

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DE CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

BRUNO SARTOR ERLO

**PROJETO PRELIMINAR DE UM SISTEMA DE TRAÇÃO 4X4 APLICADO A UM
VEÍCULO BAJA SAE**

**CAXIAS DO SUL
2021**

BRUNO SARTOR ERLO

**PROJETO PRELIMINAR DE UM SISTEMA DE TRAÇÃO 4X4 APLICADO A UM
VEÍCULO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Projeto de Sistemas Mecânicos.

Orientador: Prof. Me. Vagner Grison.

**CAXIAS DO SUL
2021**

BRUNO SARTOR ERLO

PROJETO PRELIMINAR DE UM SISTEMA DE TRAÇÃO 4X4 APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Projeto de Sistemas Mecânicos.

Orientador: Prof. Me. Vagner Grison.

Aprovado em:

Banca examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner Do Nascimento
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à Deus pela minha vida, por me permitir ultrapassar todos os obstáculos encontrados ao longo deste caminho, além de permitir que meus objetivos fossem alcançados. Sem seu consentimento, sem dúvida não teria chegado onde estou hoje.

Aos meus pais Nilvo e Mirtes por sempre me apoiarem em minhas escolhas e por sempre me proporcionarem um ensino de qualidade. Sou grato por nunca terem medido esforços com incentivos, motivações e apoio em geral sobre quaisquer circunstâncias.

Agradeço à minha esposa Tissiane pelo auxílio incondicional ao longo de grande parte de minha graduação. Pela paciência e compreensão nos momentos mais difíceis de estresse e ansiedade. Agradeço por sempre estar ao meu lado me estimulando e acreditando em meu potencial.

Aos amigos e familiares que contribuíram de maneira direta ou indireta para a realização deste trabalho.

Ao professor Vagner Grison por ter sido meu orientador dedicando o seu tempo para me auxiliar na elaboração deste trabalho, além de me instigar a melhorar cada vez mais.

Aos integrantes da equipe TOBAJA por me acolherem no grupo. Em especial ao professor e coordenador do projeto Vagner Nascimento por incentivar e acreditar em meu potencial e ao colega Wander Bortolon por ter contribuído com sua experiência em dinâmica dos corpos rígidos e algoritmos e programação.

À empresa NG Industrialização, sendo a instituição na qual atualmente realizo minhas atividades profissionais, por conceder-me a ausência em momentos de estudos ao longo da graduação e também na elaboração deste presente trabalho.

*“Viver é enfrentar um problema atrás do outro.
O modo como você o encara é que faz a diferença.”*

Benjamin Franklin

RESUMO

O presente estudo tem como principal intuito o desenvolvimento de um projeto preliminar no âmbito teórico e numérico de um sistema mecânico de tração 4x4 para aplicação em um veículo BAJA SAE. Elencou-se como referência o veículo da equipe TOBAJA da Universidade de Caxias do Sul que atualmente conta com uma configuração de tração 4x2. Além da implementação do sistema 4x4 ser uma possível obrigatoriedade em competições futuras, justificou-se segundo trabalhos correlatos o aprimoramento da mobilidade de veículos sob condições de terrenos adversos onde sobretudo há perdas de tração. Por intermédio de uma matriz decisória pode-se elencar o tipo de sistema mais propício para a atual realidade da equipe. Evidenciando um comparativo entre os sistemas 4x2 e 4x4 desenvolveu-se através de um *software* de programação um algoritmo a fim assessorar os cálculos da dinâmica longitudinal do veículo, sendo essencialmente representada pela 2ª Lei de Newton. O algoritmo por sua vez contribuiu também na obtenção da configuração ideal de relação de engrenamento da caixa de transmissão. Sucessivamente com fundamento nas normas da AGMA executaram-se os cálculos de pré-dimensionamento dos principais elementos do conjunto de *powertrain*. Em suma os componentes preliminarmente concebidos apresentaram requisitos adequados de funcionalidade perante um período anual de testes e competições estipulados. Com relação ao sistema 4x4 evidenciaram-se perspectivas negativas no contexto onde o veículo opera sob condições homogêneas de pista. Nada obstante pode-se constatar uma performance superior do sistema implementado sob circunstâncias de solo constituído por diferentes coeficientes de atrito.

Palavras-chave: Sistema mecânico de tração 4x4. BAJA SAE. Implementação. *Powertrain*. Demonstrações numéricas.

ABSTRACT

The main purpose of this study is the development of a preliminary project in the theoretical and numerical scope of a mechanical 4x4 traction system for application in a BAJA SAE vehicle. The vehicle of the TOBAJA team from the University of Caxias do Sul was listed as a reference, which currently has a 4x2 traction configuration. In addition to the implementation of the 4x4 system being a possible obligation in future competitions, according to related works, the improvement of vehicle mobility under adverse terrain conditions was justified, especially where there are traction losses. Through a decision matrix, it is possible to list the type of system most suitable for the current reality of the team. Evidencing a comparison between the 4x2 and 4x4 systems, an algorithm was developed through a programming software in order to advise the calculations of the vehicle's longitudinal dynamics, being essentially represented by Newton's 2nd Law. The algorithm, in turn, also contributed to obtaining the ideal configuration of gearing of the transmission box. Subsequently, based on AGMA standards, pre-dimensioning calculations were performed for the main elements of the powertrain assembly. In short, the preliminarily designed components had adequate functionality requirements before a stipulated annual testing and competition period. Regarding the 4x4 system, negative perspectives were evidenced in the context where the vehicle operates under homogeneous road conditions. Nevertheless, it is possible to verify a superior performance of the implemented system under soil circumstances constituted by different friction coefficients.

Keywords: Mechanical 4x4 traction system. BAJA SAE. Implementation. Powertrain. Numerical demonstrations.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Influência do tipo de tração e bloqueio de diferencial na força de tração de um veículo de passageiros em uma superfície de estrada μ -split	20
Figura 2 – Diagrama de corpo livre de um veículo	23
Figura 3 – Comportamento do coeficiente de resistência ao rolamento em diferentes tipos de superfície	25
Figura 4 – Coeficientes f_0 e f_s para a Equação (2).....	26
Figura 5 – Sistema de coordenadas do pneu.....	27
Figura 6 – Comparativo de desempenho da barra de tração de um trator com tração 4WD e RWD.....	29
Figura 7 – Potência e torque do motor em função da rotação	30
Figura 8 – Funcionamento da transmissão CVT	31
Figura 9 – Caixas de transferência categorizadas pelas suas configurações	32
Figura 10 – Representação esquemática do funcionamento de um eixo cardan	33
Figura 11 – Representação esquemática do conceito de tração 2WD.....	35
Figura 12 – Classificação sistemática de tração nas quatro rodas.....	36
Figura 13 – Capacidade de escalada dos diferentes tipos de tração apresentados sobre uma superfície homogênea	37
Figura 14 – Representação esquemática de um veículo <i>Part-time 4WD</i>	39
Figura 15 – Fluxograma das atividades gerais planejadas.....	43
Figura 16 – Configuração atual de <i>powertrain</i> do veículo da equipe TOBAJA	44
Figura 17 – Configuração proposta de <i>powertrain</i> para um sistema de tração 4x4...	45
Figura 18 – Representação da proposta P2 montada em um veículo BAJA SAE	47
Figura 19 – Diagrama de planejamento de adição e alteração de componentes do veículo BAJA SAE de acordo com a proposta de implementação P2.....	48
Figura 20 – Dados geométricos do veículo	49
Figura 21 – Gráfico de eficiência por relação da CVT	50
Figura 22 – Ilustração dos eventos de aceleração e retomada	51
Figura 23 – Fluxograma das atividades de pré-dimensionamento dos componentes do <i>powertrain</i>	53

Figura 24 – Representação dos componentes do eixo cardan evidenciando dados geométricos de restrição aplicados	56
Figura 25 – Resultados da otimização da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 10% na massa do veículo)	57
Figura 26 – Resultados da otimização da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 30% na massa do veículo)	58
Figura 27 – Resultado da relação ideal da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 10% na massa do veículo)	59
Figura 28 – Resultado da relação ideal da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 30% na massa do veículo)	59
Figura 29 – Resultados e comparação das relações da caixa de transmissão vs rampa máxima e tempos de aceleração e retomada	60
Figura 30 – Deslocamento em função do tempo	61
Figura 31 – Velocidade em função do tempo	61
Figura 32 – Aceleração em função do tempo	62
Figura 33 – Força de resistência ao rolamento em função da velocidade.....	63
Figura 34 – Força de resistência aerodinâmica em função da velocidade	64
Figura 35 – Força total de tração em função da velocidade	65
Figura 36 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando: ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e (+10% massa do veículo para config. 4x4)	66
Figura 37 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando: ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e (+30% massa do veículo para config. 4x4)	67
Figura 38 – Comparativo de forças motoras e forças requeridas (4x2 vs 4x4) em função da velocidade, considerando: ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e rampa de 25% de inclinação ...	68
Figura 39 – Representação do conjunto de transmissão evidenciando os engrenamentos constituintes e as saídas e entradas de torque	72
Figura 40 – Diagrama SN (Limite de fadiga em função do número de ciclos)	73
Figura 41 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e acréscimo de 10% na massa do veículo para a configuração 4x4	84
Figura 42 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e acréscimo de 30% na massa do veículo para a configuração 4x4	85

