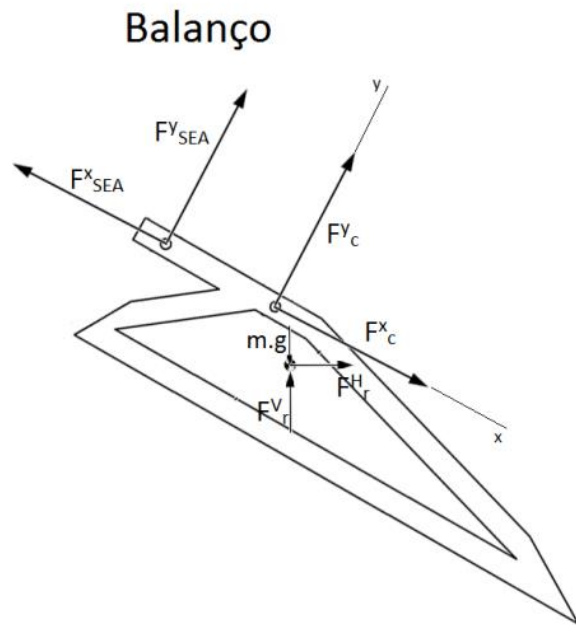


Figura 47: Diagrama de corpo livre para o balanço.

A seguir são apresentados os equacionamentos para os cálculos necessários para seleção dos componentes do SEA. Neles, o pé é considerado rígido para os cálculos e a parte da geometria usada para cálculo das forças é mostrado na Figura 48.

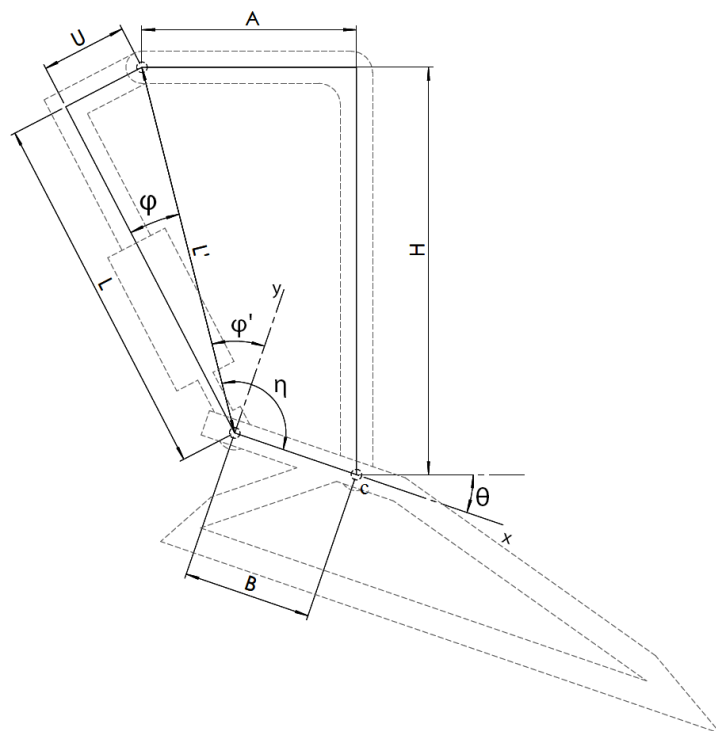


Figura 48: Definições geométricas para cálculo cinemático do tornozelo.

O valor de η pode ser descrito pela equação (3.11):

$$\eta = \cos^{-1}\left(\frac{B^2 + L^2 - D^2}{2BL}\right) \quad (3.11)$$

e

$$\varphi' = \eta - \frac{\pi}{2} \quad (3.12)$$

3.4.1 “HEEL CONTACT”

Para o “heel contact” tem-se as seguintes equações de equilíbrio:

Na direção x:

$$\sum F^x = F_r^x \quad (3.13)$$

$$R_H \cos \psi + R_V \sin \psi - mg \sin \psi + F_c^x - F_{SEA}^x = F_r^H \cos \psi + F_r^V \sin \psi \quad (3.14)$$

Na direção y:

$$\sum F^y = F_r^y \quad (3.15)$$

$$R_V \cos \psi - R_H \sin \psi - mg \cos \psi + F_c^y + F_{SEA}^y = F_r^V \cos \psi - F_r^H \sin \psi \quad (3.16)$$

E o equilíbrio de momentos em torno do ponto c é dado por:

$$\sum T^c = I^c \alpha \quad (3.17)$$

$$R_H L_2^V - R_V L_2^H + F_r^H L_3^V + F_r^V L_3^H - mg L_3^H - F_{SEA}^y B = I^c \alpha \quad (3.18)$$

Tem-se ainda que:

$$\tan(\varphi + \varphi') = \frac{F_{SEA}^x}{F_{SEA}^y} \quad (3.19)$$

$$L_2^V = L_2 \sin(\widehat{L}_2 + \psi) \quad (3.20)$$

$$L_2^H = L_2 \cos(\widehat{L}_2 + \psi) \quad (3.21)$$

$$L_3^V = L_3 \cos(\widehat{L}_3 - \psi) \quad (3.22)$$

$$L_3^H = L_3 \sin(\widehat{L}_3 - \psi) \quad (3.23)$$

Os parâmetros geométricos ficam definidos como o mostrado na Figura 49 e os valores fixos definidos pela **Tabela 7**.

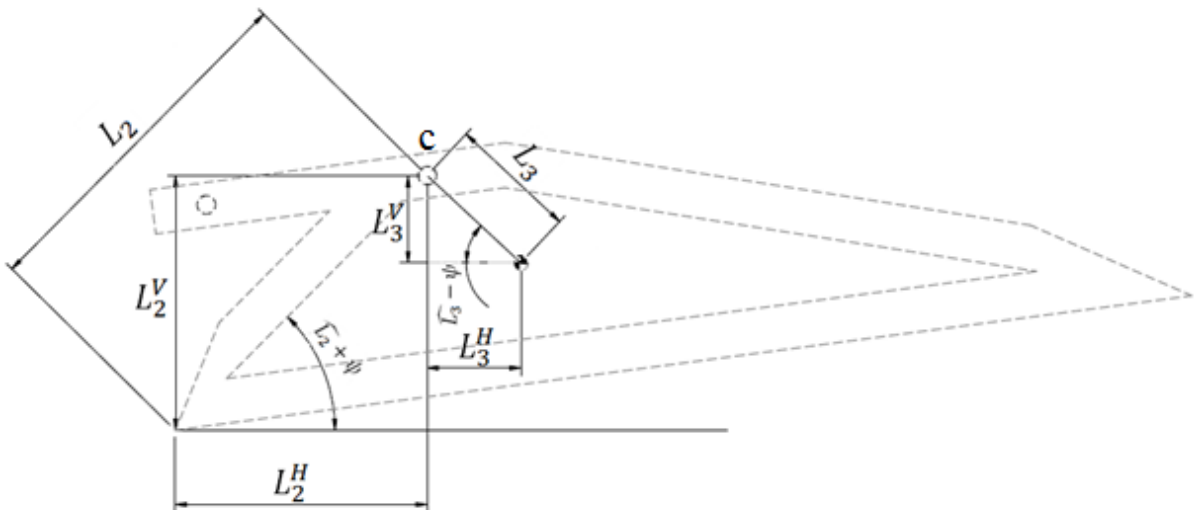


Figura 49: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.

Tabela 7: Parâmetros para cálculo cinético do "heel contact"

Parâmetro	Valor
m	0,464 kg
I^c	0,00097 kgm
g	9,81 m/s
L_2	96,46 mm
\widehat{L}_2	37,8°
L_3	53,75 mm
\widehat{L}_3	53,93°

Dessa forma, considerando-se os valores dados pelos testes com indivíduo normal e a geometria conhecida, temos os resultados:

Tabela 8: Resumo do resultado das forças para o "heel contact".

Força	Mínima [N]	Máxima [N]
F_{SEA}^x	-372,94	-18,01
F_{SEA}^y	-664,34	-40,58
F_{SEA}	-761,86	44,40
R_H	-86,14	-0,57
R_V	39,48	534,89

3.4.2 "FOOT FLAT"

Para esse período tem-se as seguintes equações de equilíbrio:

Na direção x:

$$\sum F^x = 0 \quad (3.24)$$

$$R_H + F_C^x - F_{SEA}^x = 0 \quad (3.25)$$

Na direção y:

$$\sum F^y = 0 \quad (3.26)$$

$$R_V - mg + F_c^y + F_{SEA}^y = 0 \quad (3.27)$$

E equilíbrio de momentos no ponto c:

$$R_H L_2^y - \frac{R_V}{2} L_2^{xheel} + \frac{R_V}{2} L_2^{xtoe} - mg L_3^x - F_{SEA}^y B = I^c \alpha \quad (3.28)$$

Sendo:

$$\tan(\varphi + \varphi') = \frac{F_{SEA}^x}{F_{SEA}^y} \quad (3.29)$$

A geometria fica definida na Figura 50 e os parâmetros na **Tabela 9**.

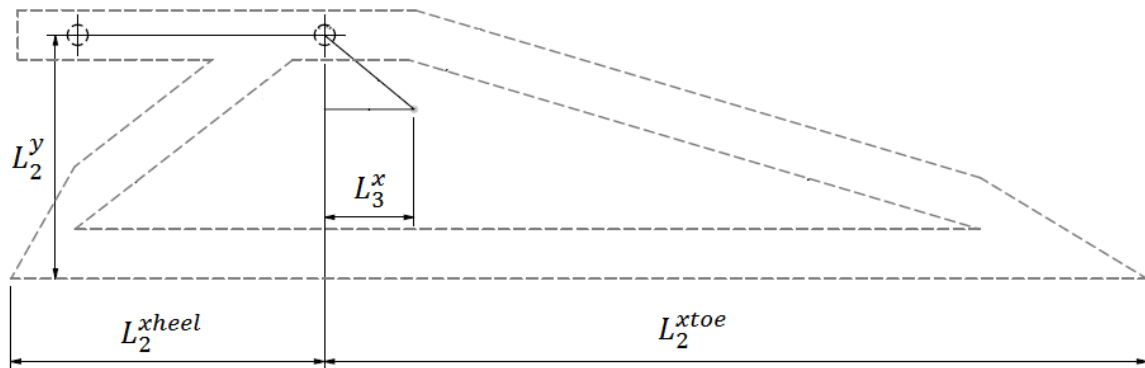


Figura 50: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.

Tabela 9: Parâmetros para cálculo cinético do "foot flat"

Parâmetro	Valor
m	0,464 kg
I^c	0,00097 kgm
g	9,81 m/s
L_2^y	59,12 mm
L_2^{xheel}	76,22 mm
L_2^{xtoe}	199,78 mm
L_3^y	42,43mm

Tem-se então como resultado os valores da Tabela 10:

Tabela 10: Resumo do resultado das forças para o "foot flat".

Força	Mínima [N]	Máxima [N]
F_{SEA}^x	190,98	363,56
F_{SEA}^y	486,51	788,75
F_{SEA}	558,00	862,21
R_H	-129,97	9,08
R_V	564,31	876,9

3.4.3 "HEEL OFF" AO "TOE OFF"

Esta é a região em que há maior esforço para o atuador. Tem-se as seguintes equações de equilíbrio:

Na direção x:

$$\sum F^x = F_r^x \quad (3.30)$$

$$R_H \cos \psi + R_V \sin \psi + mg \sin \psi + F_C^x - F_{SEA}^x = F_r^H \cos \psi - F_r^V \sin \psi \quad (3.31)$$

Na direção y:

$$\sum F^y = F_r^y \quad (3.32)$$

$$R_V \cos \psi + R_H \sin \psi - mg \cos \psi + F_c^y + F_{SEA}^y = F_r^V \cos \psi + F_r^H \sin \psi \quad (3.33)$$

E equilíbrio de momentos em torno do ponto c:

$$\sum T^c = I^c \alpha \quad (3.34)$$

$$R_H L_2^V + R_V L_2^H + F_r^H L_3^V + F_r^V L_3^H - mg L_3^H - F_{SEA}^y B = I^c \alpha \quad (3.35)$$

Tem-se ainda que:

$$\tan(\varphi + \varphi') = \frac{F_{SEA}^x}{F_{SEA}^y} \quad (3.36)$$

$$L_2^V = L_2 \sin(\widehat{L}_2 + |\psi|) \quad (3.37)$$

$$L_2^H = L_2 \cos(\widehat{L}_2 + |\psi|) \quad (3.38)$$

$$L_3^V = L_3 \sin(\widehat{L}_3 + |\psi|) \quad (3.39)$$

$$L_3^H = L_3 \cos(\widehat{L}_3 + |\psi|) \quad (3.40)$$

Os parâmetros geométricos ficam definidos como o mostrado na Figura 51 e os valores fixos definidos pela Tabela 11.

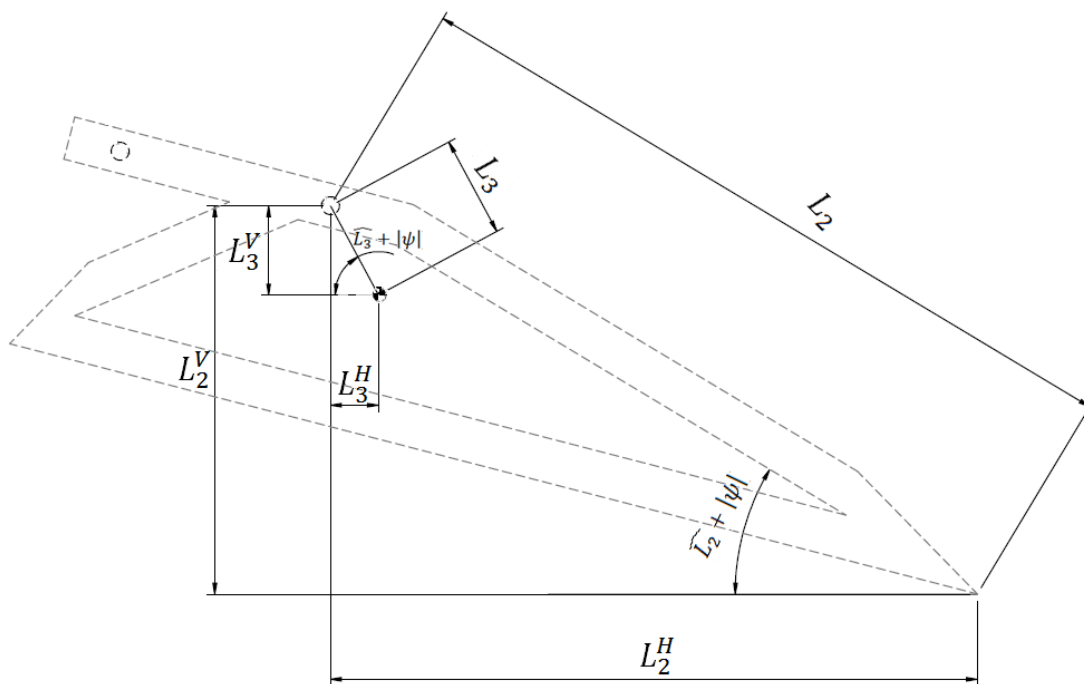


Figura 51: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.

Tabela 11: Parâmetros para cálculo cinético do "heel off" ao "toe off"

Parâmetro	Valor
m	0,464 kg
I^c	0,00097 kgm
g	9,81 m/s
L_2	208,34 mm
\widehat{L}_2	16,49°
L_3	53,75 mm
\widehat{L}_3	51,93°

E como resultado tem-se a **Tabela 12**

Tabela 12: Resumo do resultado das forças para do "heel off" ao "toe off"

Força	Mínima [N]	Máxima [N]
F_{SEA}^x	55,86	1004,31
F_{SEA}^y	61,28	2566,06
F_{SEA}	82,92	2720,02
R_H	-7	149,04
R_V	16,71	780,79

3.4.4 BALANÇO

Essencialmente nessa fase, o atuador é responsável por reposicionar o pé para o próximo "heel contact". As equações de equilíbrio são descritas abaixo.

Na direção x:

$$\sum F^x = F_r^x \quad (3.40)$$

$$mg \sin \psi + F_c^x - F_{SEA}^x = F_r^H \cos \psi - F_r^V \sin \psi \quad (3.41)$$

Na direção y:

$$\sum F^y = F_r^y \quad (3.42)$$

$$-mg \cos \psi + F_c^y + F_{SEA}^y = F_r^V \cos \psi + F_r^H \sin \psi \quad (3.43)$$

Para o equilíbrio dos momentos as equações ficam:

$$\sum T^c = I^c \alpha \quad (3.44)$$

$$F_r^H L_3^V + F_r^V L_3^H - mg L_3^H - F_{SEA}^y B = I^c \alpha \quad (3.45)$$

Sendo,

$$\tan(\varphi + \varphi') = \frac{F_{SEA}^x}{F_{SEA}^y} \quad (3.46)$$

$$L_3^V = L_3 \sin(\widehat{L}_3 + \psi) \quad (3.47)$$

$$L_3^H = L_3 \cos(\widehat{L}_3 + \psi) \quad (3.48)$$

A geometria usada é mostrada na Figura 52

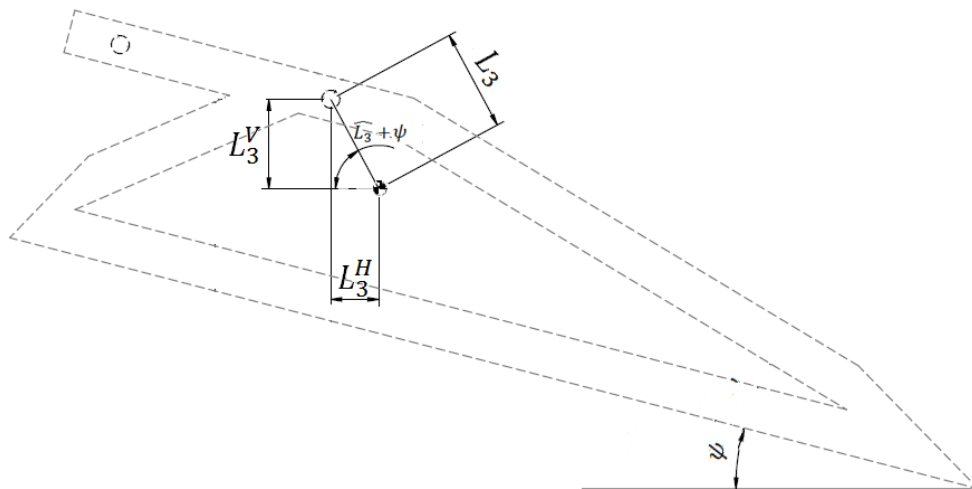


Figura 52: Definições de parâmetros geométricos para cálculo cinético.

Como resultado, temos a Tabela 13.

Tabela 13: Resumo do resultado das forças para o balanço

Força	Mínima [N]	Máxima [N]
F_{SEA}^x	-7,36	5,65
F_{SEA}^y	-16,74	6,19
F_{SEA}	-18,29	8,38

3.4.5 RESULTADOS CINÉTICOS

Como resultado, pode-se traçar o Gráfico 10 com a curva da força do atuador em função da porcentagem do avanço da marcha.

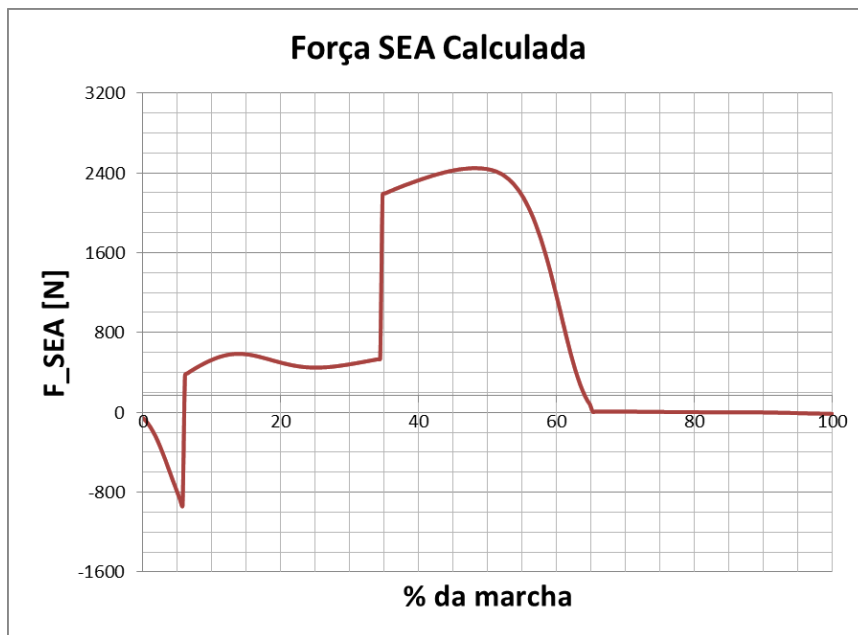


Gráfico 10: Força calculada para o SEA para ciclo de marcha.

Dessa forma, pôde-se também construir o Gráfico 11 com torque produzido na articulação do tornozelo devido a força do atuador pela equação:

$$T_{SEA} = BF_{SEA}^y \quad (3.49)$$

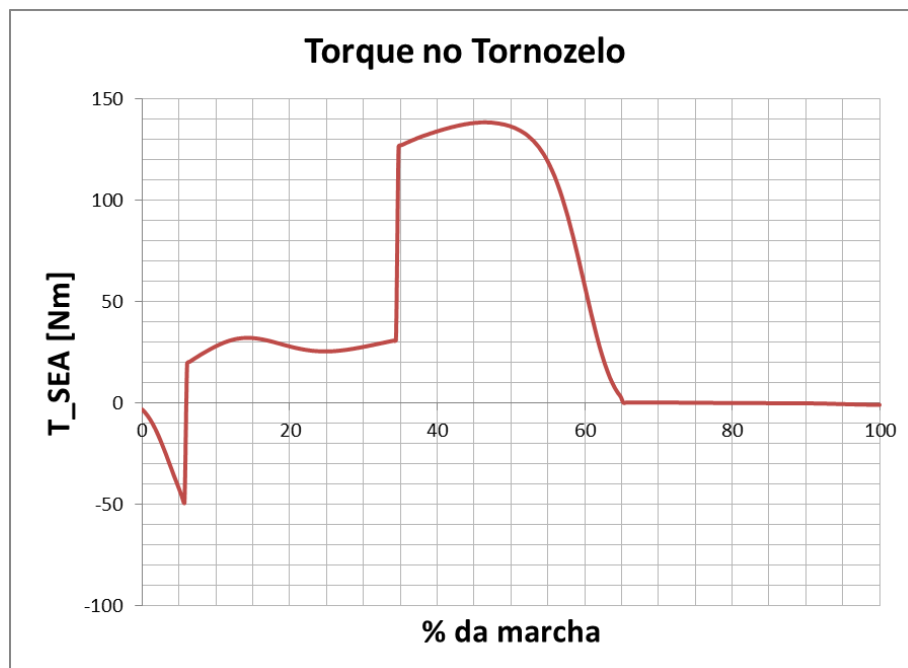


Gráfico 11: Torque calculado para o SEA para ciclo de marcha.

Também foi elaborado Gráfico 12 do torque produzido pela massa corporal.

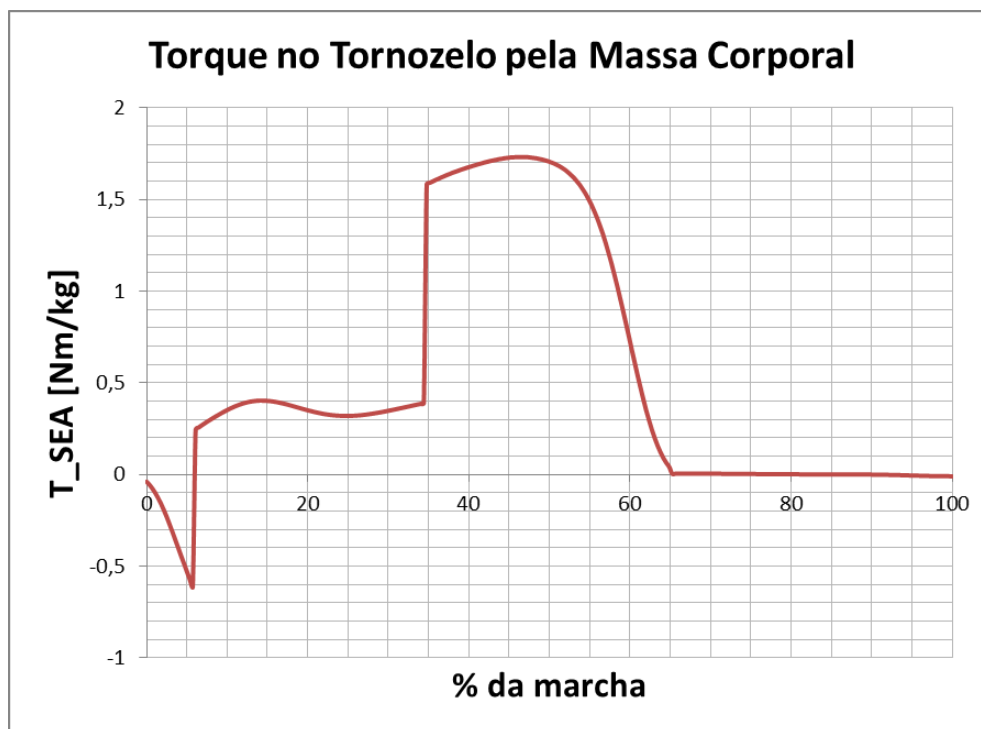


Gráfico 12: Torque calculado pela massa corporal para o SEA para ciclo de marcha.

Comparando-se o Gráfico 12 com a Figura 15 da revisão, nota-se que os cálculos produziram valores próximos do esperado para tornozelo normal. As diferenças na forma da curva se dão pelas mudanças abruptas do modelo do pé assumido para os cálculos. Essas mudanças podem ser nitidamente observadas pelas linhas verticais, tanto no gráfico da força quanto do torque, por volta de 5% e 35% do ciclo da marcha.

3.5 DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO DO TORNOZELO

O mecanismo foi desenvolvido pensando-se na funcionalidade do tornozelo, não na estética. Dessa forma, pretende-se que o tornozelo mecânico possa desempenhar funções próximas de um membro saudável. Como já explicado, a atuação se dá apenas no plano sagital, pois os torques atuantes nesse plano são significativamente maiores que os atuantes nos planos horizontal e frontal. A articulação artificial é composta por um atuador elástico em série (SEA), por um pé de fibra de carbono e elementos estruturais e de ligação.

O SEA é responsável por dar energia ao sistema, aplicando força no tornozelo, além de absorver o impacto no “heel contact”. O pé de carbono também é responsável por absorver impacto

nessa mesma fase da marcha e por transferir a força do atuador para o chão. Esses dois são os elementos mais importantes do mecanismo.

Para o dimensionamento do SEA, foram levadas em consideração as análises cinemáticas e cinéticas apresentadas anteriormente. Com elas é possível saber a força que o atuador deve exercer. A partir das forças conhecidas o fuso e castanha, polias de transmissão e o motor elétrico são selecionados. Após a seleção, a mola foi dimensionada, para atender os requisitos de força. A estrutura do tornozelo foi projetada, de forma a manter as relações necessárias para as análises cinemáticas e cinéticas, feitas anteriormente e não modificar as forças atuantes pelo atuador.

As forças que o SEA deve executar para imitar as forças geradas por um tornozelo saudável são muito grandes, pois exigem motor elétrico com potência alta, cerca de 380 W, no ponto que mais exige potência do atuador. Por esse motivo, decidiu-se por limitar a força máxima que o atuador pode oferecer. Ao invés de um pico máximo de 2720 N, foi utilizada a magnitude máxima de 900 N. Assim, foi construído um novo gráfico com essa magnitude menor e com a modificação sendo aplicada apenas entre “heel off” e o “toe off”. O Gráfico 13 mostra a comparação entre os dois casos, enquanto o Gráfico 14 mostra o comportamento da força modificada.

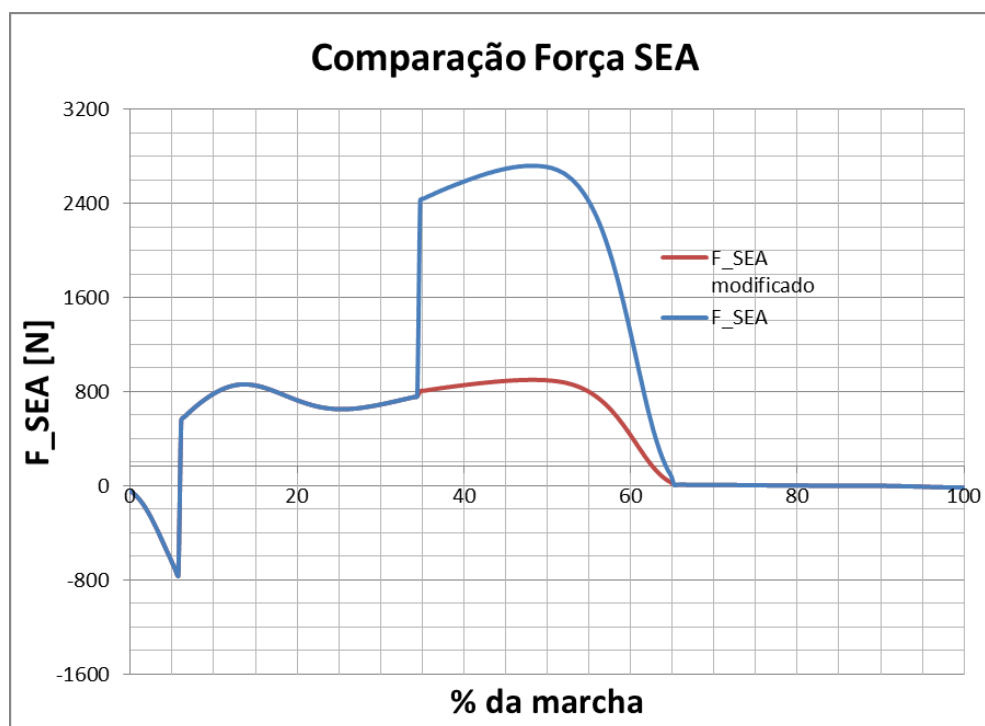


Gráfico 13: Comparação entre a força calculada para o SEA e a modificada, que é usada no dimensionamento do mecanismo.

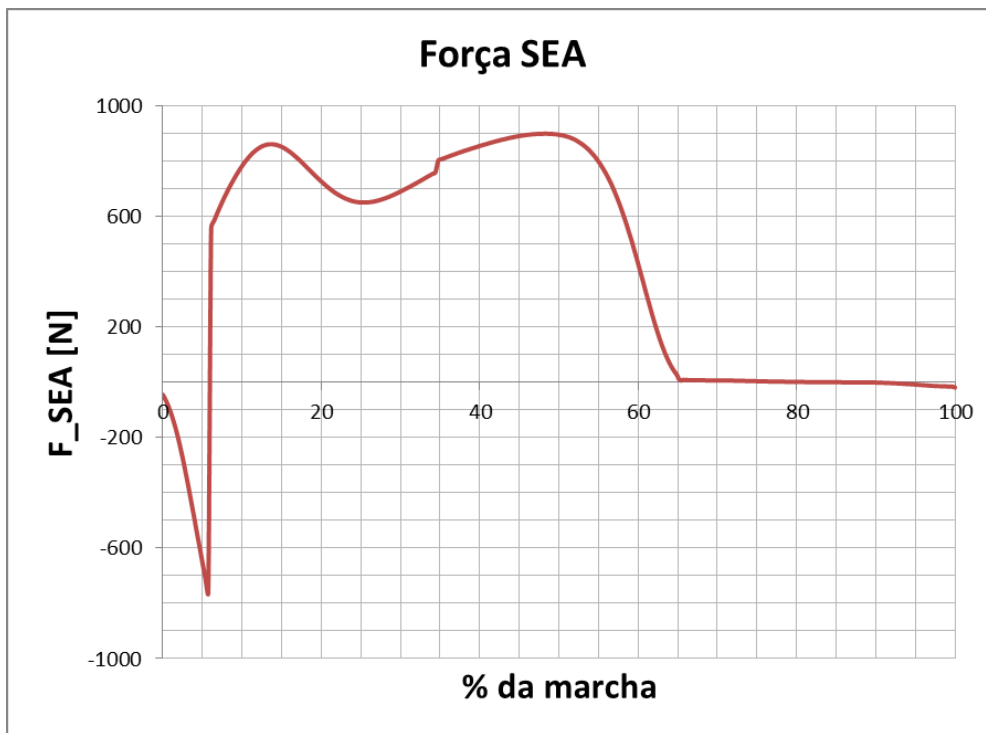


Gráfico 14: Comportamento da força modificada usada no dimensionamento do SEA.

Pode-se observar que a queda na força que o tornozelo executará será muito grande, porém torna a execução de um protótipo mais viável e isso significaria um primeiro protótipo funcional de tornozelo mecânico para o laboratório.

Os novos gráficos de torque e potência ficam da forma mostrada nos Gráficos 15, 16, 17 e 18 e a **Tabela 14** resume os valores máximos antes e depois da modificação.

Tabela 14: Comparação entre os resultados calculados e os modificados.

Parâmetro	Calculado	Modificado
F_{SEA} [N]	2720,02	900
T_{SEA} [Nm]	153,96	50
T_{SEA} [Nm/kg]	1,92	0,64
P [W]	357,49	118,29
P [W/kg]	4,47	1,48

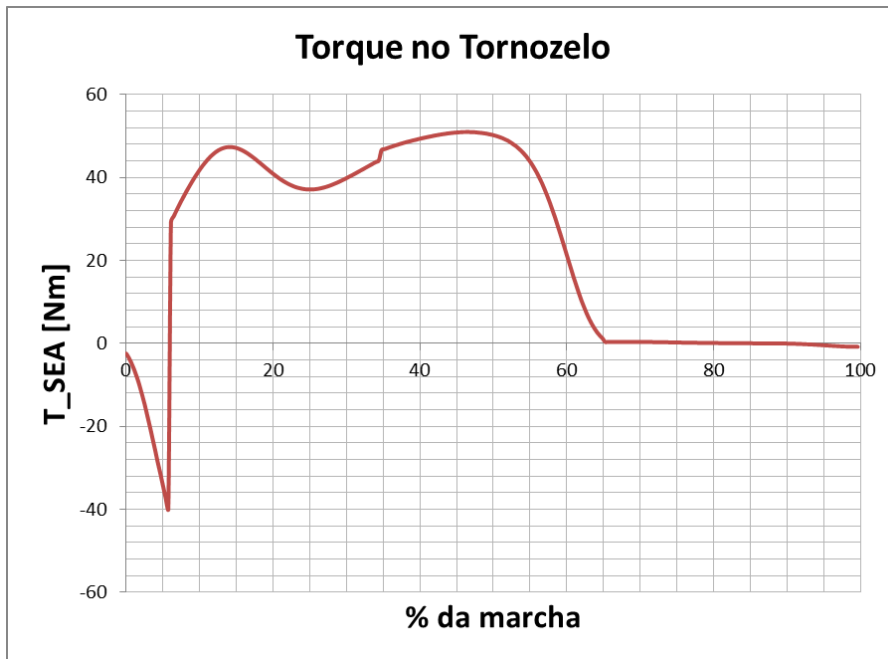


Gráfico 15: Torque modificado, usado no dimensionamento do SEA.

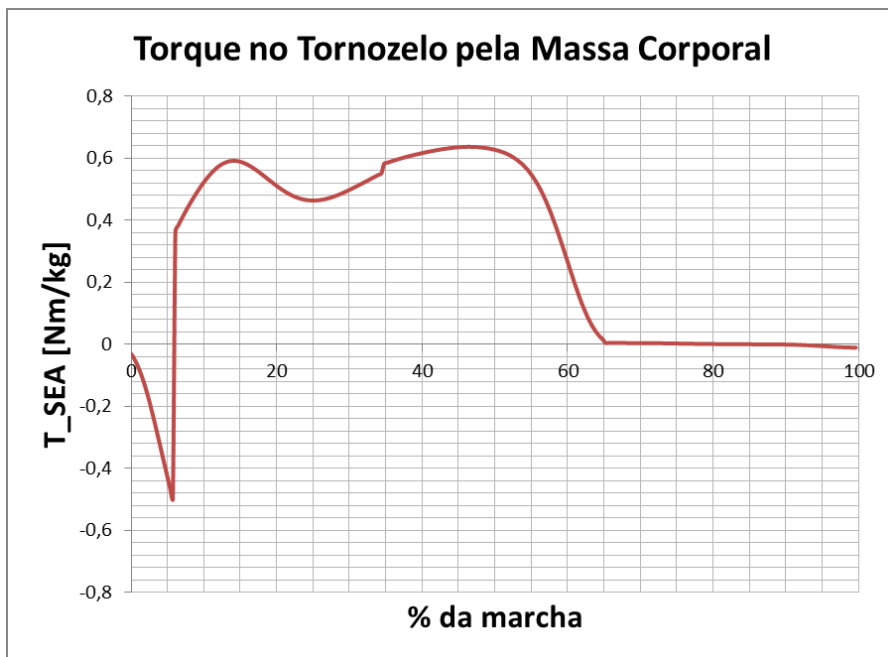


Gráfico 16: Torque modificado pela massa corporal.