Figura 43 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{rf} > \mu_{rt}$) e acréscimo de 10% na massa do veículo para a configuração 4x4	86
Figura 44 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{rf} > \mu_{rt}$) e acréscimo de 30% na massa do veículo para a configuração 4x4	87
Figura 45 – Especificações AGMA para dente de engrenagem de profundidade completa.....	116
Figura 46 – Módulos métricos padronizados	116
Figura 47 – Fator geométrico de flexão (J) da AGMA para $\phi = 20^\circ$ e dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC	117
Figura 48 – Fatores de aplicação (KA) da AGMA.....	117
Figura 49 – Parâmetros de definição do valor da constante Cpm para obtenção do fator (KM) de carregamento da AGMA.....	118
Figura 50 – Parâmetros de definição do valor da constante Cpa para obtenção do fator (KM) de carregamento da AGMA.....	118
Figura 51 – Dados pertinentes aos números de qualidade de engrenagem para diversas aplicações segundo recomendações da AGMA	119
Figura 52 – Gráfico de valores dos fatores (KV) e (CV) em função da velocidade tangencial e da qualidade (Qv) dos componentes de engrenamento	120
Figura 53 – Valores de coeficiente elástico (CP) da AGMA em função do tipo de material dos componentes de engrenamento	121
Figura 54 – Relação de valores de resistências à fadiga de flexão (Sf_b') da AGMA para seleção de materiais para engrenagens	122
Figura 55 – Relação de valores de resistências à fadiga de superfície (Sf_c') da AGMA para seleção de materiais para engrenagens	123
Figura 56 – Curvas para obtenção do valor de fator de vida (KL) para resistência à flexão da AGMA em função dos números de ciclos de vida (N).....	124
Figura 57 – Curvas para obtenção do valor de fator de vida (CL) para resistência à fadiga de superfície da AGMA em função dos números de ciclos de vida (N)	124
Figura 58 – Fator geométrico de flexão (J) da AGMA para engrenagens cônicas de dentes retos com ângulo de pressão $\phi = 20^\circ$	125
Figura 59 – Fator geométrico de superfície (I) da AGMA para engrenagens cônicas de dentes retos com ângulo de pressão $\phi = 20^\circ$	126
Figura 60 – Relação de valores de propriedades mecânicas de algumas ligas e aços ferramenta	127

Figura 61 – Representação em perspectiva isométrica das componentes das forças atuantes sobre o elemento de engrenamento cônico.....	128
Figura 62 – Diagrama de carga no eixo cardan	129
Figura 63 – Diagrama de esforço cortante no eixo cardan.....	129
Figura 64 – Diagrama de momento fletor no eixo cardan.....	129
Figura 65 – Diagrama de deflexão do eixo cardan	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das propostas (P) de implementação de sistemas 4x4 ..	46
Tabela 2 – Critérios e pesos para a seleção da proposta ideal.....	46
Tabela 3 – Matriz de decisão	47
Tabela 4 – Dados das variáveis empregadas no algoritmo de otimização de pares engrenados	54
Tabela 5 – Dados pertinentes ao gráfico da Figura 38, análise de força requerida e força motora (4x2 vs 4x4) em função da velocidade	69
Tabela 6 – Resultado da análise dos pares engrenados da caixa de transmissão visando os componentes mais críticos.....	70
Tabela 7 – Resultados e atribuições do pré-dimensionamento do eixo cardan	72
Tabela 8 – Dados do motor do veículo.....	82
Tabela 9 – Dados da transmissão do veículo.....	82
Tabela 10 – Dados de rendimento da transmissão do veículo.....	82
Tabela 11 – Dados gerais do veículo e do ambiente	83
Tabela 12 – Dados gerais de projeto preliminar dos pares engrenados da caixa de transmissão otimizada.....	88
Tabela 13 – Dados gerais de projeto preliminar do par engrenado cônico da nova saída de torque da caixa de transmissão	90
Tabela 14 – Resultado da análise dos pares engrenados da caixa de transmissão visando todos os elementos de engrenamento	109
Tabela 15 – Valores dos fatores modificadores do limite de resistência à fadiga Se	112

LISTA DE SIGLAS

2WD	<i>Two Wheel Drive</i>
4WD	<i>Four Wheel Drive</i>
AGMA	<i>American Gear Manufacturers Association</i>
AWD	<i>All Wheel Drive</i>
CG	<i>Centro de Gravidade</i>
COVID-19	<i>Corona Virus Disease - 2019</i>
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
FWD	<i>Front Wheel Drive</i>
HB	<i>Escala de dureza Brinell</i>
HPSTC	<i>Highest point of single tooth contact</i>
HR15N	<i>Escala de dureza Rockwell</i>
HRC	<i>Escala de dureza Rockwell</i>
hp	<i>Horse Power</i>
km/h	<i>Quilômetros por hora</i>
LSD	<i>Limited Slip Differentia</i>
MPa	<i>Mega Pascal</i>
mph	<i>Milhas por hora</i>
m/s	<i>Metros por segundo</i>
N	<i>Newton</i>
Nm	<i>Newton metro</i>
rad/s	<i>Radianos por segundo</i>
rpm	<i>Rotações por minuto</i>
RWD	<i>Rear Wheel Drive</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
UCS	<i>Universidade de Caxias do Sul</i>
vs	<i>Versus</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_f	Área frontal do veículo.
b	Distância do eixo dianteiro até o CG.
c	Distância do eixo traseiro até o CG.
C_D	Coeficiente de resistência aerodinâmica.
D_A	Resistência aerodinâmica.
dt	Incremento de tempo para análise.
E_{cvt}	Rendimento da CVT.
f_0	Coeficiente básico.
f_r	Coeficiente de resistência ao rolamento.
f_s	Coeficiente de efeito de velocidade.
F_d	Força disponível na barra de tração.
F_x	Força de tração total produzida pelas rodas.
F_{xf}	Força de tração produzida pelas rodas dianteiras.
F_{xr}	Força de tração produzida pelas rodas traseiras.
g	Aceleração da gravidade terrestre.
h	Altura do CG em relação ao solo.
i	Deslizamento longitudinal.
i_f	Deslizamento das rodas dianteiras.
i_r	Deslizamento das rodas traseiras.
L	Distância entre eixos do veículo.
m	Massa do veículo.
M_f	Torque motriz nas rodas dianteiras.
M_r	Torque motriz nas rodas traseiras.
η_d	Eficiência de um veículo <i>off-road</i> .
η_{s4}	Eficiência de deslizamento de um veículo com tração nas quatro rodas.
η_t	Eficiência do conjunto de transmissão.
r	Raio de rolamento livre do pneu.
$rampa_{máx}$	Rampa máxima.

r_{cvt}	Redução da CVT.
R_x	Resistência total ao rolamento.
R_{xf}	Resistência ao rolamento das rodas dianteiras.
R_{xr}	Resistência ao rolamento das rodas traseiras.
t_{AR}	Tempo total de aceleração e retomada.
V	Velocidade do veículo.
Vp	Velocidade linear do centro do pneu.
x_0	Deslocamento corrigido do veículo.
x	Deslocamento do veículo.
\dot{x}_0	Velocidade corrigida do veículo.
\dot{x}	Velocidade do veículo.
\ddot{x}	Aceleração do veículo.
W	Força peso.
$W \cos \theta$	Componente da força peso.
W_f	Força normal no eixo dianteiro.
W_r	Força normal no eixo traseiro.
$W \sin \theta$	Componente da força peso.
ρ	Densidade do ar.
θ	Ângulo de inclinação da estrada.
ω	Velocidade angular do pneu.
ω_f	Velocidade angular das rodas dianteiras.
ω_r	Velocidade angular das rodas traseiras.
$\mu\text{-split}$	Superfície de estrada que possui diferentes coeficientes de atrito entre rodas esquerdas e direitas de um veículo.
μ	Coefficiente de atrito estático.
μ_{rd}	Coefficiente de atrito estático para rodas direitas.
μ_{re}	Coefficiente de atrito estático para rodas esquerdas.
μ_{rf}	Coefficiente de atrito estático para rodas frontais.
μ_{rt}	Coefficiente de atrito estático para rodas traseiras.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	TEMA.....	21
1.2	JUSTIFICATIVA.....	21
1.3	OBJETIVOS.....	22
1.3.1	Objetivo geral	22
1.3.2	Objetivos específicos	22
2.	REFERENCIAL TEÓRICO	23
2.1	DINÂMICA LONGITUDINAL.....	23
2.1.1	Resistência ao rolamento	24
2.1.2	Resistência aerodinâmica	26
2.1.3	Modelagem dos pneus.....	27
2.1.3.1	Deslizamento longitudinal	27
2.1.4	Eficiência de tração.....	28
2.2	CONJUNTO MECÂNICO.....	29
2.2.1	Motor	29
2.2.2	Sistema de transmissão	30
2.2.2.1	Transmissão Continuamente Variável (CVT).....	31
2.2.2.2	Caixa de redução.....	31
2.2.2.3	Caixa de transferência	32
2.2.2.4	Eixo cardan	32
2.2.3	Diferencial.....	33
2.2.3.1	Conceito de diferencial aberto	33
2.2.3.2	Conceito de diferencial de deslizamento limitado	34
2.2.3.3	Conceito de diferencial bloqueável	34
2.3	SISTEMAS DE TRAÇÃO.....	34
2.3.1	Tração 2WD.....	35

2.3.2	Tração 4WD.....	35
2.3.2.1	Vantagens da tração 4WD	37
2.3.2.2	Desvantagens da tração 4WD	38
2.3.2.3	Modo <i>Part-time 4WD</i>	38
2.3.2.4	Modo <i>Full-time 4WD</i>	40
2.3.2.5	Modo <i>AWD</i>	41
2.3.2.6	Tração 4WD controlada por diferencial.....	41
2.3.2.7	Tração 4WD controlada por embreagem	42
3.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	43
3.1	OBJETO DE ESTUDO.....	44
3.2	SELEÇÃO DO MODELO	45
3.3	MÉTODOS.....	49
3.3.1	Elaboração e incremento do algoritmo	49
3.3.2	Análise das configurações de transmissão.....	50
3.3.2.1	Configuração da CVT	50
3.3.2.2	Configuração da caixa de transmissão	51
3.3.3	Análise numérica da dinâmica longitudinal do veículo	52
3.3.4	Análise e pré-dimensionamento dos componentes do <i>powertrain</i>	53
3.3.4.1	Engrenamentos da caixa de transmissão e nova saída de torque.....	54
3.3.4.2	Concepção do eixo cardan	55
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
4.1	ANÁLISE NUMÉRICA DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO	57
4.1.1	Resultado da análise das configurações de transmissão.....	57
4.1.2	Comparativo da dinâmica longitudinal nas condições 4x2 e 4x4..	60
4.1.2.1	Análise de deslocamento, velocidade e aceleração	60