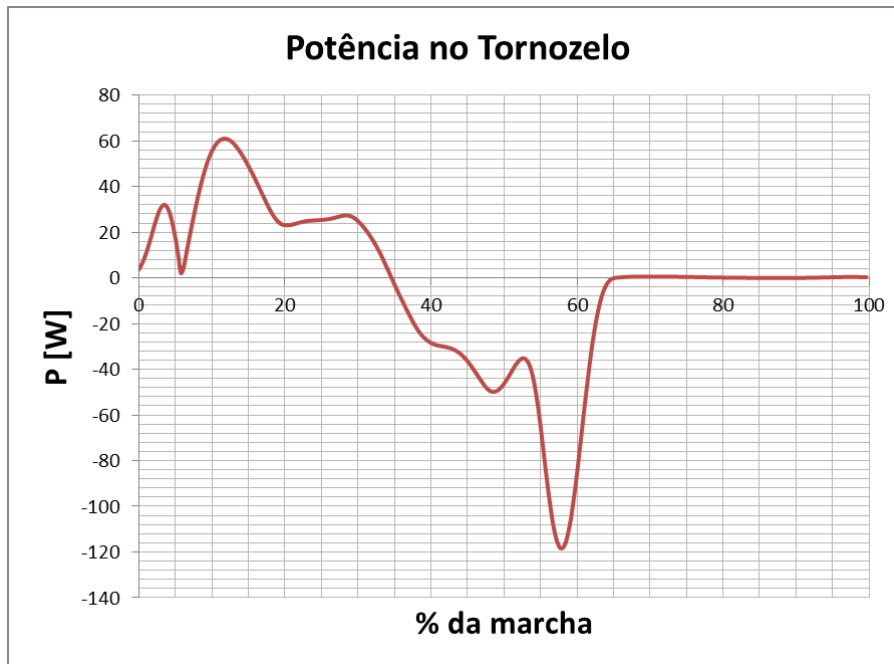


Gráfico 17: Potência no tornozelo.

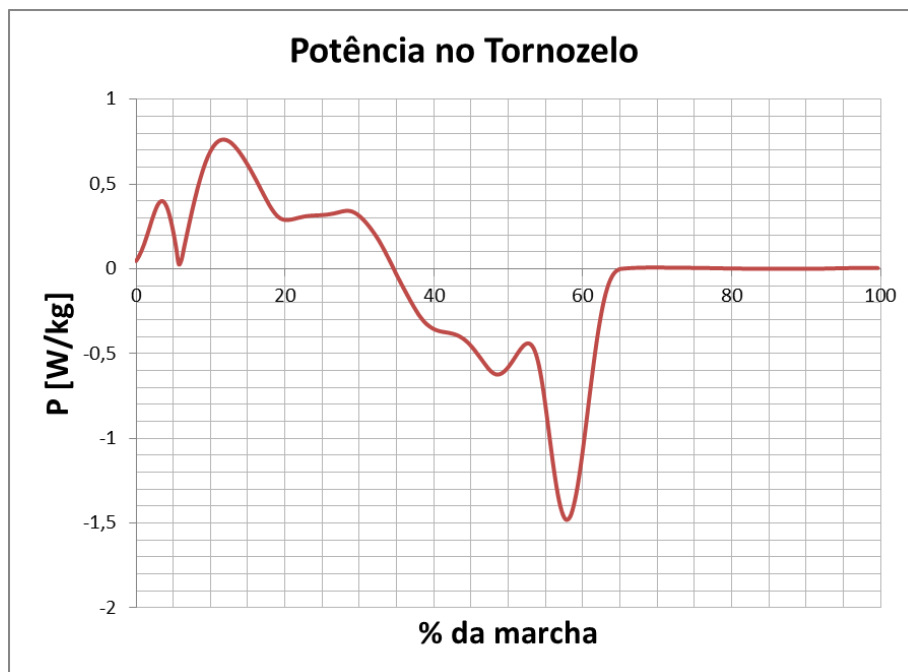


Gráfico 18: Potência no tornozelo pela massa corporal.

3.5.1 SELEÇÃO DO FUSO E CASTANHA

Para selecionar um fuso e castanha, foram considerados o diâmetro do fuso, o passo, tamanho máximo permitido e carga máxima permitida. Para tanto, o catálogo da SKF para “ball screw”[27] foi utilizado como referência.

O diâmetro tanto do fuso quanto da castanha deve ser pequeno. Para o equipamento, o fuso deve manter maior rotação, para que o torque no motor possa ser reduzido. Dessa forma, foi selecionado o fuso da classe “SD miniature screw” cujos dados encontram-se nas Tabelas 15 e 16 e a Figura 53 mostra a geometria do fuso e castanha escolhidos.

Tabela 15: Dados do fuso escolhido.

Modelo	Diâmetro Nominal (d_0)	Passo (p_h)	Carga Dinâmica	Massa Castanha (m_c)	Densidade Linear Fuso	Comprimento Total l
SD 8x2,5 R	8 mm	2,5 mm	2,2 kN	0,025 kg	0,32 kg/m	175 mm

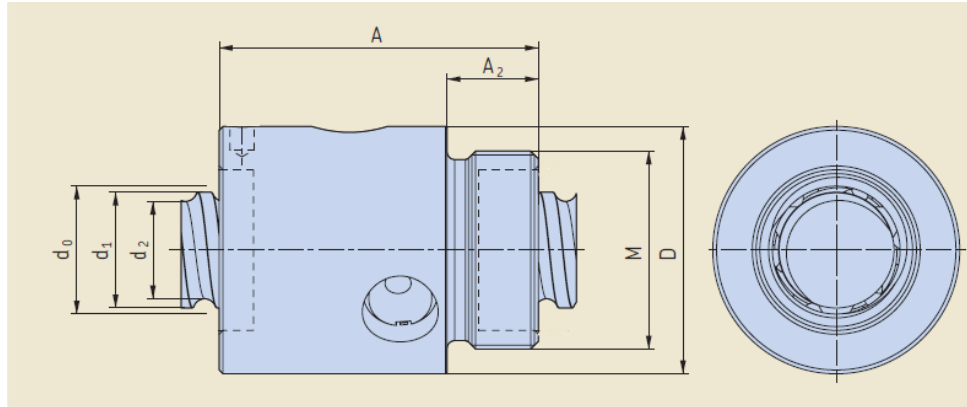


Figura 53: Desenho esquemático para a castanha selecionada. Adaptada de [27].

Tabela 16: Dados geométricos da castanha selecionada.

d_2	d_1	D	M	A
6,3 mm	7,6 mm	17,5 mm	M15x1	30 mm

A Figura 54 mostra o tipo de ponta usinada nas extremidades do fuso, para encaixe dos rolamentos e da estrutura. Foram escolhidos dois tipos: 2 e 5. O tipo 2 ficará montado na parte superior do mecanismo, para ser encaixado na polia, enquanto o tipo 5 será montado na parte inferior,

ficando simplesmente apoiado em um rolamento. A Tabela 17 mostra os valores geométricos para o tipo de ponta.

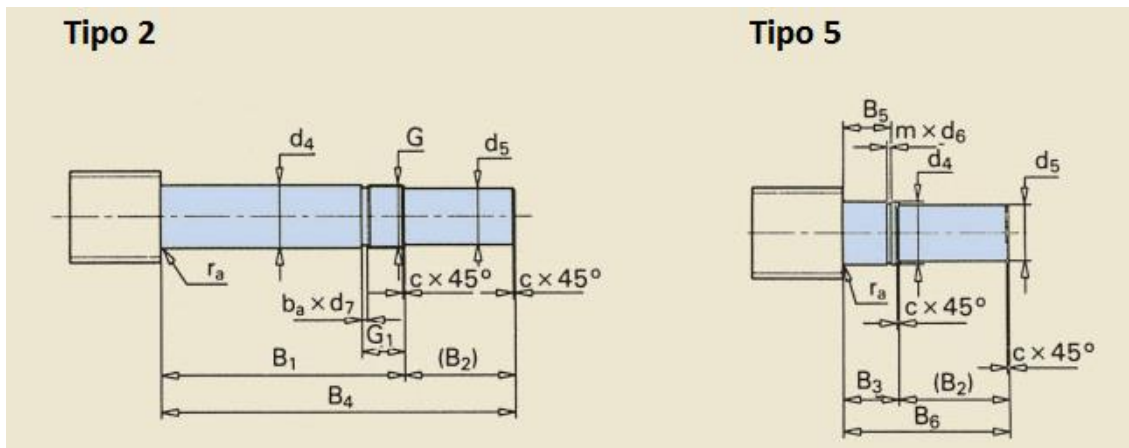


Figura 54: Tipo de ponta do fuso. Adaptado de [27].

Tabela 17: Parâmetros geométricos para o tipo de ponta do fuso.

Parâmetro	d ₅	d ₄	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	G
Valor [mm]	4	5	24	12	7	36	5,6	19	M5x0,7
Parâmetro	G ₁	m	d ₆	c	b _a	d ₇	r _a		
Valor [mm]	7	0,7	4,8	0,5	1,2	3,7	0,3		

Considerando-se esse modelo e as equações descritas no catálogo [27], podem ser calculados parâmetros para saber se o fuso escolhido atende aos requisitos de segurança de velocidade angular e linear críticas e força para flambagem. Para velocidade angular crítica:

$$n_{cr} = \frac{490 * 10^5 f_1 d_2}{l^2} \quad (3.50)$$

Sendo, valor de f_1 , retirado do catálogo [27] para fuso fixo em uma extremidade e apoiado na outra, e d_2 e l valores da Tabela 17.

$$f_1 = 3,8 \quad (3.51)$$

$$n_{cr} = 38304 \text{ [rpm]} \quad (3.52)$$

Com $n_{m\acute{a}x}$ sendo a máxima rotação do fuso, calculada a partir da equação (3.53).

$$n_{m\acute{a}x} = \frac{v_{m\acute{a}x}}{p_h/1000} \quad (3.53)$$

Onde $v_{m\acute{a}x}$ é a velocidade linear máxima requerida, com valor de 0,2052 m/s. Assim,

$$n_{m\acute{a}x} = 82,08 \text{ [rps]} \quad (3.54)$$

Ou

$$n_{m\acute{a}x} = 4924,8 \text{ [rpm]} \quad (3.55)$$

Assim,

$$n_{m\acute{a}x} < n_{cr} \quad (3.56)$$

Atendendo aos requisitos de velocidade crítica.

A velocidade linear máxima permitida é descrita como a equação (3.57):

$$n_{m\acute{a}x}d_0 < 50000 \quad (3.57)$$

Com valor d_0 da Tabela 17, pode-se ver que o requisito de velocidade linear é atendido.

$$n_{m\acute{a}x}d_0 = 39398 < 50000 \quad (3.58)$$

Já a força para flambagem do fuso é dada pela equação, retirada do catálogo [27]. O termo f_3 é também retirado de [27] para fuso com extremidade fixa e outra apoiada e tem valor de:

$$F_l = \frac{34000f_1d_2^4}{l^2} \quad (3.59)$$

$$f_1 = 3,8 \quad (3.60)$$

Resolvendo a equação (3.59), tem-se:

$$F_l = 4372 \text{ N} \quad (3.61)$$

Como,

$$F_{SEA}^{m\acute{a}ximo} = 900 < F_l = 4372 \text{ N} \quad (3.62)$$

A condição de flambagem é satisfeita.

Com os requisitos de segurança satisfeitos, pode-se calcular a eficiência do dispositivo, rotação do fuso, bem como a potência requerida. A eficiência do dispositivo é calculada para duas situações distintas (Figura 55), sendo a eficiência direta dada pela equação (3.63) e a indireta pela equação (3.64).

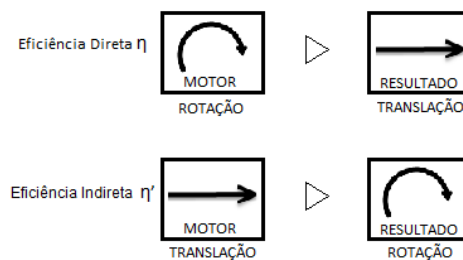


Figura 55: Eficiência direta  usada quando se transforma movimento de rotação em movimento linear e a eficiência indireta  usada para o movimento oposto.

$$\eta = \frac{1}{1 + \pi \frac{d_0}{p_h} \mu} \quad (3.63)$$

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta} \quad (3.64)$$

μ é o coeficiente de atrito entre o fuso e a castanha, e seu valor é dado, para fuso do tipo SD:

$$\mu = 0,006 \quad (3.65)$$

Substituindo os valores conhecidos para d_0 e p_h , têm-se os resultados para as eficiências.

$$\eta = 0,9431 \quad (3.66)$$

$$\eta' = 0,9397 \quad (3.67)$$

Existe um termo chamado de torque de restrição (T_b), do qual é o torque necessário no fuso para impedir a rotação do fuso, ao se aplicar carga linearmente na castanha. Para encontrar essa variável utiliza-se a equação (3.68), retirada do catálogo da SKF [27].

$$T_b = \frac{F_{SEA}^{m\acute{a}x} \cdot p_h \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi} \quad (3.68)$$

Como os parâmetros são conhecidos, T_b fica:

$$T_b = 0,34 \text{ Nm} \quad (3.69)$$

A velocidade de rotação do fuso é calculada pela equação (3.70), com v [m/s] calculado anteriormente e p_h [mm] da Tabela 16. O resultado é apresentado no Gráfico 19, onde os valores negativos indicam flexão plantar e valores positivos indicam dorsiflexão.

$$n_{fuso} = \frac{v}{p_h/1000} \text{ [rps]} \quad (3.70)$$

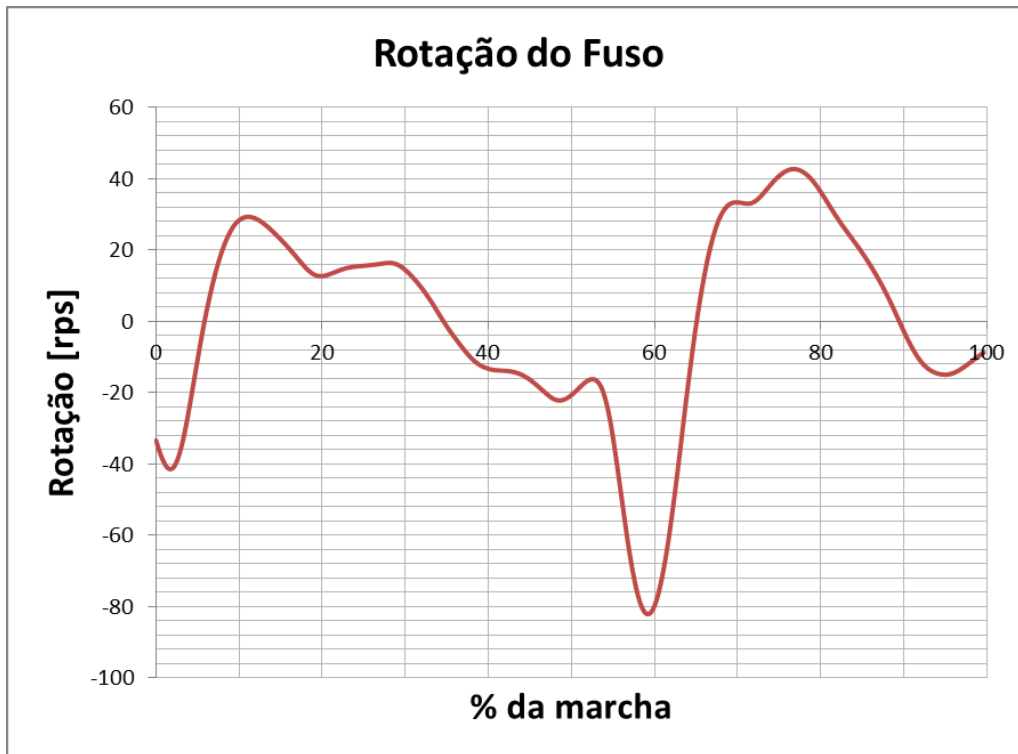


Gráfico 19: Rotação necessária para o fuso ao longo do ciclo de marcha.

A potência do fuso é calculada pela equação (3.71). O Gráfico 20 mostra o comportamento dessa potência em função do avanço da marcha e a Tabela 18 apresenta os valores máximos e mínimos.

$$P_{fuso} = \frac{F_{SEA}v}{\eta} \quad (3.71)$$

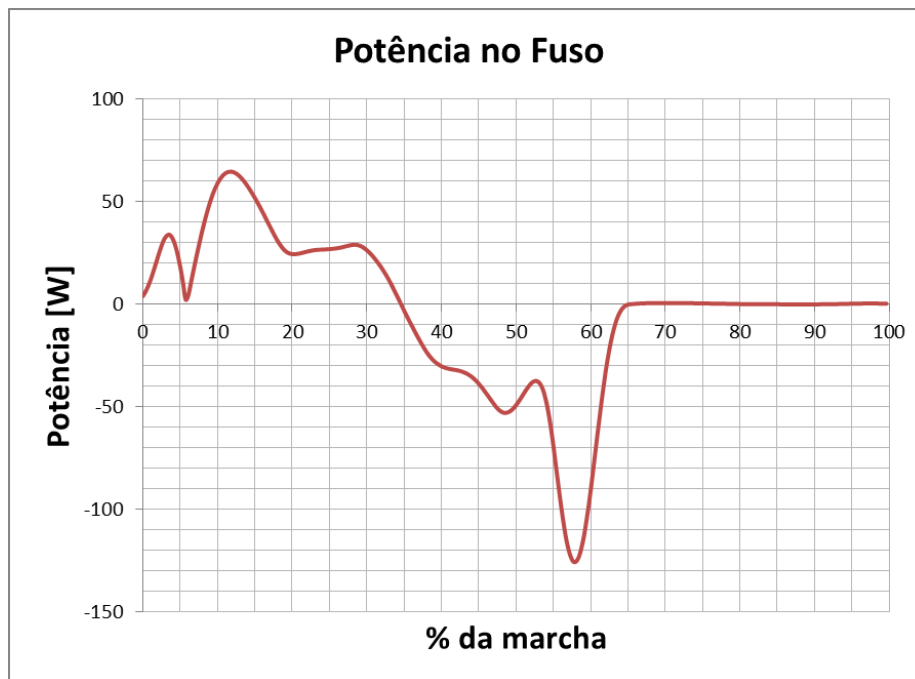


Gráfico 20: Potência necessária no fuso ao longo do ciclo de marcha.

Tabela 18: Potência máxima e mínima necessária no fuso.

	Mínimo	Máximo
Potência no Fuso [W]	-125,42	64,68

3.5.2 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS

A seleção dos rolamentos foi realizada a partir dos parâmetros geométricos do fuso selecionado e das cargas atuantes. O rolamento deve então ter diâmetro interno $d = 5 \text{ mm}$ que é o diâmetro nominal do acabamento do fuso. Para esse diâmetro foi escolhido o tipo “double row deep groove ball bearing”, ou rolamento com duas carreiras de esferas, devido às condições de montagem recomendadas e a capacidade de suportar carga axial, pouco mais alta do que de outros modelos.

Os cálculos de carga equivalente foram realizados pela calculadora virtual da SKF [29], com carregamento puramente axial de 900 N, como mostrado na Figura 56, para um rolamento “double row deep groove ball bearing”, modelo NATR5. A Figura 57 ilustra as principais dimensões do modelo escolhido e a Tabela 19 resume os dados relevantes.

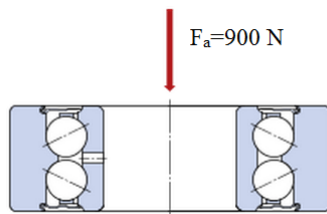


Figura 56: Carregamento do rolamento. Adaptado de [29].

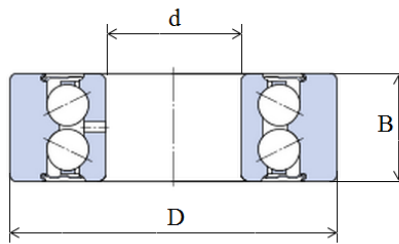


Figura 57: Principais dimensões para rolamento selecionado. Adaptado de [29].

Tabela 19: Principais dados do rolamento selecionado.

Parâmetro	Valor
Diâmetro Externo (D)	16 mm
Diâmetro Interno (d)	5 mm
Largura (B)	12 mm
Carga Dinâmica Equivalente Permitida(C)	3,14 kN
Carga Dinâmica Equivalente Calculada	2,07 kN
Carga Estática (C ₀)	3,2 kN

Pela recomendação da SKF, o carregamento puramente axial não deve passar de $0,5C_0$, para o rolamento selecionado, pois isso diminui significativamente a vida do rolamento. Porém, nesse caso, a carga axial não supera $0,5C_0$ (1,6 kN). Portanto, esse rolamento de dupla carreira de esferas satisfaz as condições de carregamento.

3.5.3 SELEÇÃO DA POLIA E CORREIA

A polia é utilizada para transferir o torque, necessário para acionar o mecanismo, do motor para o fuso. Sua configuração é mostrada no esquema da Figura 58. A polia 1 se encontra fixa no motor e a polia 2 fixa no fuso.

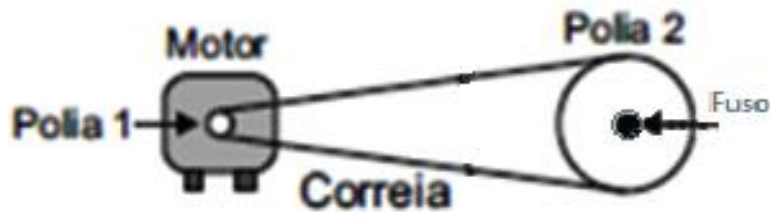


Figura 58: Esquema do posicionamento da polia.

A redução escolhida foi de 3:1, pois apresenta resultado satisfatório para as condições requeridas de uso, como mostrado na seção 3.5.4. Tendo em vista a menor dimensão, foram escolhidas polias sincronizadoras tipo MXL 025, sendo a polia 1 10 MXL 025 e a polia 2 30 MXL 025. A Figura 59 apresenta as polias e a **Tabela 20** resume seus dados principais.

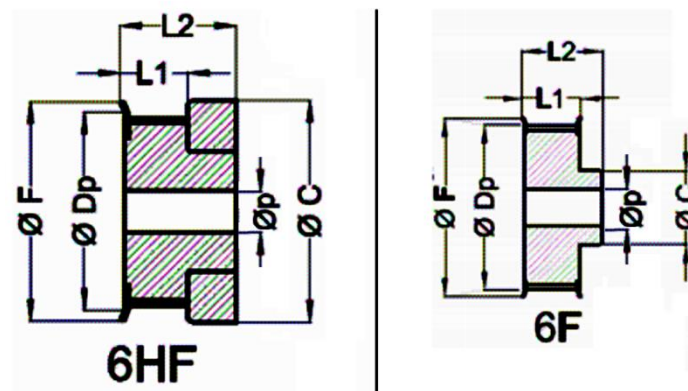


Figura 59: Principais dados geométricos da polia selecionada. Adaptado de [29]

Tabela 20: Resumo dos dados das polias selecionadas.

Polia	1	2
Referência	10 MXL 025	30 MXL 025
Tipo	6HF	6F
Massa, m_p [g]	1	22
Passo [mm]	2,032	
Largura [mm]	6,35	
N° de dentes	10	30
ϕD_p [mm]	6,47	19,40
ϕF [mm]	10,79	24
ϕP mínimo [mm]	3	6
ϕP máximo [mm]	3	8
ϕC [mm]	10,80	13,90
L1 [mm]	7,30	9,90
L2 [mm]	14,4	17,40

Para esse tipo polia, é usada a correia 440MXL 025, a Tabela 21 resume suas características.

Tabela 21: Dados da correia selecionada

Correia	440 MXL 025
Passo [mm]	2,032
Largura [mm]	6,35
N° de dentes	55

3.5.4 SELEÇÃO DO MOTOR

A seleção do motor é feita baseada no cálculo de três variáveis: potência (P_{motor}), torque requerido (T_{motor}) e rotação (n_{motor}). Para a potência, utiliza-se a equação (3.73) sendo η_{polia} a eficiência da polia, que para o caso, é de 0,98.

$$P_{motor} = \frac{P_{fuso}}{\eta_{polia}} \quad (3.72)$$

Dessa maneira, pode-se traçar o Gráfico 21 de potência do motor, bem como encontrar seus valores máximo e mínimo, resumidos na Tabela 22. Essa potência é considerada, como o pior caso para o motor, uma vez que essa potência é diminuída pela utilização das molas. Por exemplo, no “heel contact” o motor não precisa ser acionado com o uso das molas, como mostrado mais adiante.

Tabela 22: Valores máximo e mínimo para potência necessária no motor.

	Mínimo	Máximo
P_{motor} [W]	-127,98	66

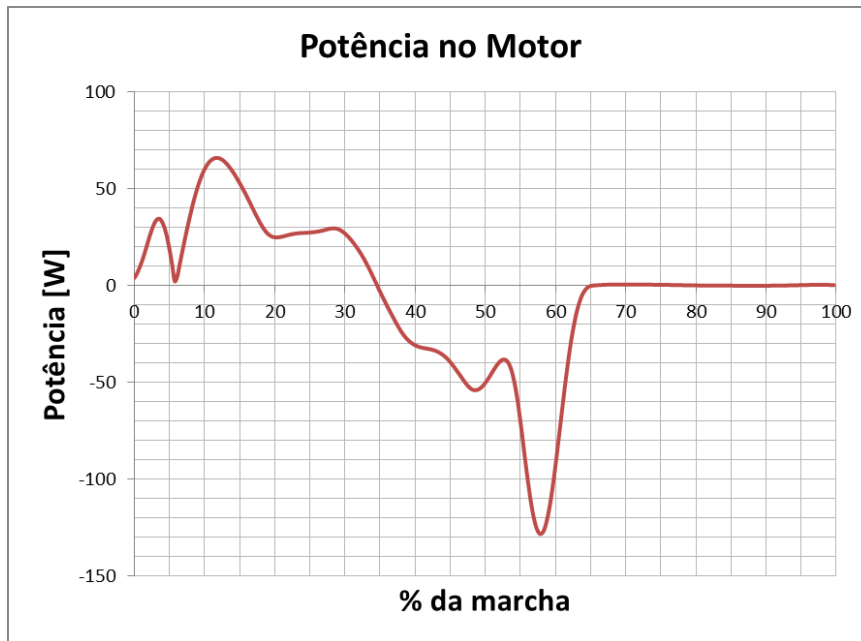


Gráfico 21: Potência necessária no motor ao longo do ciclo da marcha.

Já a rotação se dá pela equação (3.73), que leva em consideração a redução da rotação exercida pelas polias e a rotação do fuso. A rotação máxima e a mínima estão na Tabela 23, enquanto o comportamento dela é visto no Gráfico 22. A rotação negativa indica flexão plantar e a positiva indica dorsiflexão.

$$n_{motor} = \frac{N_{polia2}}{N_{polia1}} n_{fuso} \quad (3.73)$$

Tabela 23: Valores máximo e mínimo para rotação do motor.

	Mínimo	Máximo
n_{motor} [rps]	246,23	128,11

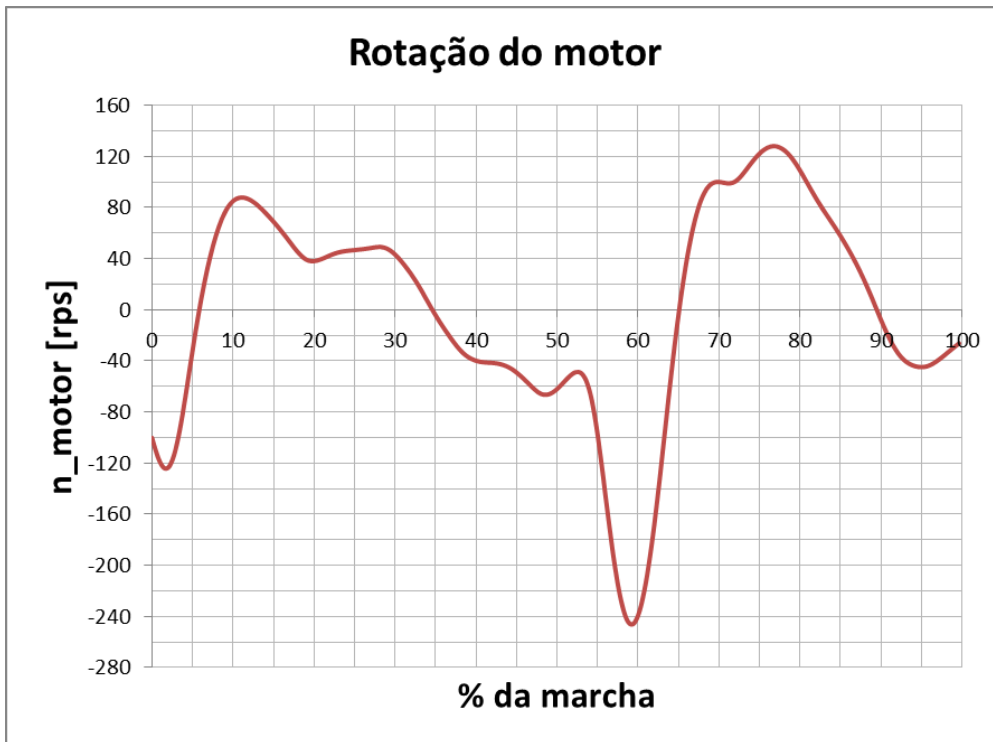


Gráfico 22: Rotação necessária para o motor ao longo do ciclo de marcha.

O cálculo do torque do motor é efetuado pela equação, da qual se leva em consideração a potência requerida no motor e a rotação dele. Como nos casos anteriores, a Tabela 24 resume os máximos e mínimos e o Gráfico 23 apresenta o comportamento em função do ciclo de marcha.

$$T_{motor} = \frac{P_{motor}}{n_{motor}} \quad (3.74)$$

Tabela 24: Valores máximo e mínimo para o torque necessário no motor.

	Mínimo	Máximo
T_{motor} [Nm]	-0,687	0,811

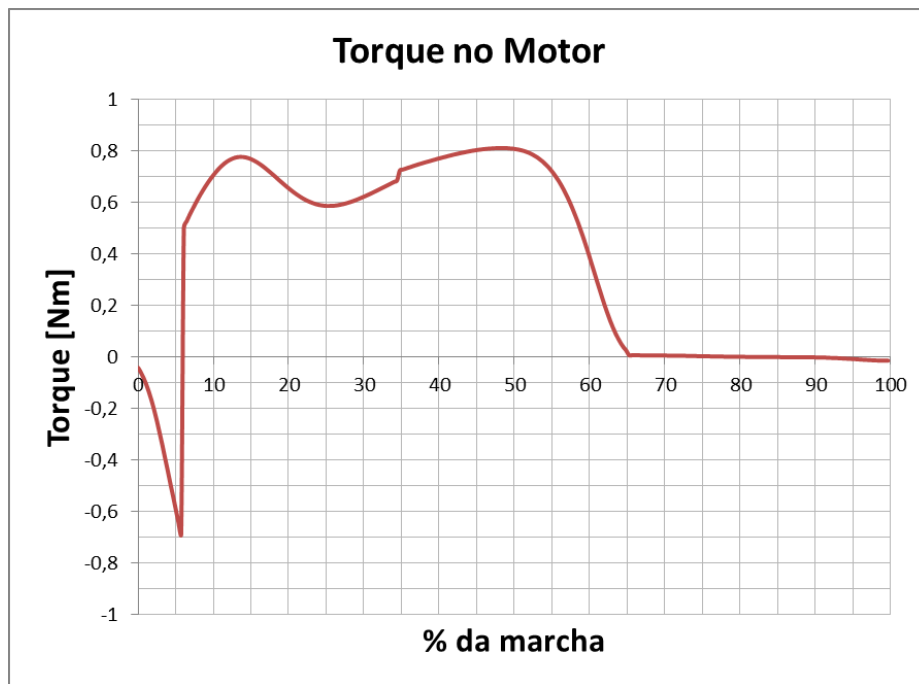


Gráfico 23: Torque do motor ao longo do ciclo de marcha.

A partir desses dados calculados é possível selecionar um motor que atenda as especificações necessárias para o funcionamento do mecanismo.

Tabela 25: Valores necessários para seleção do motor.

Parâmetro	Valor Máximo Requerido
Potência	127,8 W
Torque	0,811 Nm
Rotação	14773,8 rpm

Portanto, foi escolhido o motor EC-4pole 30 da Maxon Motors, cujo desenho é mostrado na Figura 60 e suas especificações resumidas na Tabela 26.



Figura 60: Motor da Maxon Motors, EC-4pole 30. Retirado de [30]

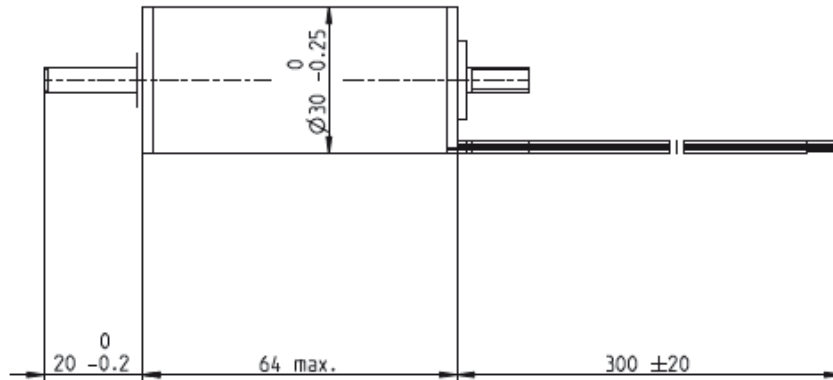


Figura 61: Principais dimensões do motor selecionado. Adaptado de [31].

Tabela 26: Resumo das principais características do motor selecionado, retiradas do catálogo [31].

Parâmetro	Valor
Potência Nominal	200 W
Voltagem Nominal	24 V
Rotação Nominal	15900 rpm
Torque Nominal (contínuo)	0,135 Nm
“Stall” Torque	3,22 Nm
Massa	300 g

Como última etapa para a seleção do motor está a seleção de um freio, para que o motor não gire e a castanha possa permanecer imóvel, mesmo com o mecanismo recebendo ação de uma força. Como o visto na seleção do fuso, existe o torque de restrição (T_b), necessário para evitar o movimento de rotação do fuso, quando há carregamento externo linear. Considerando-se a redução de 3:1 na polia, no sentido motor fuso, o torque de restrição no motor (T_b^{motor}) deve ser 3 vezes menor, ou seja,

$$T_b^{motor} = 0,11 Nm \quad (3.74)$$

O fabricante do motor elétrico selecionado fornece um modelo de freio próprio para o motor e que fornece torque suficiente para impedir o movimento do fuso. Esse freio funciona com ímãs permanentes e atua quando não há corrente no motor, dessa forma, mantendo o dispositivo parado quando o motor não está atuando. As principais características desse freio estão descritas na Tabela 27 e a Figura 62 ilustra o freio selecionado.



Figura 62: Freio de imã permanente selecionado. Retirado de [30].

Tabela 27: Principais características do freio selecionado.

Parâmetro	Valor/Descrição
Modelo	AB 20
Voltagem	24 V
Torque Estático, T_b^{motor}	0,1 Nm
Massa, m_{freio}	29 g

3.5.5 DIMENSIONAMENTO DA MOLA

O dimensionamento das molas foi feito, baseado na metodologia apresentada por Shigley [32], incluídas as equações e tabelas de materiais. A partir dessa metodologia foi criada uma rotina no software MATLAB (ANEXO 1 ROTINA PARA CÁLCULO DA MOLA) a fim de ser possível fazer iterações com diferentes parâmetros e escolher uma mola mais apropriada. Os parâmetros iniciais assumidos foram: diâmetro interno, força máxima, constante elástica e tipo de extremidade mola. As 4 molas foram dimensionadas com os mesmos parâmetros, assumindo-se valores iguais para todas.

A escolha do diâmetro interno (D_i) foi baseada apenas no diâmetro externo das guias ($D_{externo}^{guia}$), que o SEA se deslocará, sendo o diâmetro externo dessas guias menor que o diâmetro interno das molas.

$$D_i > D_{externo}^{guia} \quad (3.75)$$

Assim, foi assumido

$$D_{externo}^{guia} = 10 \text{ mm} \quad (3.76)$$

e

$$D_i = 16 \text{ mm} \quad (3.77)$$

Valores que satisfazem a desigualdade (3.75)

A força máxima atuando sobre as molas ($F_{mola}^{m\acute{a}x}$) deve ser igual a metade da força máxima atuante sobre o SEA, pois há duas molas em paralelo atuando simultaneamente no dispositivo.

$$F_{mola}^{m\acute{a}x} = \frac{F_{SEA}^{m\acute{a}x}}{2} \quad (3.78)$$

Como,

$$F_{SEA}^{m\acute{a}x} = 900 \text{ N} \quad (3.79)$$

A força utilizada no dimensionamento das molas foi:

$$F_{mola}^{m\acute{a}x} = 450 \text{ N} \quad (3.80)$$

Para a escolha da constante elástica, foi levado em consideração principalmente o funcionamento do mecanismo, conforme está explicado em uma seção adiante. Na etapa do “heel contact” o atuador deve agir como uma mola linear e, portanto, ela deve ser comprimida sem que a castanha seja movida. Assim, a variação no comprimento do atuador (ΔL) deve ser igual ao deslocamento da mola (Δx) e a força para esse deslocamento deve ser igual a força do atuador nessa etapa da marcha, como mostrado nas equações (3.81) e (3.82).

$$\Delta L = \Delta x \quad (3.81)$$

$$F_{mola} = F_{SEA}^{heel} \quad (3.82)$$

$$F_{mola} = k\Delta x \quad (3.83)$$

A variação do comprimento do atuador para o “heel contact”, de acordo com os cálculos feitos anteriormente é:

$$\Delta L = 4,76 \text{ mm} \quad (3.84)$$

Dessa forma, a constante elástica fica:

$$k_s = \frac{761,86}{4,87} [N/mm] \quad (3.85)$$

$$k_s = 156,44 [N/mm] \quad (3.86)$$

Mas como há duas molas em paralelo, a constante elástica (k) para cada uma fica:

$$k = 78,22 [N/mm] \quad (3.87)$$

A extremidade da mola foi escolhida de forma a melhor se encaixar no mecanismo, dessa maneira as molas têm extremidade do tipo esquadrada e esmerilhada, como mostrado na Figura 63.