4.1.2.2	Análise de resistência ao rolamento	62
4.1.2.3	Análise de resistência aerodinâmica.....	64
4.1.2.4	Análise da força total de tração.....	64
4.1.2.5	Análise geral de forças sob diferentes coeficientes de atrito estático e condição de rampa	65
4.2	ANÁLISE E PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES DO POWERTRAIN.....	69
4.2.1	Engrenamentos da caixa de transmissão	70
4.2.1.1	Concepção de novos pares engrenados	70
4.2.2	Eixo cardan.....	72
5.	CONCLUSÃO	75
6.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	77
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	79
	APÊNDICE A – DADOS TÉCNICOS DO MOTOR E DO CONJUNTO DE TRANSMISSÃO DO VEÍCULO	82
	APÊNDICE B – DADOS GERAIS DO VEÍCULO E DO AMBIENTE	83
	APÊNDICE C – 1º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)	84
	APÊNDICE D – 2º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)	85
	APÊNDICE E – 3º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)	86
	APÊNDICE F – 4º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)	87
	APÊNDICE G – DADOS GERAIS DOS PARES ENGRENADOS DA CAIXA DE TRANSMISSÃO OTIMIZADA	88
	APÊNDICE H – DADOS GERAIS DO PAR ENGRENADO CÔNICO DA NOVA SAÍDA DE TORQUE DA CAIXA DE TRANSMISSÃO OTIMIZADA	90

APÊNDICE I – MEMORIAL DE CÁLCULOS DE PRÉ-PROJETO DOS COMPONENTES DE ENGRENAMENTO DA CAIXA DE TRANSMISSÃO OTIMIZADA PARA A IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA 4X4	91
APÊNDICE J – MEMORIAL DE CÁLCULOS DE PRÉ-PROJETO DOS COMPONENTES DE ENGRENAMENTO DA NOVA SAÍDA DE TORQUE PARA A IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA 4X4.....	103
APÊNDICE K – RESULTADO GERAL DA ANÁLISE DOS PARES ENGRENADOS DA CAIXA DE TRANSMISSÃO	109
APÊNDICE L – MEMORIAL DE CÁLCULOS DE PRÉ-PROJETO DO EIXO CARDAN PARA A IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA 4X4	110
ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DA AGMA PARA DENTE DE ENGRENAGEM DE PROFUNDIDADE COMPLETA E MÓDULOS MÉTRICOS PADRONIZADOS.....	116
ANEXO B – FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO (J) PARA $\varphi = 20^\circ$ DE DENTES DE PROFUNDIDADE COMPLETA COM CARREGAMENTO HPSTC E FATORES DE APLICAÇÃO (KA) DA AGMA.....	117
ANEXO C – PARÂMETROS DE DEFINIÇÃO DAS CONSTANTES (CPM) E (CPA) PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE CARREGAMENTO (KM) DA AGMA.....	118
ANEXO D – PARÂMETROS DE QUALIDADE DE ENGRENAGEM PARA OBTENÇÃO DO FATOR DINÂMICO (KV) DA AGMA	119
ANEXO E – PARÂMETROS DE DEFINIÇÃO DO FATOR DINÂMICO (KV) DA AGMA EM FUNÇÃO DA QUALIDADE E VELOCIDADE DO ENGRENAMENTO	120
ANEXO F – FATOR DE COEFICIENTE ELÁSTICO (CP) DA AGMA	121
ANEXO G – RESISTÊNCIAS À FADIGA DE FLEXÃO DA AGMA PARA SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA ENGRENAGENS.....	122
ANEXO H – RESISTÊNCIAS À FADIGA DE SUPERFÍCIE DA AGMA PARA SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA ENGRENAGENS.....	123

ANEXO I – FATOR DE VIDA (KL) PARA RESISTÊNCIA À FLEXÃO E FATOR DE VIDA (CL) PARA RESISTÊNCIA À FADIGA DE SUPERFÍCIE DA AGMA	124
ANEXO J – FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO (J) PARA ENGRENAGENS CÔNICAS DE DENTES RETOS COM $\varphi = 20^\circ$ DA AGMA	125
ANEXO K – FATOR GEOMÉTRICO DE SUPERFÍCIE (I) PARA ENGRENAGENS CÔNICAS DE DENTES RETOS COM $\varphi = 20^\circ$ DA AGMA	126
ANEXO L – PROPRIEDADES MECÂNICAS DE ALGUMAS LIGAS E AÇOS FERRAMENTA	127
ANEXO M – REPRESENTAÇÃO DAS COMPONENTES DAS FORÇAS ATUANTES SOBRE O ELEMENTO DE ENGRENAMENTO CÔNICO	128
ANEXO N – DIAGRAMAS DE CARGA, ESFORÇO CORTANTE E MOMENTO FLETOR SOBRE O EIXO CARDAN	129
ANEXO O – DIAGRAMA DE DEFLEXÃO DO EIXO CARDAN	130

1 INTRODUÇÃO

Concebido pela primeira vez no ano de 1976 na Universidade da Carolina do Sul nos Estados Unidos, o programa BAJA SAE teve início no Brasil somente 18 anos após sua primeira edição no exterior. Em 1995, realizou-se a primeira competição de nível nacional no Brasil. Dois anos depois apoiou-se a execução de eventos de nível regional, que atualmente são nomeados como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste. (SAE BRASIL, 2019).

Além de uma das possíveis atividades complementares em pesquisa nas universidades, o programa BAJA SAE BRASIL, consiste em um desafio destinado especialmente aos estudantes dos cursos de engenharia. Possui como principal objetivo propiciar aos participantes o devido preparo para futuros desafios na indústria, assim como ressaltar a oportunidade de expor de maneira prática os conhecimentos obtidos ao longo da graduação. Além disso, visa promover uma experiência diante de uma situação real de projeto.

No âmbito da competição, seguem-se as regras apresentadas em um regulamento administrativo e técnico. As equipes possuem a tarefa de projetar e construir efetivamente um veículo baja. Conseqüentemente, durante a competição o veículo é submetido a uma série de provas, a fim de ser avaliado com relação ao seu desempenho.

A décima oitava edição da competição BAJA SAE Etapa Sul ocorreu no ano de 2020. Sendo a última participação do veículo desenvolvido pela equipe TOBAJA da Universidade de Caxias do Sul no Campus Sede. Dentre 17 participantes, o veículo atingiu a colocação de sétimo lugar na área de projeto de *powertrain*. Apresentou-se assim um ganho significativo quando comparado à edição do ano anterior, onde dentre 23 participantes ficou com a décima sexta posição. Ressalta-se que na edição de 2020 houve a renovação de grande parte dos integrantes da equipe. Da mesma maneira presenciou-se um novo formato de competição, sendo de modo totalmente online por conta da pandemia mundial COVID-19.

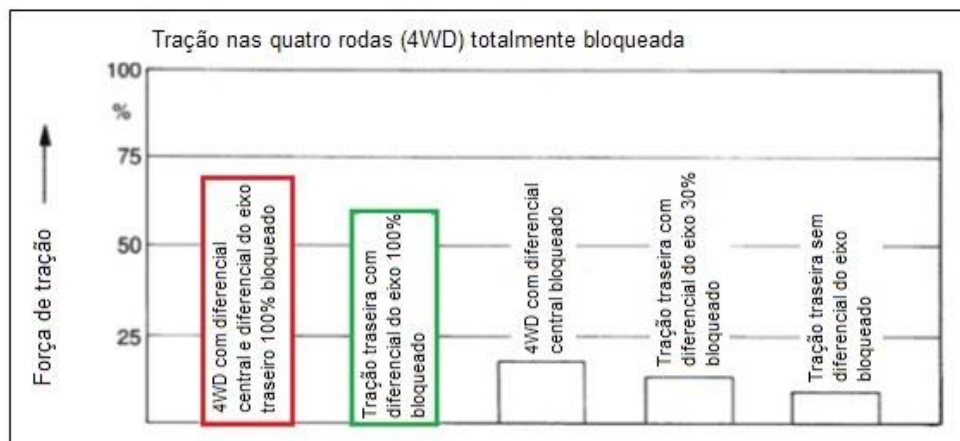
Atualmente o veículo da equipe de Caxias do Sul tem seu conjunto de *powertrain* constituído por um motor de modelo 19H do fabricante *Briggs & Stratton*. Possuindo uma potência nominal de 10 hp, o motor transmite torque à um sistema de câmbio do tipo CVT (*Continuously Variable Transmission*) que sequencialmente é acoplado em uma caixa de redução. O torque resultante é entregue à ambos os

semieixos do veículo através de um eixo rígido. Esta configuração pode ser correlativa à de um diferencial bloqueado, ou seja, é cabível apontar que tal disposição proporciona melhor tração em condições difíceis de direção. (BISSELL; HEITNER; SHIDLE, 1946).

Segundo Crolla (2009), o travamento de 100% do diferencial do eixo traseiro oferece a maioria dos benefícios ao percorrer uma estrada que apresenta superfície escorregadia. Da mesma forma, além do bloqueio há também a influência dos diferentes tipos de tração que acabam por implicar sobre a força de propulsão de um determinado veículo.

Deste modo, Crolla (2009) apresenta um estudo comparativo que pode ser observado na Figura 1. Contempla-se uma superfície de estrada conhecida como *μ-split*, ou seja, que possui diferentes coeficientes de atrito entre as rodas esquerdas e direitas do veículo. Os valores dos coeficientes adotados foram 0,1 e 0,8 onde o primeiro pode ser considerado como um trecho escorregadio e o segundo respectivamente como um trecho não escorregadio. Salienta-se para o retângulo destacado em verde, onde se descreve um modelo de configuração de tração similar ao instalado atualmente no veículo da equipe TOBAJA. Apresentando maior força de propulsão, em vermelho destaca-se o incremento da tração nas quatro rodas somada ao bloqueio de diferencial.

Figura 1 – Influência do tipo de tração e bloqueio de diferencial na força de tração de um veículo de passageiros em uma superfície de estrada *μ-split*.



Fonte: Adaptado de Crolla (2009, pg. 242).

Implementando-se um sistema de tração nas quatro rodas ao veículo da equipe, se espera poder atingir um maior nível de desempenho. Com base nos

resultados apresentados na Figura 1, estima-se promover um aumento da força de tração de aproximadamente 10%. Elevando a força de tração do veículo, almeja-se pelo desenvolvimento adequado sobre os obstáculos e sobre a condição lamacenta e acidentada da pista.

Para a efetivação do sistema proposto é de extrema importância levar em consideração tanto os benefícios pretendidos quanto às desvantagens consequentes. Como principais desvantagens pode-se elencar o considerável acréscimo de massa e o aumento de perdas de potência devido à adição de novos elementos de máquina. Além do acomodamento apropriado dos componentes no espaço limitado do veículo, o custo final agregado e a redução do comportamento de sobresterço do veículo podendo ser favorável em determinados trechos sinuosos da pista.

1.1 TEMA

O presente trabalho se atribui a assuntos relacionados às áreas de engenharia mecânica e automotiva. Direciona-se ao projeto de um sistema de tração nas quatro rodas para um veículo de competição do tipo BAJA SAE. As áreas abordadas fazem referência a temas relativos à sistemas mecânicos, dinâmica dos corpos rígidos e análise estrutural de elementos de máquina.

1.2 JUSTIFICATIVA

No ano de 2020, dentre todos os informativos publicados para a competição BAJA SAE BRASIL, o Comitê Técnico Baja Sul propôs para as equipes um desafio. Referiu-se a uma possível obrigatoriedade da implementação de um sistema de tração nas quatro rodas em competições futuras. A situação proposta teve como intuito inicial instigar as equipes para esta possível alteração. Além de entusiasmar os estudantes com indagações alusivas ao efeito que tal implantação causaria nos demais subsistemas, bem como as repercussões no desempenho final do veículo.

Entretanto, se torna indispensável salientar que de acordo com a investigação de Mohan (2000), o estímulo principal para a implementação de sistemas 4WD em *powertrains* de veículos é relacionado com a mobilidade aprimorada em terrenos difíceis. Igualmente se faz possível ter um veículo com garantia de maior segurança em estradas *off-road*.

Em referência à mobilidade, controle e tração, Crolla (2009) similarmente destaca que o desempenho do veículo em terrenos acidentados é significativamente otimizado.

Para Rajamani (2006), o sistema de tração nas quatro rodas torna-se vantajoso. Visto que a força de tração longitudinal do pneu é gerada nas quatro rodas do veículo. Sendo muito útil em situações onde há perdas de tração, como por exemplo em terrenos fora de estrada e proeminências escorregadias.

O assunto em questão deve ser analisado criteriosamente, evidenciando uma avaliação de funcionalidade. Naunheimer (2011) aponta uma série de vantagens e desvantagens que um sistema de tração 4x4 pode proporcionar. Contudo, também é mencionado que a tecnologia de tração integral nas quatro rodas se estabeleceu de maneira crescente ao longo dos últimos anos.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Desenvolver no âmbito teórico e numérico o projeto preliminar e conceitual de um conjunto mecânico de tração 4x4 a fim de ser aplicado em um veículo do tipo BAJA SAE.

1.3.2 Objetivos específicos

- a) Apresentar o conceito de um sistema de tração 4x4 para o veículo BAJA SAE;
- b) Elaborar um algoritmo em MATLAB® com o intuito de assessorar demonstrações numéricas.
- c) Analisar as relações do sistema de transmissão;
- d) Demonstrar numericamente a dinâmica longitudinal do veículo 4x2 (atual) e 4x4 (proposta), evidenciando as perspectivas de desempenho;
- e) Realizar teoricamente o levantamento das cargas atuantes nos elementos que constituem o *powertrain* do veículo;
- f) Pré-dimensionar de modo teórico os componentes pertinentes à estrutura do *powertrain* do veículo.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

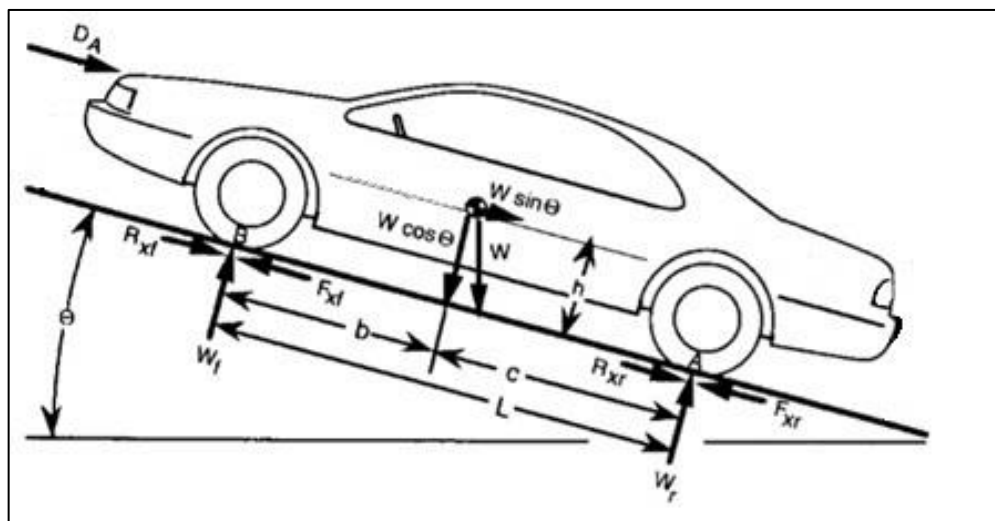
Para realizar a implantação de um sistema de tração 4x4 em um veículo BAJA SAE, inicialmente se faz necessário compreender a respeito da mecânica e dos componentes envolvidos no conjunto. Neste presente Capítulo serão discutidas as caracterizações essenciais para a compreensão adequada do estudo proposto.

2.1 DINÂMICA LONGITUDINAL

A dinâmica longitudinal sucintamente aborda a aceleração e a frenagem de um determinado veículo. De modo geral o conjunto de *powertrain* descreve os principais componentes que geram e que entregam energia à superfície da estrada. É constituído por elementos como: motor, caixa de transmissão, caixa de transferência, eixos de transmissão, diferencial e sistema de freios. Os dois principais elementos do modelo longitudinal são a dinâmica do veículo e a dinâmica do *powertrain*. O primeiro é influenciado pelas forças longitudinais do pneu, forças de arrasto aerodinâmica, forças de resistência ao rolamento e forças gravitacionais. (RAJAMANI, 2006).

A Figura 2 mostra um diagrama de corpo livre de um veículo contendo as forças motoras e de resistência atuantes. A Equação (1) expressa o balanço de forças ao longo do eixo longitudinal e também como a aceleração \ddot{x} pode ser obtida a partir da 2ª Lei de Newton.

Figura 2 – Diagrama de corpo livre de um veículo.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, pg. 11).

$$\ddot{x} = (F_{xf} + F_{xr} - D_A - R_{xf} - R_{xr} - mg \sin \theta) / m \quad (1)$$

Onde os termos F_{xf} e F_{xr} representam as forças de tração produzidas pelas rodas (em N), assim como R_{xf} e R_{xr} as forças de resistência ao rolamento das rodas dianteiras e traseiras respectivamente (em N). Além de D_A como sendo a força de resistência aerodinâmica (em N), m a massa total do veículo (em kg), g a aceleração da gravidade (em m/s²) e θ sendo o valor do ângulo de inclinação da estrada (em graus). Pode-se conferir outras variáveis na Figura 2 como W referindo-se a força peso e suas componentes $W \cos \theta$ e $W \sin \theta$ (em N). Os elementos W_f e W_r correspondem as forças normais sobre as rodas dianteiras e traseiras (em N), L a distância entre eixos, h a altura do CG em relação ao solo, b a distância do eixo dianteiro até o CG e c a distância do eixo traseiro até o CG. (GILLESPIE, 1992).

2.1.1 Resistência ao rolamento

Em determinadas situações a resistência ao rolamento pode ser considerada como sendo a principal força de resistência ao movimento. Como por exemplo em baixas velocidades e em solo consistente. Em operações *off-road* e em solo nivelado, a resistência ao rolamento é a única força de retardo de maior significância. Distintamente das demais forças de resistência, esta se faz presente a partir do momento em que as rodas começam a girar. (GILLESPIE, 1992).

Basicamente a resistência ao rolamento pode ser definida como um momento aplicado à roda que vai contra a direção do movimento. Trata-se de uma força indesejada ocasionada pela energia necessária para a deformação do solo ou do pneu. (TAGHAVIFAR; MARDANI, 2017).

Gillespie (1992) afirma que ao considerar um veículo como um todo, a resistência total ao rolamento R_x é a soma das resistências das rodas dianteiras R_{xf} e traseiras R_{xr} (em N). Esta pode ser expressa pela Equação (2).