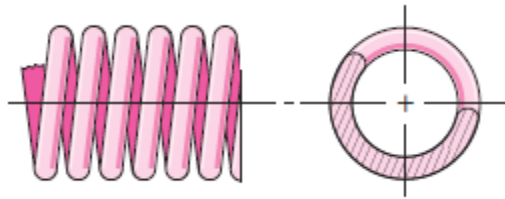


Figura 63: Esquema da extremidade esquadrada e esmerilhada. Retirado de [32]

3.5.5.1 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Os diâmetros médio (D) e externo (D_e) da mola são descritos por:

$$D = D_i + d [mm] \quad (3.88)$$

$$D_e = D + d \quad (3.89)$$

Onde d é o diâmetro do fio da mola.

O índice de Mola (C) é dado por

$$C = \frac{D}{d} \quad (3.90)$$

O número de espiras ativas (N_a) é calculado por:

$$N_a = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} \quad (3.91)$$

Sendo G o módulo de rigidez do material.

Para o tipo de extremidade escolhido, tem-se as equações para o número total de espiras (N_t), comprimento sólido (L_s), comprimento livre (L_0) e passo (p).

$$N_t = N_a + 2 \quad (3.92)$$

$$L_s = d \cdot N_t \text{ [mm]} \quad (3.93)$$

$$L_0 = L_s + \frac{F_s}{k} \text{ [mm]} \quad (3.94)$$

$$p = \frac{(L_0 - 2d)}{N_a} \text{ [mm]} \quad (3.95)$$

Com F_s sendo a força aplicada para a mola chegar ao comprimento sólido, descrito pela equação (3.96). Onde o fator $\xi=0,15$, como recomendado [32].

$$F_s = (1 + \xi)F_{mola}^{m\acute{a}x} \text{ [N]} \quad (3.96)$$

Há ainda o fator de Bergsträsser (K_b), um fator de correção para o efeito de curvatura da mola na tensão de cisalhamento.

$$K_b = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (3.97)$$

3.5.5.2 TENSÃO

Para que o cálculo da tensão de cisalhamento alternada (τ_a) seja executado é necessário que a força alternada (F_a) seja definida.

$$F_a = \frac{F_{mola}^{máx} - F_{mola}^{mín}}{2} \quad (3.98)$$

E tem-se:

$$\tau_a = \frac{8K_b F_a D}{\pi d^3} \quad (3.99)$$

Para o cálculo da tensão de cisalhamento para comprimento sólido (τ_s) é utilizada a equação:

$$\tau_s = \frac{8K_b F_s D}{\pi d^3} \quad (3.100)$$

3.5.5.3 FATOR DE SEGURANÇA

Primeiramente deve-se calcular os limites de resistência do material. De acordo com o método Sines-zimmerli, descrito em [32], tem-se os limites de resistência a tração (S_{ut}), ao cisalhamento (S_{sy}) e ao cisalhamento para carga alternada (S_{sa})

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} [Mpa] \quad (3.101)$$

$$S_{sy} = 0,45S_{ut} [Mpa] \quad (3.102)$$

$$S_{sa} = 241 [Mpa] \quad (3.103)$$

Sendo, A e m parâmetros que variam de acordo com o material.

Os fatores de segurança para comprimento sólido (n_s) e para fadiga (n_f) ficam:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_s} \quad (3.104)$$

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a} \quad (3.105)$$

3.5.5.4 RESULTADO DO DIMENSIONAMENTO DA MOLA

Com os parâmetros da mola descritos, suas respectivas equações e com iterações para o diâmetro do fio (d) e o material da mola realizadas na rotina do MATLAB (ANEXO 1 ROTINA PARA CÁLCULO DA MOLA), obtém-se os resultados mostrados nas Tabelas 28 e 29 e na Figura 64

Tabela 28: Resultados geométricos da mola.

Parâmetro	Valor
Diâmetro do Fio, d	4,3 mm
Diâmetro Interno, D_i	16 mm
Diâmetro Externo, D_e	24,6 mm
Constante Elástica, k	78,22 N/mm
Espiras Ativas, N_a	5,29 voltas
Espiras Total, N_t	7,26 voltas
Comprimento Livre, L_0	37,96 mm
Comprimento Sólido, L_s	31,35 mm
Passo, p	5,55 mm
Massa da mola, m_l	0,04 kg
Fator de Bergsträsser, K_b	1,3148

Tabela 29: Resultado dos cálculos da mola

Parâmetro	Valor
Material do Fio	Fio Musical
A	2211 MPa*mm ^m
m	0,145
Força Alternada, F_a	225 N
Força Comprimento Sólido, F_s	517,5 N
Tensão Alternada, τ_a	192,34 MPa
Tensão Comprimento Sólido, τ_s	442,38 MPa
Resistência a Tração, S_{ut}	1789 MPa
Resistência ao Cisalhamento, S_{sy}	805,28 MPa
Resistência a Fadiga, S_{sa}	221 MPa
Fator de Segurança Altura Sólida, n_s	1,82
Fator de Segurança a Fadiga, n_f	1,25

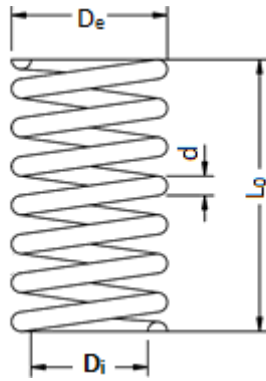


Figura 64: Desenho esquemático das principais geometrias da mola.

3.6 FUNCIONAMENTO DO MECANISMO DO TORNOZELO

Os cálculos executados para o dimensionamento do SEA foram feitos levando-se em consideração o caso que exigiria maior potência do motor, onde a força de entrada do motor (F_m) fosse igual a força de saída (F_l), ou seja, sem a análise sobre o regime do atuador, se é sobre-amortecido, criticamente amortecido ou sub-amortecido. Para analisar tais questões, utilizam-se as equações descritas na 2.4.2 e pode-se encontrar os fatores b_m , B e ω_n e assim traçar o Gráfico 24, do qual mostra a faixa de atuação para o SEA.

Tabela 30: Valores para cálculo do SEA.

Parâmetro	Valor
Massa Total, m_m	3 kg
b_m	1800 Ns/m
B	0,4184
ω_n	36,36 Hz

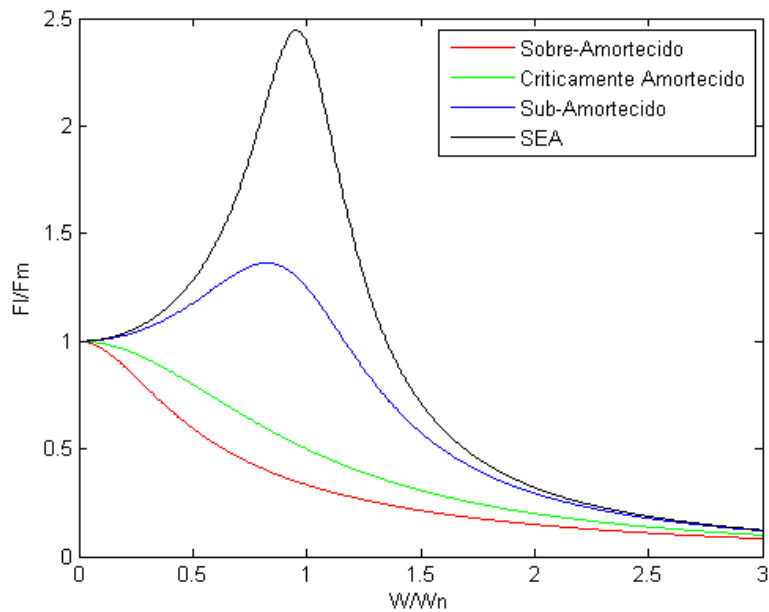


Gráfico 24: Comparação entre o comportamento da razão de força em função da excitação.

A partir do gráfico e dos valores obtidos pode-se notar que o sistema é sub-amortecido e a força do motor pode ser reduzida, utilizando-se uma potência menor do que a prevista pela seleção do motor. Isso ocorre, caso o sistema seja excitado pelo controle do atuador perto da frequência de excitação do sistema.

Para descrever como funciona o mecanismo do tornozelo, serão levadas em consideração quatro etapas descritas por Herr [13] e adaptadas na Figura 65.

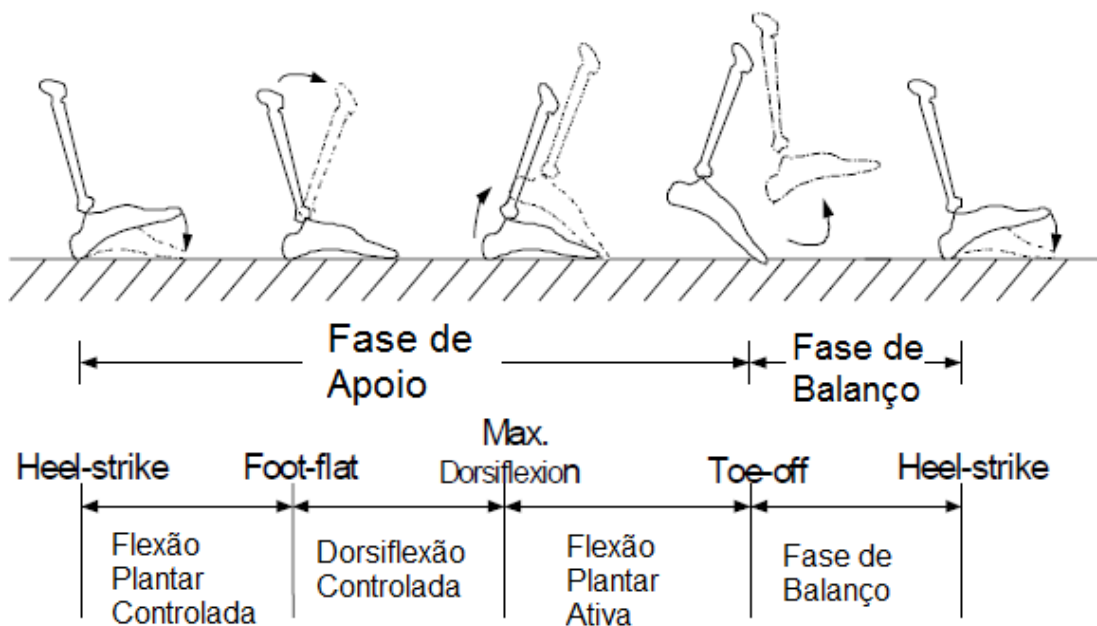


Figura 65: Etapas para atuação do mecanismo, durante a marcha. Adaptado de [13].

Flexão Plantar Controlada

Essa etapa se inicia com o toque do calcanhar no solo e o mecanismo do tornozelo mecânico deve controlar a flexão plantar, agindo como uma mola linear, com impedância constante. Há necessidade apenas da mola se movimentar, mantendo-se a castanha parada e o motor desativado, apenas o freio do motor atua.

Dorsiflexão Controlada

O pé está completamente apoiado no chão, nessa etapa, e se estende até o momento em que se tem o maior ângulo de dorsiflexão. É nessa etapa que as molas armazenam energia elástica utilizada para impulsionar o corpo na etapa seguinte. Aqui, o atuador deve agir de maneira a controlar a dorsiflexão e comprimir ao máximo as molas que irão ajudar a impulsionar o motor do SEA, assim reduzindo o gasto energético do motor na próxima etapa.

Flexão Plantar Ativa

Nesta fase, o atuador gera o torque necessário para movimentar o corpo, aplicando torque na articulação. O motor movimenta a castanha, que comprime as molas e, por sua vez, movimentam o atuador. Essa é a etapa que exige mais potência do motor.

Fase de Balanço

O atuador, nesse caso, atua no sentido da dorsiflexão, de maneira a reposicionar a articulação para receber o impacto com o solo, no “heel strike” seguinte. Nessa etapa o motor movimenta a castanha para a articulação realizar a dorsiflexão.

3.7 DESENHOS

Foi elaborado um CAD para o modelo do tornozelo mecânico, sendo que os desenhos técnicos se encontram no LARA. Os desenhos mostrados nessa seção servem para mostrar o mecanismo e exemplificar seu funcionamento. A **Figura 66** mostra a prótese em vista dimétrica, enquanto as Figuras 67 e 68 apresentam respectivamente o modelo com ângulo do tornozelo nulo ($\theta = 0$), o modelo para máxima dorsiflexão requerida ($\theta = 8^\circ$) e a máxima flexão plantar ($\theta = 16^\circ$).

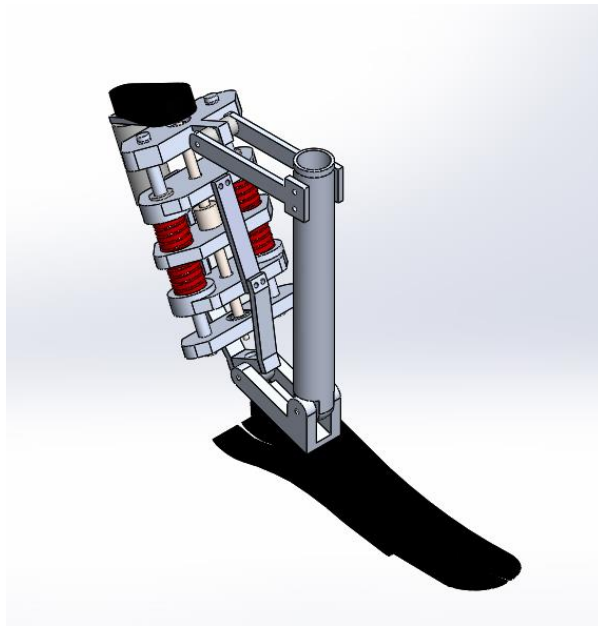


Figura 66: Prótese de tornozelo

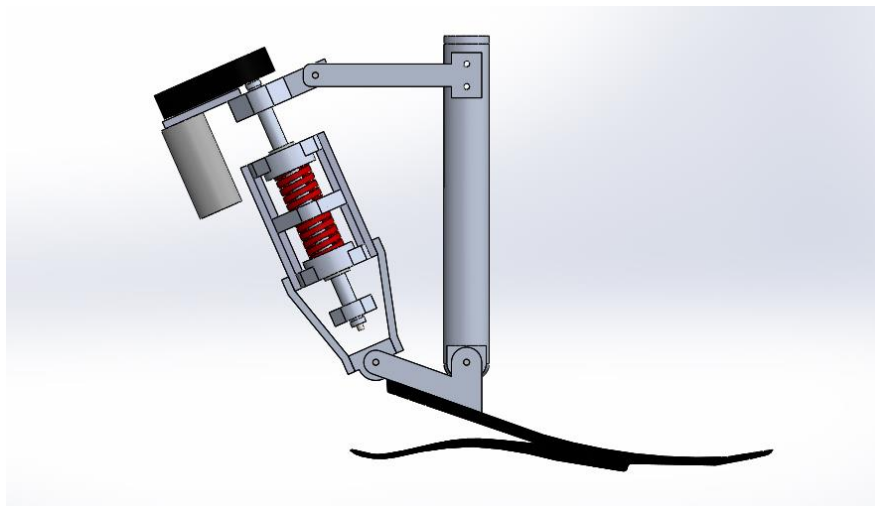


Figura 67: Prótese de tornozelo com $\theta = 0^\circ$.

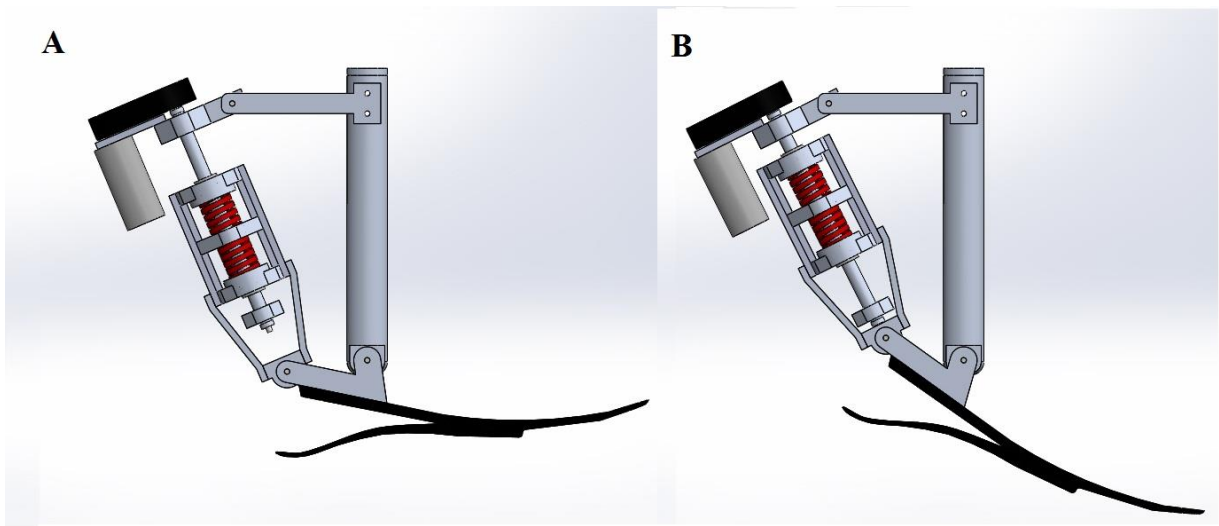


Figura 68: Tornozelo nas posições de dorsiflexão (A) e flexão plantar (B).

4 JOELHO MECÂNICO

A prótese atual do LARA é uma prótese para amputados transfemorais, da qual possui apenas o joelho articulado e age de forma passiva, controlando a velocidade de extensão e flexão da articulação. A prótese se utiliza de um mecanismo de quatro barras para sua movimentação com um pistão magneto-reológico (MR) como amortecedor do movimento.

O joelho mecânico foi avaliado com o intuito de melhorar as funcionalidades do mecanismo, permitindo ao usuário melhor movimentação, com marcha mais próxima do natural. No estado atual, a prótese não é capaz de flexionar mais do que 90°. Para a marcha, isso não é importante, pois a flexão máxima durante o caminhar é menor que 90°. Porém para o cotidiano do amputado, essa é uma limitação grande, pois dificulta que ele agache para pegar objetos no chão, ou mesmo sentar com conforto, causando fadiga no usuário. Do ponto de vista estrutural, o joelho deve ser aprimorado, pois sua estrutura está superdimensionada e, de forma geral, ela ainda possui dimensões grandes para uma prótese. Outro ponto é a avaliação do uso desse pistão, que possui dimensão e massa grandes para prótese, além de o pistão ter capacidade dinâmica bastante elevada.

A prótese recebeu sensores de posição angulares, encoder, e acelerômetros, para poderem controlar o joelho e para que os dados recebidos sejam utilizados para darem um ponto de partida para desenvolvimentos futuros. O joelho atual está em fase de testes, onde a da parte do controle está ainda aprimorando o hardware e software para controle preciso e estável da prótese. Até o momento, apenas alguns testes haviam sido feitos com o amputado, sendo todos realizados ainda sem os softwares e hardwares de controle funcionando com 100% da sua capacidade.

Dessa forma, foi feita apenas uma avaliação da cinemática acerca do mecanismo do joelho, baseada nos testes de videogrametria, além da análise estrutural por elementos finitos, utilizando-se Solidworks Simulation, do software Solidworks.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Diferentemente dos testes realizados para os padrões do tornozelo, não foram utilizadas plataformas de força, tanto para descrição da marcha padrão, quanto para descrição da marcha do indivíduo amputado, porque, nesse caso, os testes foram realizados em uma esteira de movimento. Os marcadores foram colocados seguindo o mesmo padrão dos testes anteriores, sendo a Figura 69 o posicionamento deles no indivíduo amputado. A Figura 70 mostra o posicionamento das câmeras.

Os resultados dos testes foram utilizados para comparar o funcionamento do mecanismo do joelho, entre a marcha padrão e a marcha do amputado, utilizando a prótese do Lara e a 3R80 da OttoBock. Os dados padrões foram usados para saber como o pistão deveria funcionar e os dados do amputado foram usados para descrever como o pistão realmente funciona. Para a marcha do

amputado, o pistão magneto-reológico não estava sendo controlado eletricamente, ou seja, o amortecimento do pistão foi mantido constante.

Os dados obtidos foram



Figura 69: Marcadores utilizados para identificação da marcha com indivíduo usando a prótese do LARA.



Figura 70: Posicionamento das câmeras e da esteira durante os testes.

Os dados foram obtidos com os parâmetros descritos na Tabela 31.

Tabela 31: Parâmetros usados no teste.

N° de câmeras	8
N° de marcadores	31
Frequência de captura, f	250 Hz

Com os dados obtidos foi possível traçar o Gráfico 25, um comparativo entre o ângulo da articulação do joelho de um indivíduo não amputado e de um indivíduo amputado usando a prótese 3R80 e a prótese do Lara. Enquanto o Gráfico 26 apresenta uma comparação entre os ângulos de entrada entre os mesmo indivíduos.

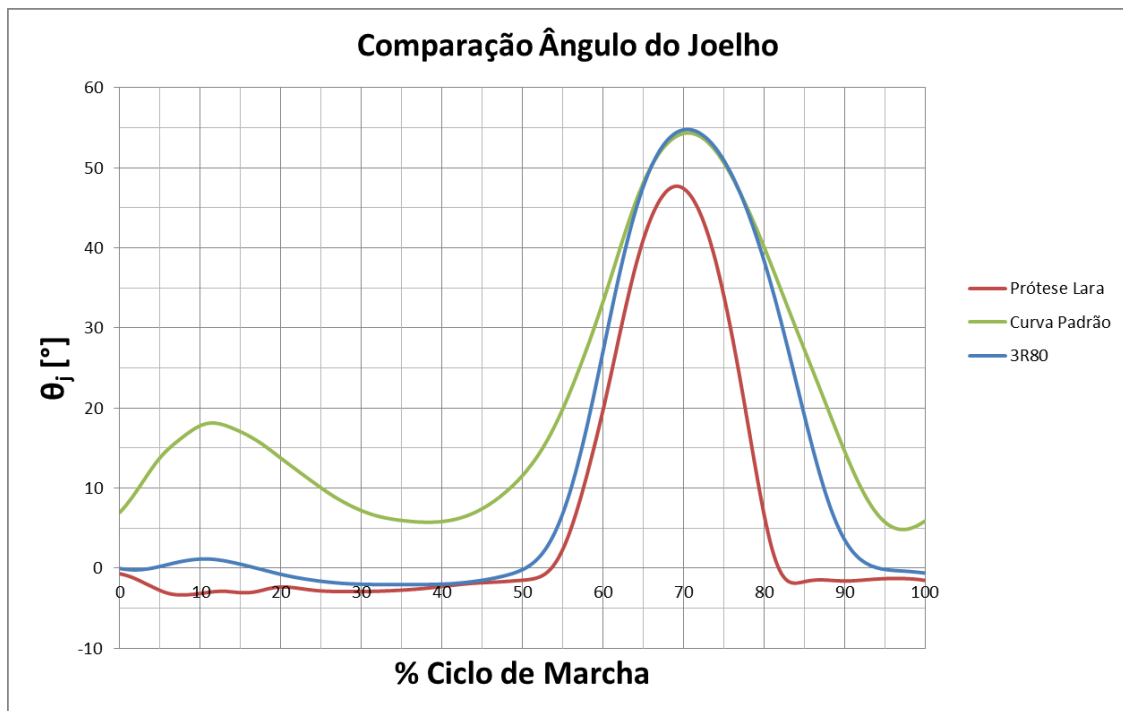


Gráfico 25: Comparação do ângulo do joelho entre uma curva padrão, a prótese 3R80 e a prótese do LARA.

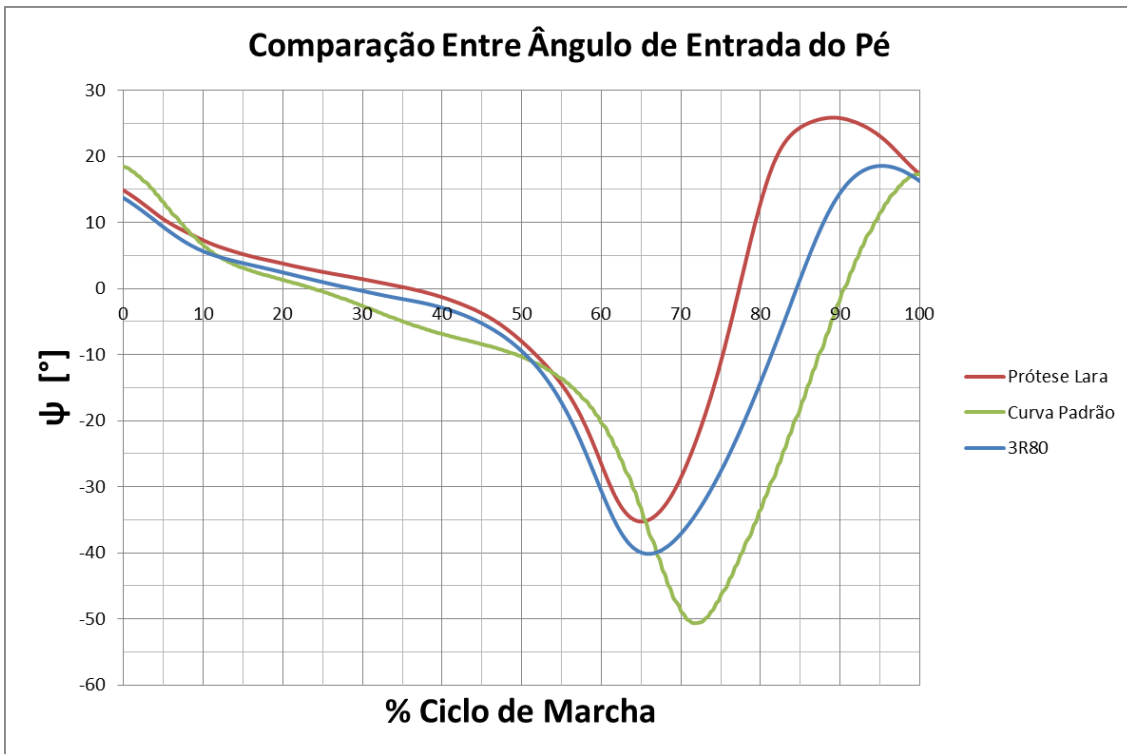


Gráfico 26: Comparação do ângulo de entrada do pé entre uma curva padrão, a prótese 3R80 e a prótese do LARA.

A Tabela 32 resume os valores máximos e mínimos para os três casos estudados.

Tabela 32: Comparação entre os valores máximos e mínimos encontrados.

Parâmetro		Mínimo	Máximo
Padrão	Ângulo da articulação θ_j	4,8 °	54,3°
	Ângulo de Entrada do pé ψ	-50,6°	18,5°
Prótese LARA	Ângulo da articulação θ_j	-3,3°	47,7°
	Ângulo de Entrada do pé ψ	-35,3°	25,9°
3R80	Ângulo da articulação θ_j	-2°	54,8°
	Ângulo de Entrada do pé ψ	-40,1°	18,6

Pode-se perceber com esses resultados experimentais que ambas as próteses não se comportam bem após o “heel contact”, em relação a angulação do joelho, as próteses tendem a ficar esticadas, enquanto o joelho deveria flexionar. Observa-se que para o ângulo de entrada do pé, com os joelhos protéticos há “toe off” prematuro. Esse ângulo também é importante no que diz respeito as forças atuantes na perna, como visto anteriormente, esse ângulo influencia bastante na distribuição das cargas.

4.2 CINEMÁTICA DO JOELHO

O joelho mecânico foi elaborado como um mecanismo de quatro barras, por isso ele foi simplificado, como mostrado na Figura 71, para que a cinemática possa ser descrita de maneira mais simples.

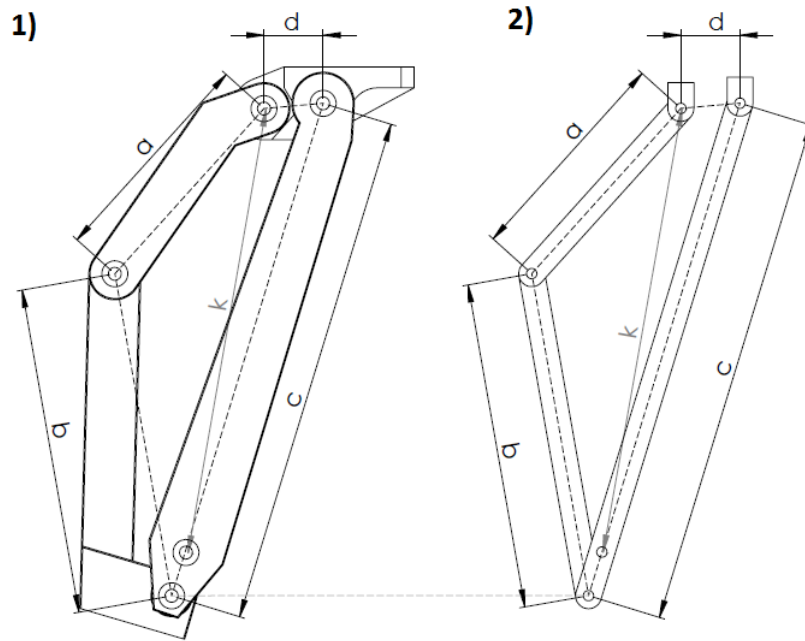


Figura 71: A - Joelho mecânico do LARA, com as definições das 4 barras (segmentos a, b, c, d). B - Simplificação do joelho, para um modelo das 4 barras.

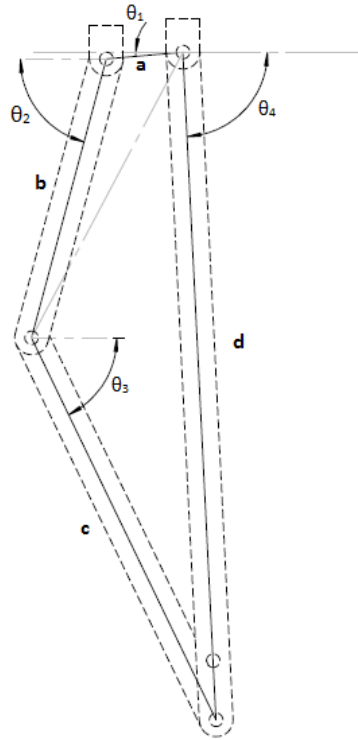


Figura 72: Modelo para o mecanismo das 4 barras.

Com as definições para os ângulos e comprimentos apresentados na Figura 72, pode-se definir:

$$d \sin \theta_1 + a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 = c \sin \theta_4 \quad (4.1)$$

$$d \cos \theta_1 + a \cos \theta_2 + c \cos \theta_4 = b \cos \theta_3 \quad (4.2)$$

Sendo que, θ_1 é um valor fixo e conhecido, que representa a inclinação da barra d do mecanismo, sendo esta considerada fixa no sistema de referência. O valor de θ_3 é definido pela equação (4.4), onde θ_j representa a angulação da articulação do joelho e η representa a angulação inicial da barra b em relação a horizontal do sistema de referência.

$$\theta_1 = 5,04^\circ \quad (4.3)$$

$$\theta_3 = \theta_j + \eta \quad (4.4)$$

Reorganizando as equações (4.1) e (4.2) pode-se encontrar a relação entre θ_2 e θ_3 :

$$F_1 \sin \theta_2 + F_2 \cos \theta_2 = F_3 \quad (4.5)$$

Onde,

$$F_1 = -d \sin \theta_1 - b \sin \theta_3 \quad (4.6)$$

$$F_2 = b \cos \theta_3 - d \cos \theta_1 \quad (4.7)$$

$$F_3 = \frac{a^2 - c^2 + F_1^2 + F_2^2}{2a} \quad (4.8)$$

Com a equação (4.9) é possível obter θ_2 em função de θ_3 , para o caso específico:

$$\theta_2 = 2 \tan^{-1} \left[\frac{F_1 + \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - F_3^2}}{F_2 + F_3} \right] \quad (4.9)$$

E obtém-se θ_4 :

$$\theta_4 = \sin^{-1} \left[\frac{a \sin \theta_2 - F_1}{c} \right] \quad (4.10)$$

A Figura 73 apresenta a geometria das quatro barras do joelho com outros ângulos a serem determinados.

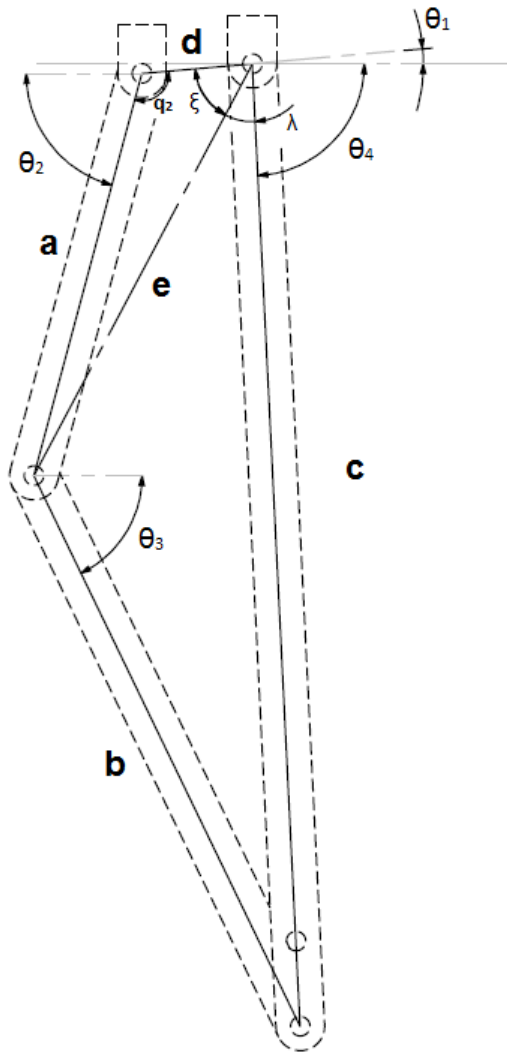


Figura 73: Geometria do modelo do mecanismo de 4 barras utilizado.

O ângulo q_2 é representado por:

$$q_2 = 180 - \theta_2 + \theta_1 \quad (4.11)$$

Assim,

$$e = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos(q_2)} \quad (4.12)$$

E ξ fica:

$$\xi = \cos^{-1} \left[\frac{e^2 + d^2 - a^2}{2ed} \right] \quad (4.13)$$

E por último, define-se λ :

$$\lambda = \cos^{-1} \left[\frac{e^2 + c^2 - b^2}{2ec} \right] \quad (4.14)$$

4.3 CINEMÁTICA DO PISTÃO MAGNETO-REOLÓGICO

O pistão magneto-reológico (MR) é utilizado no joelho mecânico para amortecer o movimento durante a marcha, na tentativa de simular o funcionamento real do joelho. Esse pistão MR funciona modificando seu nível de amortecimento de acordo com a corrente aplicada em seu fluido, quanto maior a corrente aplicada, maior o amortecimento.

O amortecedor MR utilizado é o RD-8040-1 da LORD, cujas principais dimensões podem ser vistas na Figura 74.

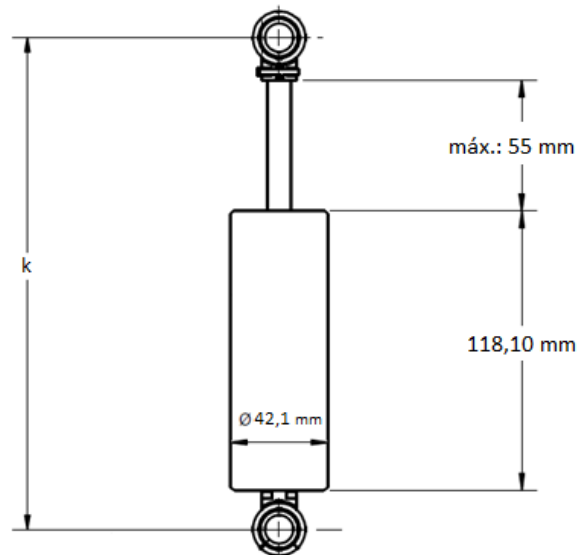


Figura 74: Principais dimensões do pistão magneto-reológico. Adaptado de [33].

A partir da geometria descrita na cinemática do joelho, pode-se encontrar a velocidade e o comprimento do amortecedor. A Figura 75 ilustra os ângulos e comprimentos necessários para chegar aos dados do pistão.