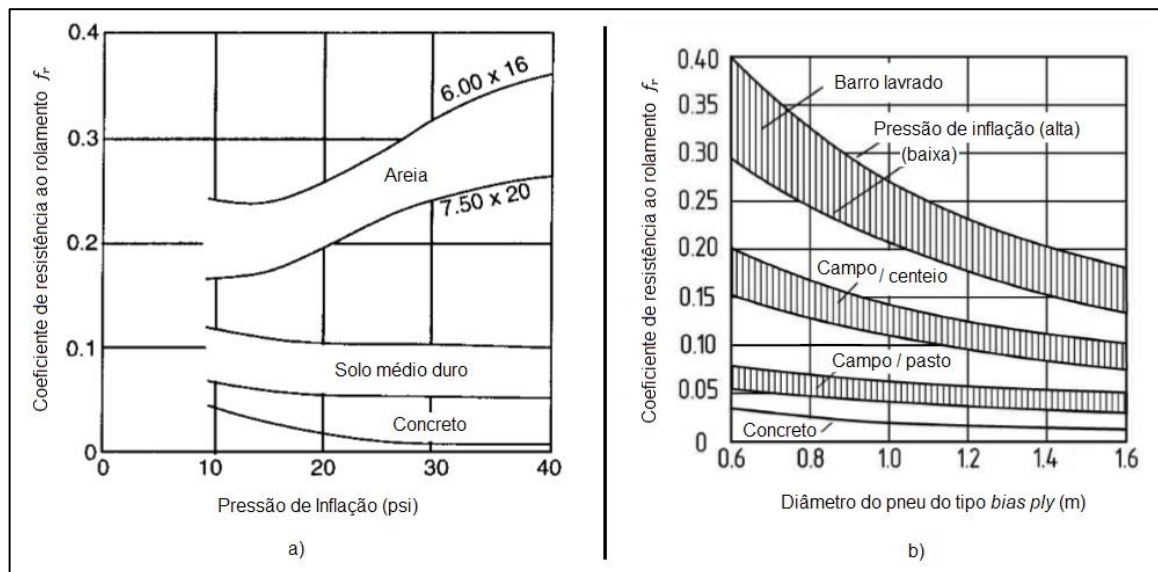
$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r W \quad (2)$$

O coeficiente de resistência ao rolamento f_r , explana os efeitos das propriedades físicas e interdependentes do pneu e do solo. O valor deste coeficiente

é afetado por diversos fatores tais como temperatura, pressão, velocidade, deslizamento, material e configuração do pneu. Teoricamente torna-se impossível contemplar um equacionamento que leve em consideração todas estas variáveis. Ressalta-se que várias equações para estimar a resistência ao rolamento foram desenvolvidas ao longo dos anos. No entanto de acordo com a aplicação particular antes de atribuir-se um valor para este coeficiente é importante estabelecer um grau de precisão para os cálculos. (GILLESPIE, 1992).

Posto isso, através da Figura 3a) pode-se observar a mudança de valores de coeficiente de rolamento de acordo com a pressão de inflação dos pneus em diferentes tipos de superfícies. Semelhantemente na Figura 3b) verifica-se a variação do coeficiente em função do diâmetro do pneu do tipo *bias ply* (camadas de cordões emborrachados em um padrão de linhas diagonais) neste caso.

Figura 3 – Comportamento do coeficiente de resistência ao rolamento em diferentes tipos de superfície. a) f_r vs pressão de inflação; b) f_r vs diâmetro do pneu *bias ply*.



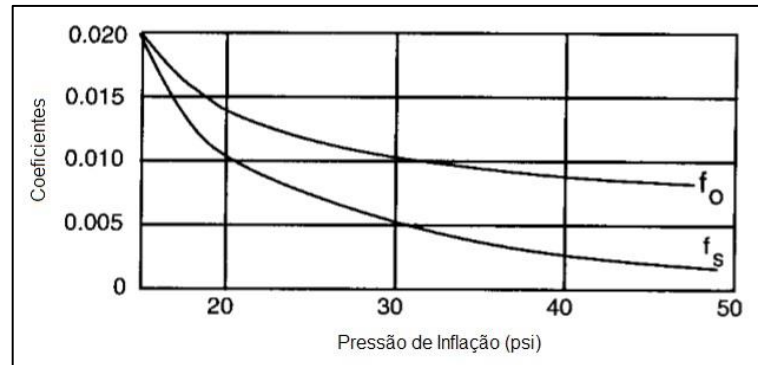
Fonte: a) Adaptado de Gillespie (1992, pg. 113); b) Adaptado de Wahyudi e Khaerudini (2020, pg. 216).

Levando em consideração faixas de velocidade e situações que se aproximam de superfícies como o concreto, o Instituto de Tecnologia em Stuttgart desenvolveu um método que aproxima o valor do coeficiente de resistência ao rolamento dado pela Equação (3). A velocidade (em mph) é expressa por V , o termo f_0 é denominado de coeficiente básico e f_s é o coeficiente de efeito de velocidade. (GILLESPIE, 1992).

$$f_r = f_0 + 3,24 f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2,5} \quad (3)$$

Os coeficientes f_0 e f_s são dependentes da pressão de inflação dos pneus e se estabelecem a partir do gráfico da Figura 4.

Figura 4 – Coeficientes f_0 e f_s para a Equação (2).



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, pg. 118);

2.1.2 Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica, pode ser proveniente de duas fontes, sendo uma delas o fluxo de ar sobre a parte externa da carroceria de um veículo e a outra o fluxo através do interior do veículo para fins de resfriamento, aquecimento e ventilação. Destes, o primeiro é o predominante, sendo responsável por mais de 90% da resistência aerodinâmica de um veículo de passageiros. Em geral, a resistência aerodinâmica é expressa pela Equação (4). Destaca-se A_f como sendo a área frontal do veículo (em m^2), C_D como o coeficiente de resistência aerodinâmica, V como a velocidade do veículo (em m/s) e ρ a densidade do ar (em kg/m^3). (WONG, 2001).

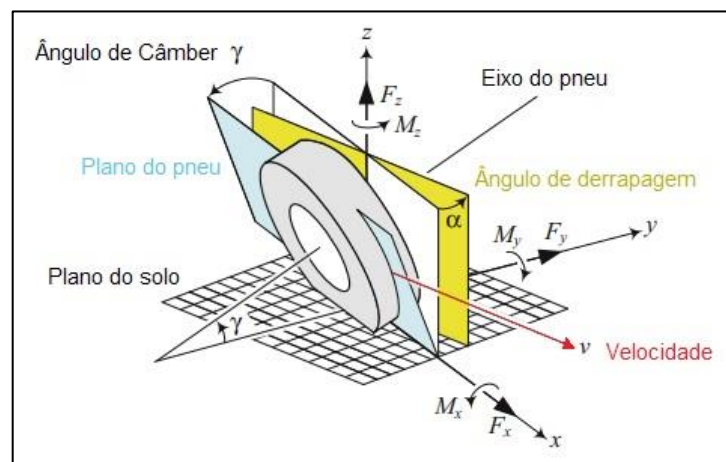
$$D_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A_f \quad (4)$$

Wong (2001), destaca que a resistência aerodinâmica geralmente não é um fator de grande significância para veículos *off-road* que operam em faixas de velocidade inferiores à 48 km/h.

2.1.3 Modelagem dos pneus

Essencialmente os pneus desempenham três funções primordiais sobre o veículo: Suportam a carga vertical, enquanto amortecem os impactos provindos da estrada, desenvolvem forças longitudinais para aceleração e frenagem, e desenvolvem forças laterais para curvas. Na Figura 5, detalha-se o sistema de coordenadas de um pneu. (GILLESPIE, 1992).

Figura 5 – Sistema de coordenadas do pneu.



Fonte: Adaptado de Jazar (2017, pg. 35).

2.1.3.1 Deslizamento longitudinal

Este fenômeno pode ser conferido no instante em que o pneu sofre com a ação de um torque aplicado. A partir de então uma força de tração na área entre o pneu e o solo é concebida. Tal força provoca compressão nas regiões à frente e dentro da área de contato da banda de rodagem do pneu. Este estado de compressão sugere que a distância desenvolvida pelo pneu será menor do que quando submetido ao rolamento livre, ou seja, sem o torque aplicado. (WONG, 2001).

Segundo Wong (2001), o deslizamento usualmente é considerado como sendo a principal fonte de perdas de potência na operação de veículos *off-road* em terrenos não preparados. Portanto reduzir este feito é de grande importância prática para proporcionar um aumento de eficiência operacional. O deslizamento longitudinal i , geralmente é definido através da Equação (5).

$$i = \left(1 - \frac{V_p}{r\omega}\right) \cdot 100\% \quad (5)$$

Onde V_p é a velocidade linear do centro do pneu (em m/s), ω é a velocidade angular do pneu (em rad/s), r é o raio de rolamento livre do pneu em (m).

2.1.4 Eficiência de tração

Muitas vezes a necessidade de puxar ou empurrar algum elemento se faz presente em determinadas aplicações envolvendo veículos *off-road*. Logo analisando o quesito de tração destes veículos verifica-se que o desempenho da barra de tração é de fundamental importância. A força disponível na barra de tração F_d pode ser compreendida por meio da Equação (6). Onde F_x é a força de tração total produzida pelas rodas (em N) e R_x é a resistência total ao rolamento (em N). (WONG, 2001).

$$F_d = F_x - \sum R_x \quad (6)$$

Através da Equação (7) caracteriza-se a eficiência de um veículo *off-road* considerando o valor η_t como sendo a eficiência do conjunto de transmissão.