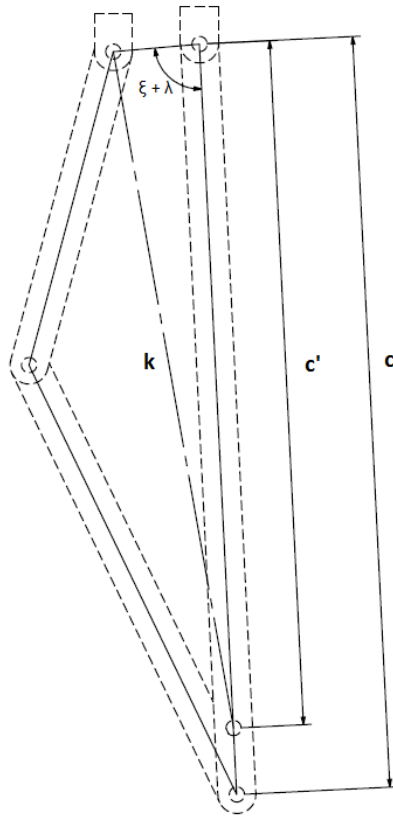


Figura 75: Geometria para cálculo do comprimento e da velocidade do pistão.

O comprimento k variável representa o tamanho do amortecedor em função dos ângulos ξ e λ , sendo calculado pela equação (4.15):

$$k = \sqrt{d^2 + c'^2 - 2c'd \cos(\xi + \lambda)} \quad (4.15)$$

Onde, c' é o uma parcela do comprimento da barra c , e representa a base do pistão. Seu valor é:

$$c' = 180,32 \text{ mm} \quad (4.16)$$

A variação do comprimento k permite o cálculo da velocidade linear ($v_{\text{pistão}}$) do pistão MR.

$$v_{\text{pistão}} = \frac{\Delta k}{1/f} \text{ [mm/s]} \quad (4.17)$$

O cálculo dessa velocidade permite comparar os valores esperados para o funcionamento da prótese e os valores reais, encontrados nos testes com o amputado. Os valores esperados foram calculados considerando-se o ângulo do tornozelo para a marcha padrão, pois é o que se deseja imitar

com o joelho mecânico. Já os valores reais consideram o ângulo do joelho para a marcha do amputado usando a prótese do laboratório. Com as equações cinemáticas descritas, os valores para o comprimento do pistão, bem como sua velocidade linear podem ser calculados. Os Gráficos 27 e 28 mostram essa comparação, enquanto a Tabela 33 mostra um resumo dos valores obtidos.

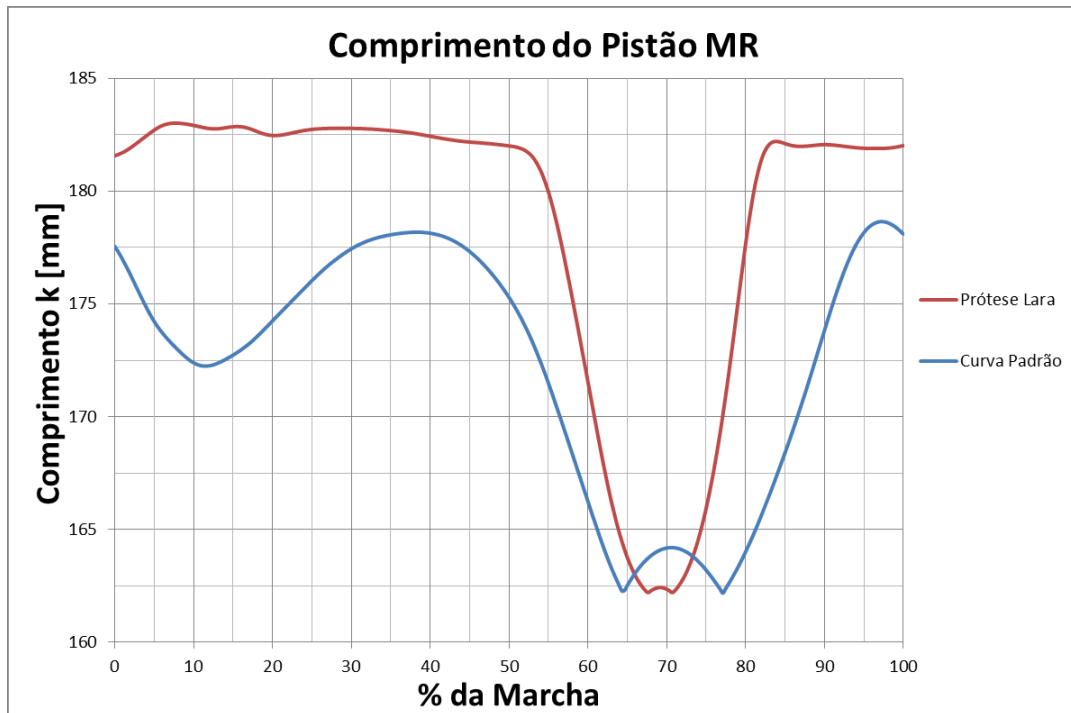


Gráfico 27: Comparação entre o comprimento esperado do pistão, com base em uma curva padrão de marcha e o comprimento real obtido com a prótese do LARA.

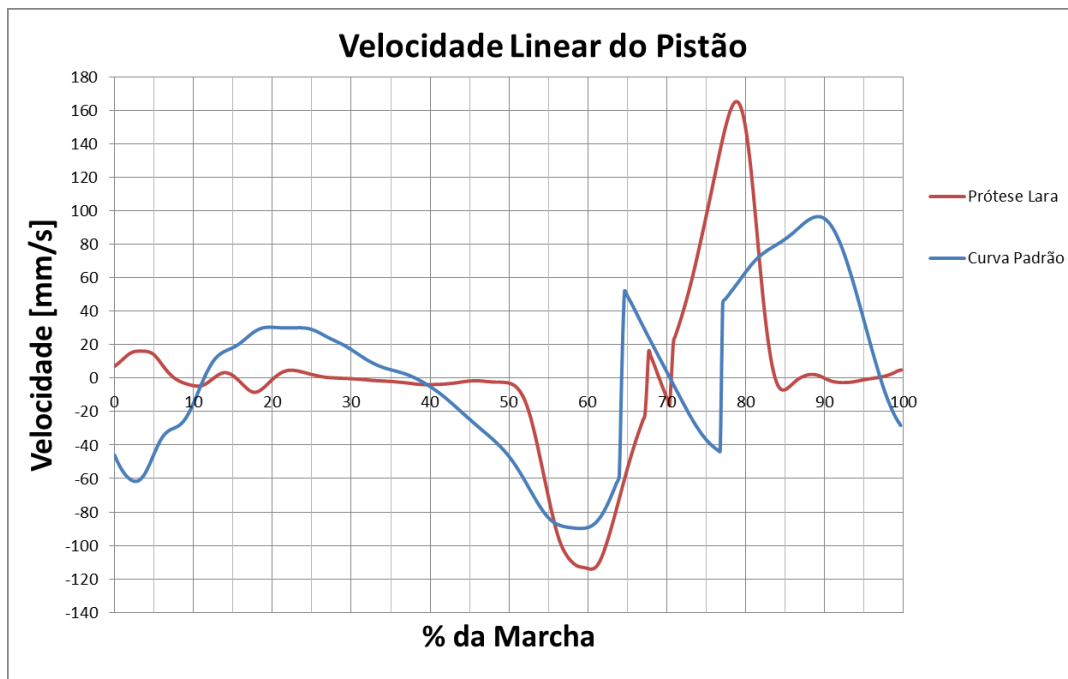


Gráfico 28: Comparação entre a velocidade esperada do pistão, com base em uma curva padrão de marcha e a velocidade real obtida com a prótese do LARA.

Tabela 33: Comparação entre os valores máximos e mínimos obtidos para comprimento e a velocidade do pistão.

Parâmetro		Mínimo	Máximo
Padrão	k	162,18 mm	178,66 mm
	$v_{pistão}$	-89,76 mm/s	96,55 mm/s
Prótese Lara	k	162,21mm	183,02 mm
	$v_{pistão}$	-114,06 mm/s	165,25 mm/s

4.4 AVALIAÇÃO ESTRUTURAL

Para avaliar estruturalmente o joelho mecânico foi utilizado o método de elementos finitos, com o software SolidWorks 2013. Para tanto, os materiais e suas propriedades mecânicas estão descritas na **Tabela 34**

Tabela 34: Propriedades dos materiais utilizados.

Componente	Material	Módulo de Elasticidade	Resistência ao Escoamento	Resistência a Tração
Estrutura	Liga Alumínio 7050	72 GPa	490 Mpa	550 MPa
Buchas	Nylon	1 GPa	60 Mpa	79 MPa
Eixos	Aço 1045	205 GPa	530 MPa	625 MPa

Os parâmetros da malha produzida para a simulação estão resumidos na Tabela 35. Nela estão a quantidade de elementos e nós. Para a simulação foi utilizado um elemento 3D do tipo tetraedro. A Figura 76 mostra a malha usada. A malha foi produzida baseada na curvatura da peça, ou seja, nas regiões com entalhes ou com raio de curvatura pequeno, a malha foi pontualmente refinada, como mostrado na Figura 77.

Tabela 35: Quantidade de nós e elementos na malha.

Parâmetro	Quantidade
Elementos	34917
Nós	60235



Figura 76: Malha para a simulação do Joelho.

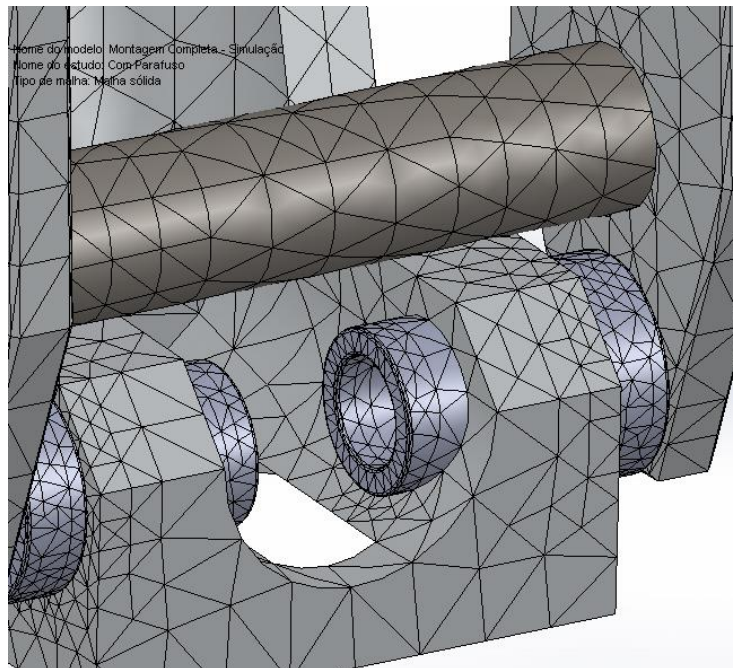


Figura 77: Detalhe do refinamento pontual da malha.

As cargas aplicadas ao modelo foram as GRF máximas normais para a marcha [2]. Para o usuário da prótese do LARA, com massa de 80 kg, temos a força horizontal (no plano sagital) dada pela equação (4.18) e a força vertical dada pela equação (4.19). Como não se trata da avaliação estrutural do pé e da canela, eles foram desprezados das análises e a GRF foi aplicada com recurso de carga remota do software, como apresentado na Figura 78.

$$R_H = 0,2 * 800 N = 160 N \quad (4.18)$$

$$R_V = 1,2 * 800 N = 960 N \quad (4.19)$$

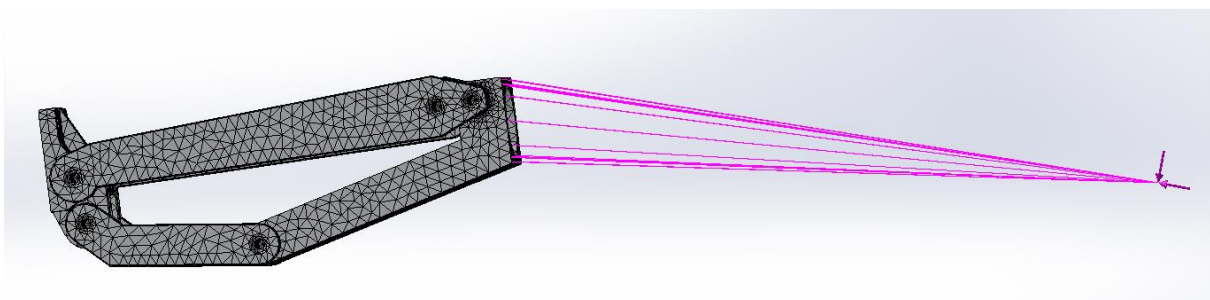


Figura 78: Carga sendo aplicada remotamente no joelho.

O pistão MR foi substituído por forças de restrição que mantinham o ângulo do joelho constante. Como o visto para o gráfico do ângulo do joelho, com o uso da prótese seu valor quase não

varia na fase de acomodação da carga, no início da marcha, por isso pôde-se substituir o pistão por uma força.

4.4.1 RESULTADOS

A maior tensão foi calculada no eixo mais baixo do joelho. A Figura 79 mostra o resultado na peça toda, enquanto a Figura 80 mostra o detalhe da maior tensão calculada.

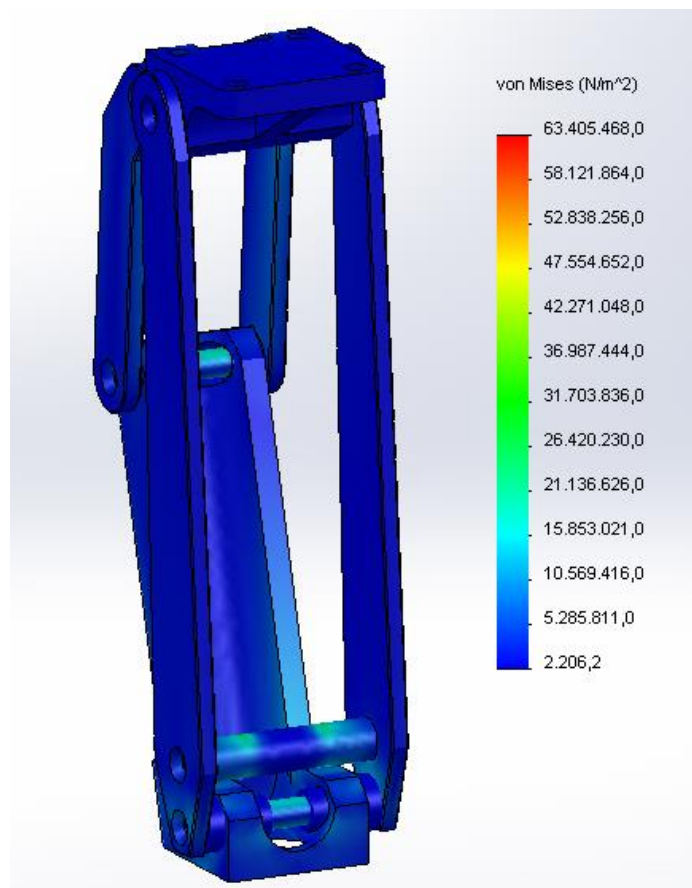


Figura 79: Tensão ao longo de todo joelho.

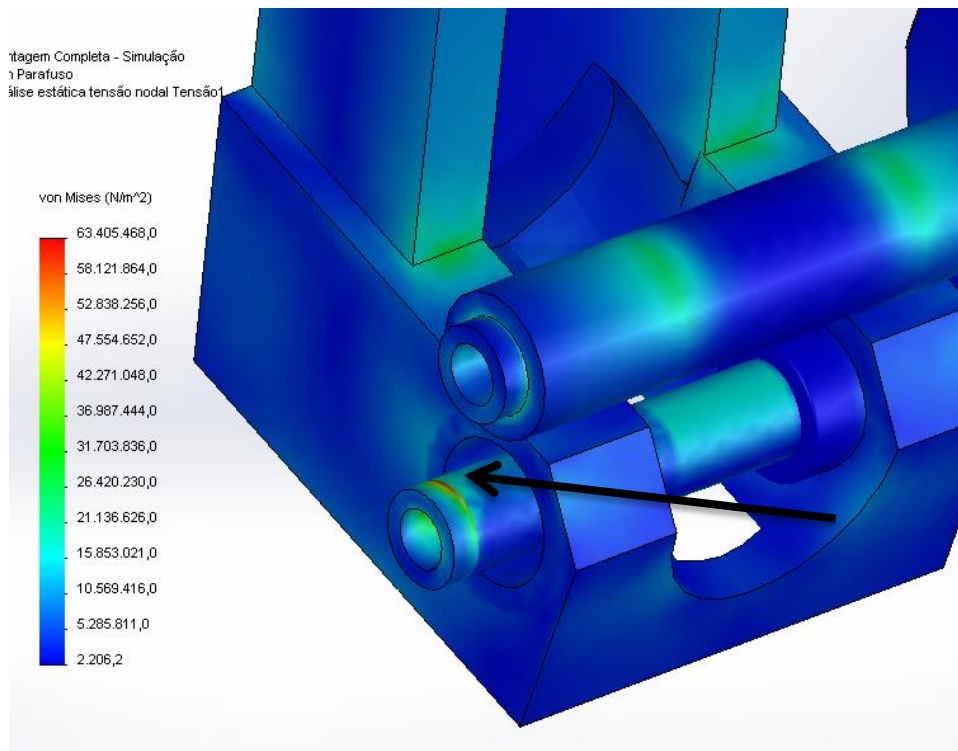


Figura 80: Detalhe do ponto de maior tensão.

O fator de segurança é apresentado na Figura 81. Sendo que o local do menor fator de segurança é também onde ocorre a maior tensão.

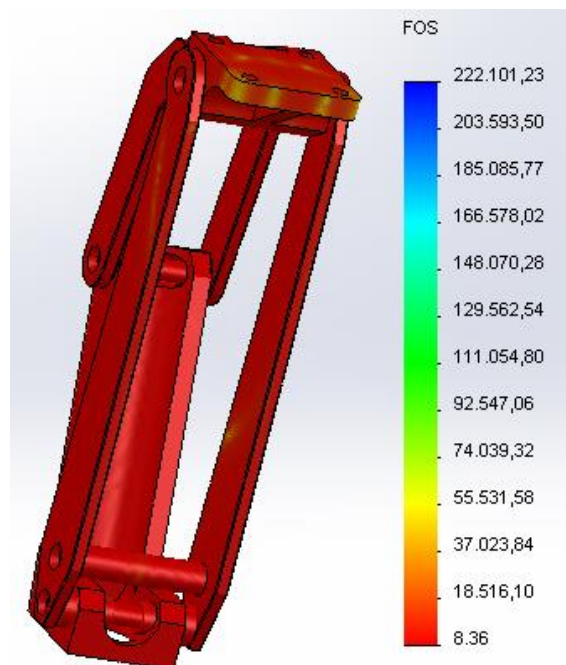


Figura 81: Fator de segurança ao longo de todo joelho.

Tabela 36: Resultados do fator de segurança e tensão para o joelho.

Parâmetro	Mínimo	Máximo
Tensão	$2 * 10^{-3}$ MPa	63,4 MPa
Fator de Segurança	8,36	222000

Com os resultados mostrados na Tabela 1 e nas Figuras 80 e 81 pode-se perceber claramente que o joelho está superdimensionado. Sendo assim pode-se fazer um estudo de otimização estrutural do joelho para que os próximos protótipos utilizem menos material, tendo inclusive redução significativa de custos, uma vez que o material usado possui alto valor agregado. Podem ser realizados também testes de extensometria para reproduzir mais fielmente as tensões durante o ciclo de marcha.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Nesta etapa do projeto, foi realizada a concepção e o dimensionamento do tornozelo mecânico para uma prótese microprocessada, que está sendo desenvolvida pelo LARA, em parceria com FCE e FGA. Esse trabalho visou às necessidades mecânicas do projeto do LARA, uma vez que outros integrantes são responsáveis pela eletrônica e pelo controle da prótese. O joelho mecânico foi avaliado estruturalmente, por elementos finitos, e de forma cinemática, comparando-o com valores de referência e com o joelho 3R80, da OttoBock.

Em relação aos objetivos propostos para o projeto de um tornozelo mecânico, pode-se observar que nem todos puderam ser alcançados. O torque do tornozelo mecânico, com valor de 0,6 Nm/kg, é menor do que o torque requerido para a marcha padrão, com valor de 1,5 Nm/kg. A potência necessária no motor tem valor (128 W) que dificulta a construção de uma prótese para ser usada no dia-a-dia, com grande autonomia de bateria. Contudo, com todas as análises realizadas, o selecionamento dos componentes e o CAD elaborado é possível construir um protótipo para testes em ambiente controlado. O protótipo não seria um projeto pronto para o amputado andar sem dificuldades, mas seria um ponto de partida para que o projeto de uma prótese totalmente funcional desenvolvida no LARA seja possível num futuro próximo.

Quanto ao joelho, pode-se perceber que o projeto pode ainda ser melhorado, desde o ponto de vista do mecanismo das 4 barras até os elementos estruturais que apresentam dimensões grandes para uma prótese. Comparando-se o joelho do LARA com o joelho 3R80 da Otto Bock, pode-se perceber um comportamento similar nos Gráficos 25 e 26 apresentados, mostrando que o projeto do joelho está condizente com produtos de mercado. Observando-se a comparação entre os gráficos das curvas esperadas para o pistão MR e as curvas obtidas nos testes, pode-se notar que há diferenças significativas, mas elas podem ser diminuídas em testes futuros, com ajustes do controle eletrônico e com ajustes mecânicos na estrutura da prótese, como, por exemplo, ajuste no soquete do amputado.

Apesar de ter sido dimensionado o mecanismo e selecionado os componentes do atuador do tornozelo mecânico, a prototipagem do modelo e execução de testes, para comparar os resultados previstos com os resultados reais com amputado usando a prótese, serão feitos em trabalhos futuro do LARA. Outro ponto importante no projeto do tornozelo foi a escolha do modelo para descrever a cinética do movimento, pois ele faz mudanças bruscas, causando picos nos Gráficos 10 e 11, esse modelo pode ser melhorado para avaliações e projetos futuros. Para o joelho pode-se ainda fazer outros testes estruturais, com extensômetros para comparar os resultados com Método de Elementos Finitos. Deve-se também fazer testes com plataformas de força para uma análise mais refinada da dinâmica da prótese e mais testes de filmografia para obter melhores resultados cinemáticos. Outra análise que pode ser realizada com o joelho é a caracterização do pistão magneto-reológico, para melhorar o controle eletrônico do mecanismo.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] PERRY, J. Gait analysis: normal and pathological function. Thorofare, New Jersey: SLACK Incorporated, 1992.
- [2] NEUMANN, D. A. Kinesiology of the Musculoskeletal System: Foundations for Physical Rehabilitation, Mosby.
- [3] PIKTIN, M. R. Biomechanics of Lower Limb Prosthetics, Springer, 2010.
- [4] HALL, Susan J., Biomecânica Básica, 4ª edição.
- [5] VERSLUYS, R., From Conventional Prosthetics Feet to Bionic Feet - A Review Study, 2008
- [6] CARVALHO, F. S.; KUNZ, V. C.; DEPIERI, T. Z.; CERVELINI, R. Prevalência de amputação em membros inferiores de causa vascular: análise de prontuários. Arq. Ciênc. Saúde Unipar, Umuarama, 9(1), jan./abr. p.23-30, 2005.
- [7] PRATT, G. A., WILLIAMSON, M. M. Series Elastic Actuators, MIT Artificial Intelligence Laboratory and Laboratory for Computer Science, 1995
- [8] PRATT, J. KRUPP, B., MORSE, C. Series Elastic Actuator for High Fidelity Force Control, Industrial Robot: Na International Journal, 2002
- [9] ROBINSON, D. W., PRATT, J. E., PALUSKA D. J. PRATT, G. A. Series Elastic Actuator Development for a Biomimetic Walking Robot, MIT Leg Laboratory, 1999
- [10] JARDIM, Bruno, Atuadores Elásticos em Série Aplicados no Desenvolvimento de um Exoesqueleto para Membros Inferiores
- [11] PALUSKA, D.; HERR, H. Series Elastic Actuator and Power Output, 2006.
- [12] AU, S. K, DILWORTH, P., HERR, H. Na Ankle-foot System for the Study of Human Walking Biomechanics, MIT Media Laboratory, 2006
- [13] AU, S., BERNIKER, M., HERR, H. Powered ankle-foot prosthesis to assist level-ground and stair-descent gaits, Neural Networks, Special Issue, 2008
- [14] ÂNGELO, C. G. M. Desenvolvimento do Sistema Embarcado de uma Prótese Robótica para Amputados Transfemorais, Trabalho de Graduação, Universidade de Brasília, 2012.
- [15] AMARAL, L. M. S., Desenvolvimento de um Atuador Elástico em Série Compacto e suas Aplicações em Reabilitação, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2011.
- [16] OSSUR, Catálogo de Próteses, 2013
- [17] HERR, H., WILKENFELD, A. User Magnetorheological prosthetic knee, Industrial Robot: Na International Journal, 2003
- [18] SUP, F., BOHARA, A., Goldfarb, M. Design and Control of a Powered Transfemoral Prosthesis, The International Journal of Robotics Research, 2008
- [19] SUP, F., VAROL, H. A., MITCHELL, J., WITHROW, T. J., Preliminary Evaluations of a Self-Contained Anthropomorphic Transfemoral Prosthesis, Transactions on Mechatronics, 2009.
- [20] SUP, F., VAROL, H. A., GOLDFARB, M. Upsole Walking with a Powered Knee and Ankle Prosthesis: Initial Results With an Amputee Subject, Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 2011.
- [21] NEUMANN, D. A. Cinesiologia do Aparelho Musculoesquelético – Fundamentos para Reabilitação, Mosby, tradução da 2ª edição.
- [22] Ohio Willow Wood, catálogo: P-POD SACH Foot, 2013.
- [23] EDELSTEIN, J. E. Prosthetic feet: State of the art. Physical Therapy, 1988.
- [24] Site: http://www.lancenet.com.br/mais-esportes/Alan-Fonteles_5_974952503.html, último acesso: maio de 2014.

- [25] LEAL, M. A. M., análisis de la funcionabilidad de la prótesis transfemoral polior mediante la evaluación cinemática y dinámica de la marcha, Departamento de Ingeniería Biomédica, Universidad de Oriente, 2011.
- [26] Site: http://www.c-motion.com/v3dwiki/index.php?title=Marker_Set_Guidelines, último acceso: junho 2014.
- [27] SKF, Catálogo “Ball Screws”, 2013
- [28] Site: webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action, último acceso: junho de 2014.
- [29] BORINDUS, Catálogo Polias Sincronizadoras MXL, 2014.
- [30] Site: <http://www.maxonmotorusa.com/maxon/view/catalog/>, último acceso: junho de 2014.
- [31] MAXON MOTORS, Catálogo motores EC-4Pole, 2014.
- [32] BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K, Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica, 8ª edição, Mc Graw Hill e Bookman.
- [33] LORD, Catálogo Pistão Magneto Reológico RD-8040-1, 2014.
- [34] Site: <http://www.ottobockus.com/C-Leg.html>, último acesso: junho 2014.

7 ANEXOS

ANEXO 1 ROTINA PARA CÁLCULO DA MOLA

```
%% Programa para Cálculo da Mola e Gráfico do Funcionamento do SEA

%% Limpando a Memória
clear all
clc
clf
close all

%% Dados
m_total=3;
Lmax=189.85; %Comprimento máximo do SEA [mm]
Lmin=184.98; %Comprimento mínimo do SEA [mm]
Vmax=0.25; %Velocidade máx linear do SEA [m/s]
Fmax=450; % Carga máxima aplicada em [N]- Força no SEA
Fmin=0; % Carga mínima aplicada [N]
Di=16; % Diâmetro interno para projeto [mm]
d=[3.5,4.11,4.3,5]; % bitolas de fio disponíveis [mm]
seg=1.2; % coeficiente de segurança à fadiga
material='fio_musical'; % Nome do material da mola (ver tabela
abaixo)
extremidade='esq_esm'; % Tipo de extremidade da mola
jateado=0; % Jateamento 0=não, 1=sim
dens=7.800; % Densidade do material [g/cm³]
alfa=0.5; % coeficiente do tipo de apoio (0.5, 0.707,
% 1 ou 2, dependendo do caso)

%% Tabela de materiais
nomes={'fio_duro';
'fio_musical';
'inox_A300';
'cromo_vanadio';
'cromo_silicio'};

% %Kb %torção %tração E [Mpa] G [Mpa] A m custo
mat=[0.50, 0.65, 0.5, 198000, 80000, 1783, 0.190, 1.0;
0.45, 0.7, 0.525, 203400, 81000, 2211, 0.145, 2.6;
0.35, 0.6, 0.5, 193000, 69000, 1867, 0.146, 7.6;
0.35, 0.88, 0.65, 203400, 77200, 2005, 0.168, 3.1;
0.35, 0.85, 0.65 203400, 77200, 1974, 0.108, 4];

%posição na tabela de materiais
for i=1:length(nomes)
if strcmp(material,nomes(i,:))
pos=i;
end
end

%% Critério de falha
% crit_f='goodman-zimmerli'; %critério para fadiga
```



```

%crit_f='gerber-zimmerli';      %critério para fadiga
crit_f='sines-zimmerli';      %critério para fadiga

%epsilon recomendado
epsilon=0.15;

%força aplicada no comprimento sólido
Fs=(1+epsilon)*Fmax;

%% Variáveis Geométricas da Mola

% Diâmetro Médio
D=Di+d;      %[mm]

% Diâmetro Externo
De=D+d;      %[mm]

%Índice de Mola
C=D./d;

% Constante de mola
Ymax=Lmax-Lmin;      %[mm]
Fheel=761.82/2;      %[N]
k=Fheel/Ymax;
%k=78.22;

% Número de espiras ativas
Na=(d.^4*(mat(pos,5)))./(8*D.^3*k);

%numero de espiras totais, ativas e de extremidade, passo e comprimentos
%sólido e livre de carga.
switch extremidade
    case 'plana'      %planas
        Ne=0; Nt=Na; Ls=d.*(Nt+1); Lo=Ls+Fs/(k); p=(Lo-d)./Na;
    case 'plana_esm' %planas e esmerilhadas
        Ne=1; Nt=Na+1; Ls=d.*Nt; Lo=Ls+Fs/(k); p=Lo./(Na+1);
    case 'esq'      %esquadradas
        Ne=2; Nt=Na+2; Ls=d.*(Nt+1); Lo=Ls+Fs/(k); p=(Lo-3*d)./Na;
    case 'esq_esm' %esquadradas e esmerilhadas
        Ne=2; Nt=Na+2; Ls=d.*Nt; Lo=Ls+Fs/(k); p=(Lo-2*d)./Na;
end

%deflexão
Ys=Lo-Ls;

%comprimento sólido crítico
Lo_cr=2.63*D./alfa; %[mm]

%fator bergsträsser
Kb=(4*C+2)./(4*C-3);

%peso da parte ativa
W_a=(pi^2*(d/1000).^2.*(D/1000).*Na*(dens*1000)*9.81)/4; %[N]
%W_a=(pi^2*d.^2.*D.*Na*dens*10^(-6)*9.81)/4; %[N]

%frequência natural estimada
fn=0.5*(9.81*k*1000./W_a).^(1/2);      % Multiplicação de k por 1000
para...                                %transformar N/mm em N/m

```

```

%% Constantes físicas

%valor de Fa
Fa=(Fmax-Fmin)/2;

%valor de Fm
Fm=(Fmax+Fmin)/2;

%valor de Sut, Ssu, Ssy, Sse...
Sut=mat(pos,6)/(d^(mat(pos,7)));
Ssu=0.67*Sut;
Ssy=mat(pos,1)*Sut;

if strcmp(crit_f,'gerber-zimmerli')
    a=Ssy/seg;
    b=(8*(1+epsilon)*Fmax)/(pi*d.^2);
    Ssa=241;
    Ssm=379;

elseif strcmp(crit_f,'sines-zimmerli')
    Sse=241;
    Ssa=Sse;
    a=Sse/seg;
    b=(8*Fa)/(pi*d.^2);
end

%valor dos Tau
Tau_a=(Kb.*Fa.*D^8)/(pi*d.^3);
Tau_m=Tau_a.*Fm./Fa;
Tau_s=Tau_a.*Fs./Fa;

if strcmp(crit_f,'gerber-zimmerli')
    r=Tau_a/Tau_m;
    n=1;
    m=1;
    for m=1:length(Ssu)
        Sse(m)=Ssa/(1-(Ssm/Ssu(m))^2);
        m=m+1;
    end
    for n=1:length(Ssu)
        Ssa(n)=(r^2*Ssu(n)^2)/(2*Sse(n))*...
            (-1+sqrt(1+((2*Sse(n))/(r*Ssu(n)))^2));
        n=n+1;
    end

elseif strcmp(crit_f,'sines-zimmerli')
    Sse=241;
    Ssa=Sse;

end

%fatores de segurança
seg_s=Ssy./Tau_s;
seg_f=Ssa./Tau_a;

%figure of merit

```

```

Fom=-mat(pos,8)*pi^2*(d.^2).*D.*Nt/4; Fom=-Fom/max(Fom);

%% Teste das recomendações e restrições
t_De=zeros(1,length(d)); t_C=zeros(1,length(d)); t_Na=zeros(1,length(d));
teste=zeros(1,length(d)); OK=zeros(1,length(d)); t_Lo=zeros(1,length(d));
n_testes=5;

for i=1:length(d)
    %verifica se o De é menor que o máximo
    if De(i)>Di; t_De(i)=1; else t_De(i)=0; end

    %verifica a restrição 4<C<12
    if C(i)<=13 && C(i)>=4; t_C(i)=1; else t_C(i)=0; end

    %verifica a recomendação 3<Na<15
    if Na(i)<=15 && Na(i)>=3; t_Na(i)=1; else t_Na(i)=0; end

    %verifica a recomendação LO critico
    if Lo_cr(i)>=Lo(i); t_Lo(i)=1; else t_Lo(i)=0; end

    % Verifica fator de segurança
    if seg_s(i)>=seg && seg_f(i)>=seg; t_seg(i)=1; else t_seg(i)=0; end

    teste(i)=(t_De(i)+t_C(i)+t_Na(i)+t_Lo(i)+t_seg(i))/n_testes;

    if teste(i)==1
        OK(i)=1;
    end
end

%% Output
resposta=[d;D;C;[k,k,k,k];De;[Di,Di,Di,Di];Na;Nt;p;Ls;Lo;Ys;fn;Lo_cr;seg_s;
...
    seg_f;Fom;OK];

legenda={'d';'D';'C';'K';'De';'Di';'Na';'Nt';'Passo';'Ls';'Lo';'Ys';'fn';..
.
    'Lo_cr';'n_s';'n_f';'Fom';'OK?'};

output=[(legenda),num2cell(resposta)];

fprintf('Parâmetros para as molas com diferentes ''d'' do arame:\n\n')
disp(output)

%identifica o melhor resultado
i=max(Fom(OK==1)); i=find(Fom==i);

%%

%% Plotando o gráfico do PG1, para comparar com os cálculos feitos
W=linspace(0,5,1000);
b_m=Fmax/Vmax;

Wn=((2*k*1000)/m_total)^(1/2)/(2*3.14);
for i=1:length(W)
    B=3; % Sobre-amortecido (Zeta=B/2>1)
    F(i)=1/(((1-W(i)^2)^2+(B*W(i))^2)^(1/2));
end

```

```

end

plot(W,F,'r')
hold on

for i=1:length(W)
    B=2;          % Amortecimento Crítico (Zeta=B/2=1)
    F(i)=1/(((1-W(i)^2)^2+(B*W(i))^2)^(1/2));

end

plot(W,F,'g')
hold on

for i=1:length(W)
    B=0.8;       % Sub-amortecido (Zeta=B/2<1)
    F(i)=1/(((1-W(i)^2)^2+(B*W(i))^2)^(1/2));

end

plot(W,F)
hold on

for i=1:length(W)
    B=b_m/(2*k*1000)*Wn;
    %B=0.04;     % Sub-amortecido (Zeta=B/2<1)
    F(i)=1/(((1-W(i)^2)^2+(B*W(i))^2)^(1/2));
    if i>1 && F(i)>F(i-1)
        R=F(i)/2^(1/2);
    end
end

axis([0 3 0 2.5])
plot(W,F,'k')
legend('Sobre-Amortecido','Sub-Amortecido','Críticamente Amortecido',
'SEA')
xlabel('W/Wn')
ylabel('F1/Fm')

hold on

```

ANEXO 2 COMITÊ DE ÉTICA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA



Universidade de Brasília
Faculdade de Ciências da Saúde
Comitê de Ética em Pesquisa – CEP/FS

PROCESSO DE ANÁLISE DE PROJETO DE PESQUISA

Registro do Projeto no CEP: 119/11

Título do Projeto: “Tecnologias avançadas de próteses para amputados de membro inferior”.

Pesquisadora Responsável: Geovany Araujo Borges

Data de Entrada: 31/08/11

Com base na Resolução 196/96, do CNS/MS, que regulamenta a ética em pesquisa com seres humanos, o Comitê de Ética em Pesquisa com Seres Humanos da Faculdade de Ciências da Saúde da Universidade de Brasília, após análise dos aspectos éticos e do contexto técnico-científico, resolveu **APROVAR** o projeto 119/11 com o título: “Tecnologias avançadas de próteses para amputados de membro inferior”, Área Temática Especial – “Pesquisa Grupo I Novos Procedimentos, Novos Equipamentos” analisado na 3ª reunião ordinária realizada no dia 12 de março de 2013.

O pesquisador responsável fica, desde já, notificado da obrigatoriedade da apresentação de um relatório semestral e relatório final sucinto e objetivo sobre o desenvolvimento do Projeto, no prazo de 1 (um) ano a contar da presente data (item VII.13 da Resolução 196/96).

Brasília, 14 de março de 2013.

Natan Moraes de Sá
coordenador do CEP-FS/UnB