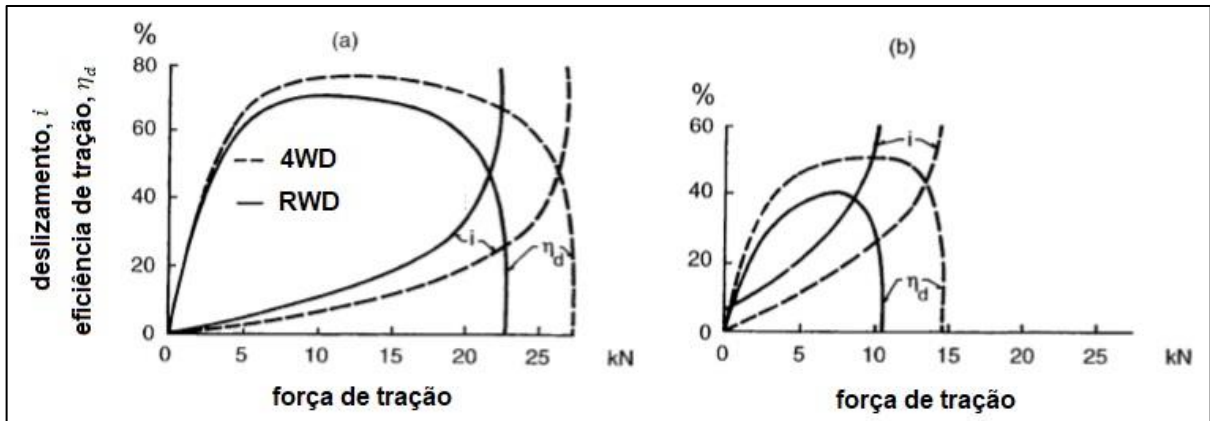
$$\eta_d = \frac{F_d}{F_x} (1 - i) \eta_t \quad (7)$$

Considerando um veículo com tração nas quatro rodas, pode-se afirmar que as perdas de potência provenientes ao deslizamento ocorrem tanto nas rodas dianteiras quanto nas traseiras. Admitindo que o desempenho dos dois pneus dianteiros e dos dois pneus traseiros são idênticos, a eficiência de deslizamento pode ser obtida por meio da Equação (8). No qual M_f e M_r são o torque motriz nas rodas dianteiras e traseiras (em Nm), ω_f e ω_r são a velocidade angular das rodas dianteiras e traseiras (em rad/s), e i_f e i_r são o deslizamento das rodas dianteiras e traseiras, respectivamente. (WONG, 2001).

$$\eta_{s4} = 1 - \frac{i_f M_f \omega_f + i_r M_r \omega_r}{M_f \omega_f + M_r \omega_r} \quad (8)$$

Na Figura 6, Wong (2001), compara o desempenho da barra de tração de um trator com tração nas duas e nas quatro rodas em um solo seco e em um solo barrento.

Figura 6 – Comparativo de desempenho da barra de tração de um trator com tração 4WD e RWD. a) solo seco; b) solo barrento e úmido.



Fonte: Adaptado de Wong (2001, pg. 306).

Nitidamente pode-se observar que a força de tração em solo seco é superior à força em solo barrento. Entretanto, constata-se que em ambos os solos a característica de eficiência de tração do veículo com tração nas quatro rodas se sobressaiu com relação ao de apenas duas rodas trativas. Verifica-se também que o veículo 4WD expressa valores menores de deslizamento quando comparado ao de tração RWD.

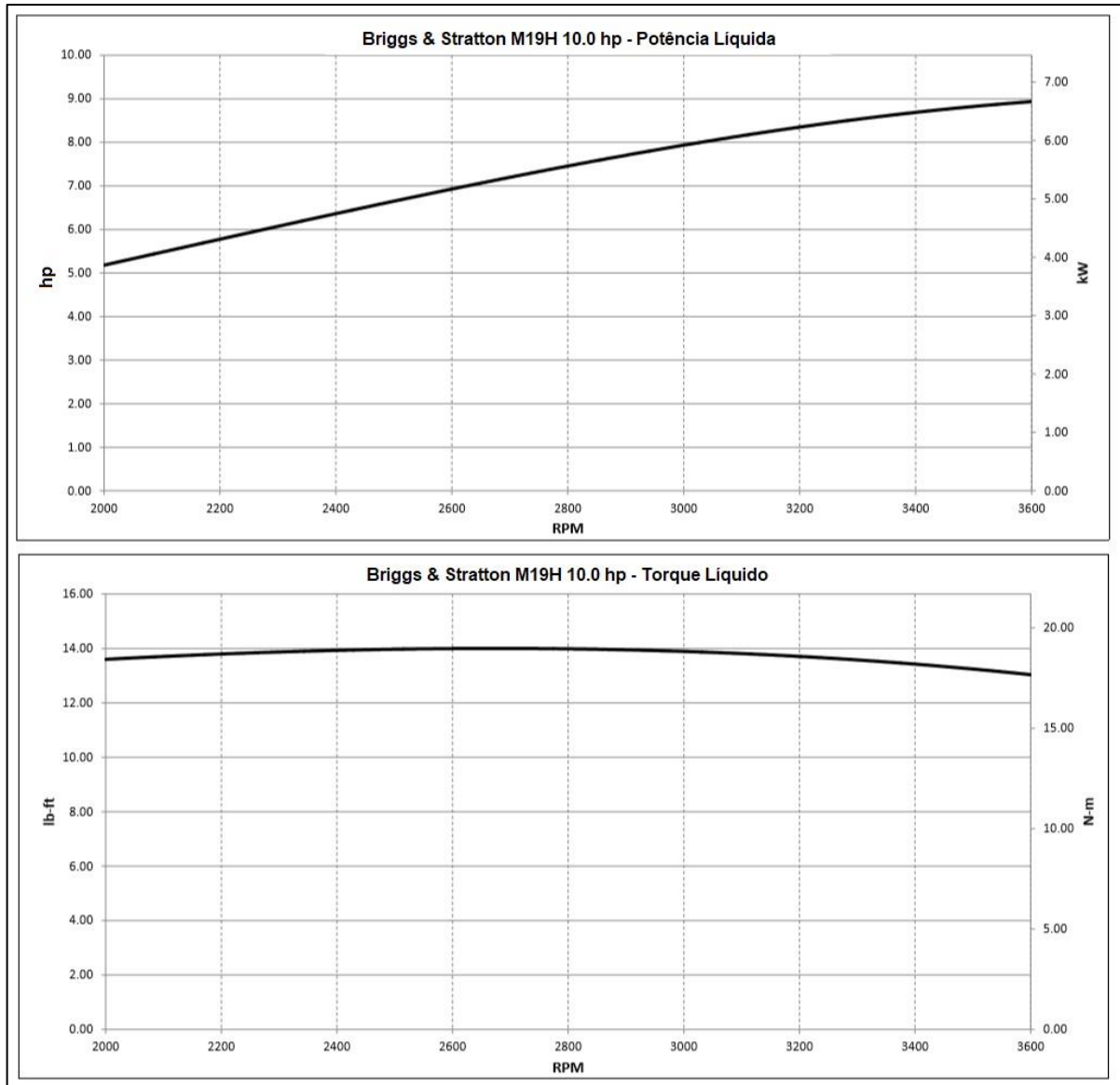
2.2 CONJUNTO MECÂNICO

2.2.1 Motor

Segundo Gillespie (1992), o motor é a fonte de força propulsora de um veículo. De modo abrangente pode ser caracterizado por meio de suas curvas de torque e de potência em função da velocidade. Motores a gasolina apontam uma curva de torque que atinge o pico na faixa intermediária de velocidades de operação.

De acordo com o regulamento o motor exigido nas competições BAJA SAE deve ser do fabricante *Briggs & Stratton*, dos modelos referentes as séries 19 ou 20. Sendo o primeiro mencionado no caso da equipe TOBAJA. Na Figura 7 visualiza-se as curvas de torque e potência. (SAE BRASIL, 2019).

Figura 7 – Potência e torque do motor em função da rotação.



Fonte: Adaptado de *Briggs & Stratton* (2019).

2.2.2 Sistema de Transmissão

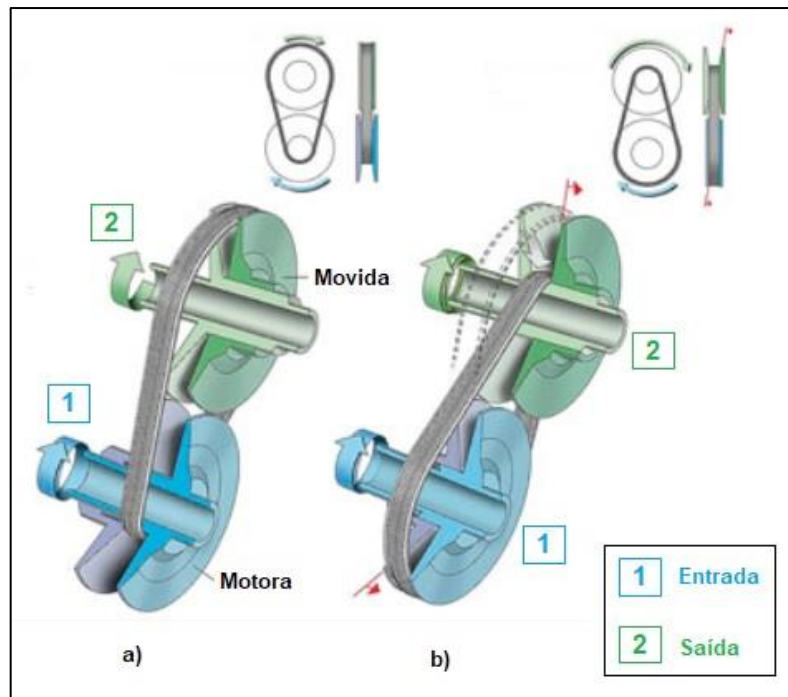
“A transmissão de um automóvel tem a função de fornecer as forças de tração e impulsão necessárias para induzir o movimento”. (BOSCH, 2005, pg. 736).

Entende-se que em uma caixa de transmissão convencional a potência que o motor disponibiliza não pode ser integralmente aproveitada por um número finito de marchas. Fazendo o uso de uma transmissão do tipo CVT, o motor pode ser operado no ponto de operação ideal. (NAUNHEIMER, 2011).

2.2.2.1 Transmissão Continuamente Variável (CVT)

Este tipo de transmissão destaca-se nos quesitos de performance, consumo de combustível e emissão quando comparada com caixas de transmissão escalonadas de relações discretas. São capazes de promover a variação de relação entre a entrada e a saída de um modo contínuo através da abertura e do fechamento de um sistema de polias. A Figura 8 mostra um esquema de funcionamento de uma transmissão CVT. (BOSCH, 2005; CROLLA, 2009).

Figura 8 – Funcionamento da transmissão CVT. a) baixa relação; b) alta relação.



Fonte: Adaptado de Revista O Mecânico (2015).

2.2.2.2 Caixa de redução

Salienta-se que caixas de redução podem ser montadas antes ou após o conjunto de CVT a fim de aumentar a relação de engrenamento geral além da sua faixa padrão. (NAUNHEIMER, 2011).

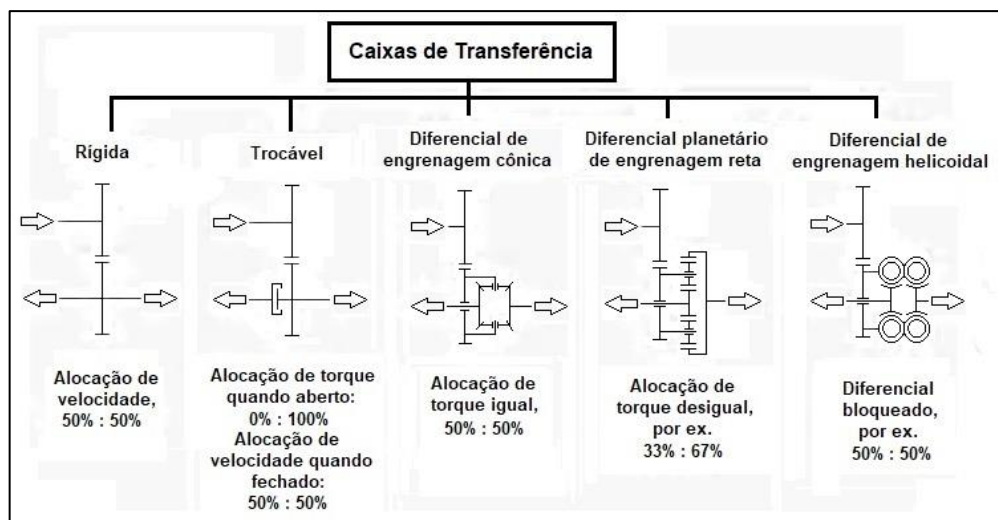
Sua função é reduzir a velocidade angular proveniente do motor, transferindo-a para os respectivos eixos de tração proporcionando um aumento de torque. A transmissão se dá através de engrenagens que por sua vez contemplam uma relação de multiplicação constante e independente do carregamento. Além de caracterizarem-

se pela segurança de funcionamento, robustez e rendimento geralmente elevado. Dentre os redutores distinguem-se principalmente: engrenagens cilíndricas, cônicas, e sem-fim com dentes retos, inclinados ou helicoidais. (NIEMANN, 1971).

2.2.2.3 Caixa de transferência

Consiste em uma caixa de engrenagens adicional usualmente empregada em veículos que possuem mais de um eixo motriz. Tem como função dividir o torque proveniente do motor e da transmissão, entregando-o aos eixos de saída. Por sua vez, estes são conectados aos eixos cardans que alimentam os eixos dianteiro e traseiro do veículo. As caixas de transferência podem ser categorizadas de acordo com suas configurações que podem ser observadas na Figura 9. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018; MOHAN, 2000; NAUNHEIMER, 2011).

Figura 9 – Caixas de transferência categorizadas pelas suas configurações.



Fonte: Adaptado de Naunheimer (2011, pg. 234).

2.2.2.4 Eixo cardan

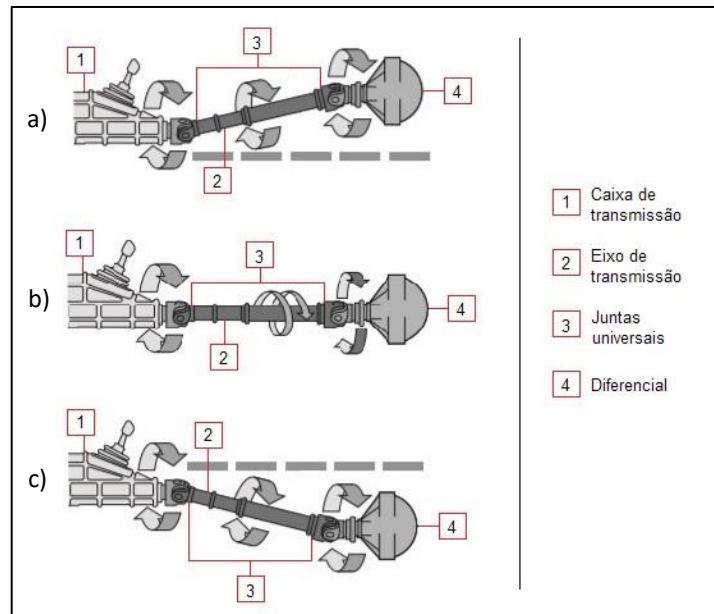
Segundo Costa (2002), a energia mecânica se propaga da caixa de transmissão para o diferencial por meio do eixo de transmissão. Este componente consiste em um tubo metálico suficientemente resistente para efetuar a transmissão da energia.

Ao trafegar por um piso irregular, o conjunto do eixo traseiro apresenta deslocamento relativo à estrutura do veículo conforme as molas da suspensão fletem. Para compensar deslocamentos longitudinais e desalinhamentos angulares, nas

uniões entre a caixa de transmissão e o diferencial, são empregadas juntas deslizantes e juntas universais. Na Figura 10 é possível visualizar um esquema de funcionamento de um eixo cardan. (COSTA, 2002; DANA, 2016).

Figura 10 – Representação esquemática do funcionamento de um eixo cardan.

a) desalinhamento angular; b) deslocamento longitudinal; c) desalinhamento angular.



Fonte: Adaptado de Dana (2016, pg. 1-2).

2.2.3 Diferencial

Para não interferir na propulsão de um veículo, ao realizar uma trajetória curva necessita-se de um dispositivo que permita que as suas rodas girem em velocidades diferentes. Para cumprir esse objetivo, é fornecido um sistema de engrenagens denominado de diferencial. (BISSELL; HEITNER; SHIDLE, 1946).

Gawande et al. (2013) aponta que perduram três notáveis categorias de diferenciais, sendo: abertos, de deslizamento limitado e bloqueáveis.

2.2.3.1 Conceito de diferencial aberto

Também conhecido como diferencial padrão, é adequado em situações onde as rodas de um veículo estão sobre uma superfície de alta tração. Neste contexto, se uma das rodas perder a tração, todo o torque do eixo ligado a ela, será direcionado para a mesma roda que perdeu a tração. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018).

2.2.3.2 Conceito de diferencial de deslizamento limitado

Do inglês LSD (*Limited Slip Differential*), o diferencial de deslizamento limitado atua de modo a retificar o funcionamento dos diferenciais abertos quando submetidos a situações de superfícies de baixa tração. Em outras palavras, este sistema inibe que a quantidade usual de torque seja direcionada ao pneu que está submetido à patinagem. Há duas categorias que fazem o uso de diferentes modos de resistência a fim de obter o mesmo efeito, sendo: através de embreagem mecânica e através de acoplamento viscoso. (CAR TREATMENTS, 2020; MAT FOUNDRY GROUP, 2021).

2.2.3.3 Conceito de diferencial bloqueável

O diferencial bloqueável, desempenha um papel fundamental em veículos 4WD. Este mecanismo faz com que o diferencial atue de modo a enviar uma quantidade igualitária de potência para cada roda. Simplificadamente esta situação contempla um eixo fixo. (CAR TREATMENTS, 2020; GILL; SEHDEV; SINGH, 2018).

Sua aplicação é primordial quando um veículo for submetido a estradas com superfícies de baixa tração. Usualmente aplicados em veículos *off-road*, possui como objetivo crucial evitar situações onde as rodas motoras tendem a patinar. Através do bloqueio forças motrizes de maior magnitude podem ser alcançadas, além de toda a potência disponível no final da linha de transmissão ser provida às rodas. Entretanto o bloqueio só pode ser 100% eficaz quando aplicado no eixo traseiro. Se aplicado no eixo dianteiro a título de exemplo, não haveria um controle de direção adequado. (CROLLA, 2009; HEISLER, 2002).

2.3 SISTEMAS DE TRAÇÃO

“Não há definições ou especificações fixas para os diferentes tipos de tração nas quatro rodas.” (OUTBACK CROSSING, 2013, não paginado, tradução nossa).¹

Medeiros (2018) menciona que é possível classificar os tipos de tração em termos baseados na quantidade de rodas motoras de um determinado veículo. Podendo ser designadas como tração do tipo 2WD, 4WD e AWD.

¹ **Do original:** “There are no fixed definitions or specifications for the different types of four-wheel drives.” (OUTBACK CROSSING, 2013, não paginado).

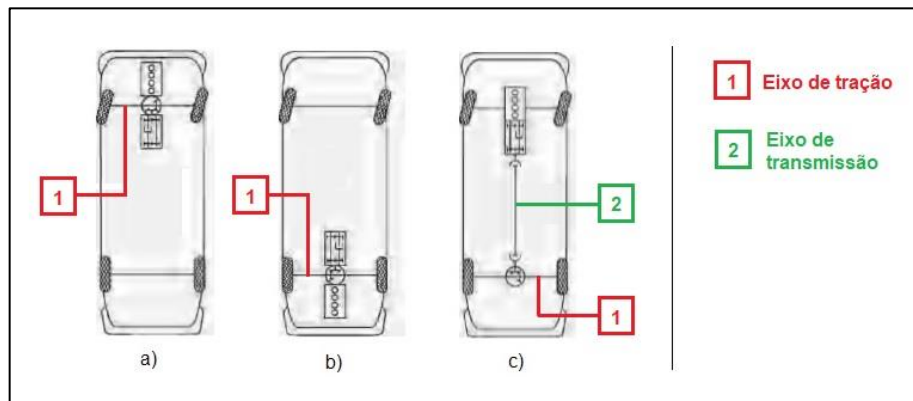
2.3.1 Tração 2WD

Gill, Sehdev e Singh (2018) caracteriza um sistema 2WD do inglês (*Two Wheel Drive*), pelo modo de tração onde somente um dos eixos é movido, desta forma o torque é dividido entre duas rodas. Para este modelo de tração pode-se ter as variações do tipo FWD e RWD, do inglês (*Front Wheel Drive*) e (*Rear Wheel Drive*), sendo respectivamente tração nas rodas dianteiras e tração nas rodas traseiras.

A Figura 11 representa o conceito de tração 2WD em três diferentes configurações. Neste caso ambas configurações dispõem de motor e caixa de transmissão longitudinais. A configuração a) tração FWD apresenta motor e caixa frontal, a configuração b) tração RWD apresenta motor e caixa traseira. Por fim a configuração c) apresenta também uma tração RWD, porém com motor e caixa na dianteira, conectados à um diferencial traseiro por meio de um eixo de transmissão.

Figura 11 – Representação esquemática do conceito de tração 2WD.

a) tração FWD; b) tração RWD; c) tração RWD com eixo de transmissão.



Fonte: Adaptado de Naunheimer (2011, pg. 142-143).

Medeiros (2018) indica que o layout 4x2 é adotado na maioria dos veículos rodoviários. Tal aplicação é justificada já que o sistema apresenta certo grau de simplicidade e massa consideravelmente reduzida. Isto quando comparado aos demais tipos de sistemas de tração, além de desenvolver força de tração suficiente para a aplicação.

2.3.2 Tração 4WD

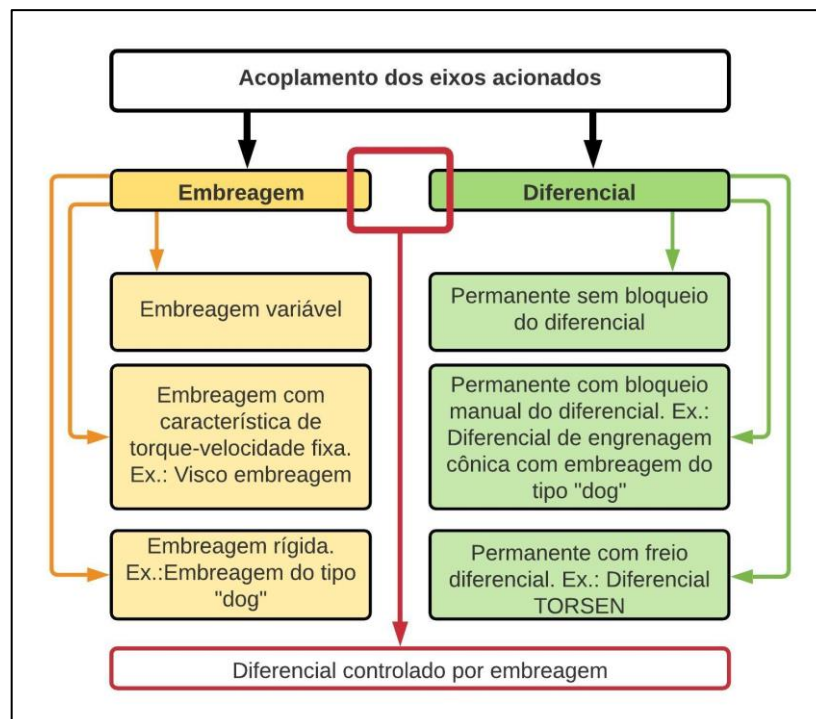
Medeiros (2018) aponta como um sistema 4WD, do inglês (*Four Wheel Drive*), aquele que concede torque de maneira simultânea para as quatro rodas do veículo.

“Geralmente, o 4WD é otimizado para situações severas de direção *off-road*, como escalar pedregulhos, vadear em águas profundas e enfrentar colinas íngremes com superfícies soltas de baixa tração.” (CONSUMER REPORTS, 2015, não paginado, tradução nossa).²

“O projeto de tração nas quatro rodas é amplamente dependente do conceito de tração do veículo original. Outras características são definidas pelos objetivos ao introduzir a tração nas quatro rodas.” (NAUNHEIMER, 2011, p.147, tradução nossa).³

De acordo com Naunheimer (2011) é compreensível que o tipo adequado de sistema de tração 4WD é determinado por influência do objetivo do projeto. Além disso, pode-se estabelecer certos critérios no momento da seleção. A Figura 12 exemplifica uma classificação sistemática de tração nas quatro rodas. Salienta-se também o critério decisivo é o tipo de ligação entre os eixos dianteiro e traseiro. Podendo estes serem conectados através de diferencial ou embreagem.

Figura 12 – Classificação sistemática de tração nas quatro rodas.



Fonte: Adaptado de Naunheimer (2011, pg. 148).

² **Do original:** “Generally, 4WD is optimized for severe off-road driving situations such as climbing over boulders, fording deep water, and tackling steep hills with loose, low-traction surfaces.” (CONSUMER REPORTS, 2015, não paginado).

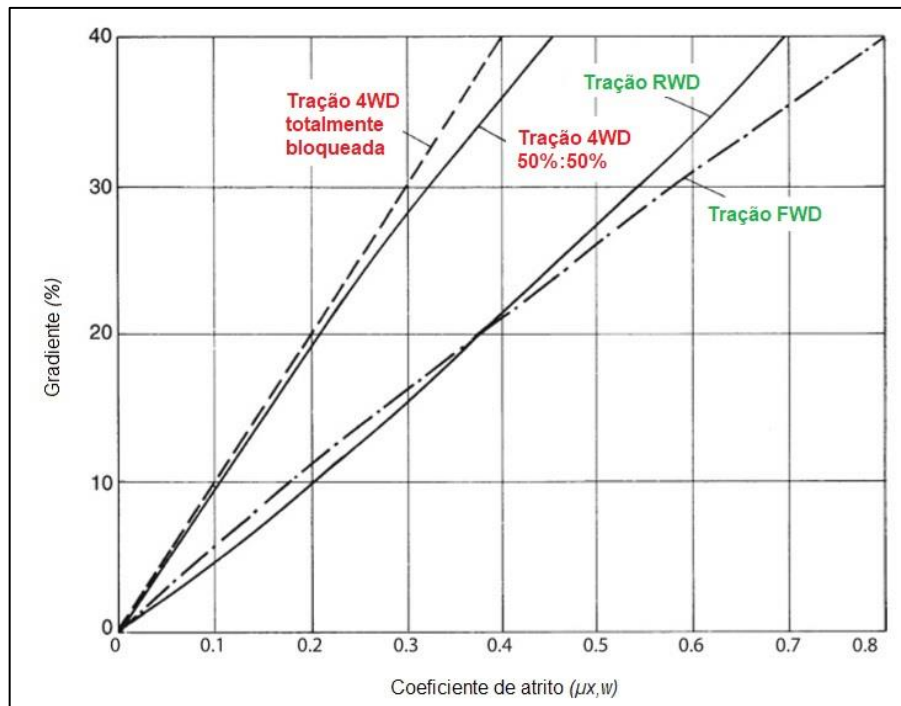
³ **Do original:** “the all-wheel drive design is very largely dependent on the drive concept of the original vehicle. Further characteristic features are defined by the objectives when introducing all-wheel drive.” (NAUNHEIMER, 2011, p.147)

2.3.2.1 Vantagens da tração 4WD

Quando um veículo de tração nas quatro rodas é comparado à um veículo com apenas um eixo motor, correlata-se certas vantagens. Um sistema de tração 4WD confere tração aprimorada em todas as condições de estrada, como superfícies secas, molhadas, com gelo, neve ou lama. Este aumento de desempenho é possível por intermédio da utilização total do atrito estático. Consequentemente, veículos com esta característica desenvolvem também melhorias com relação à estabilidade, melhor comportamento sobre o fenômeno de aquaplanagem, aumento da capacidade de escalada, da carga útil e de reboque. (CROLLA, 2009; NAUNHEIMER, 2011).

Na Figura 13, Crolla (2009) demonstra um comparativo onde é perceptível a diferença da capacidade de escalada relacionada ao coeficiente de atrito μ dos tipos de tração propostos. Sendo elas, tração FWD, RWD, 4WD com distribuição de força motriz de 50% para o eixo dianteiro e 50% para o traseiro e por fim tração 4WD com bloqueio de diferencial.

Figura 13 – Capacidade de escalada dos diferentes tipos de tração apresentados sobre uma superfície homogênea.



Fonte: Adaptado de Crolla (2009, pg. 242).

Destaca-se que para este comparativo os parâmetros de distribuição de carga por eixo (dianteiro/traseiro) dos veículos se deu da seguinte maneira: tração FWD (57%/43%), tração RWD (51%/49%), ambas as trações 4WD (52%/48%).

2.3.2.2 Desvantagens da tração 4WD

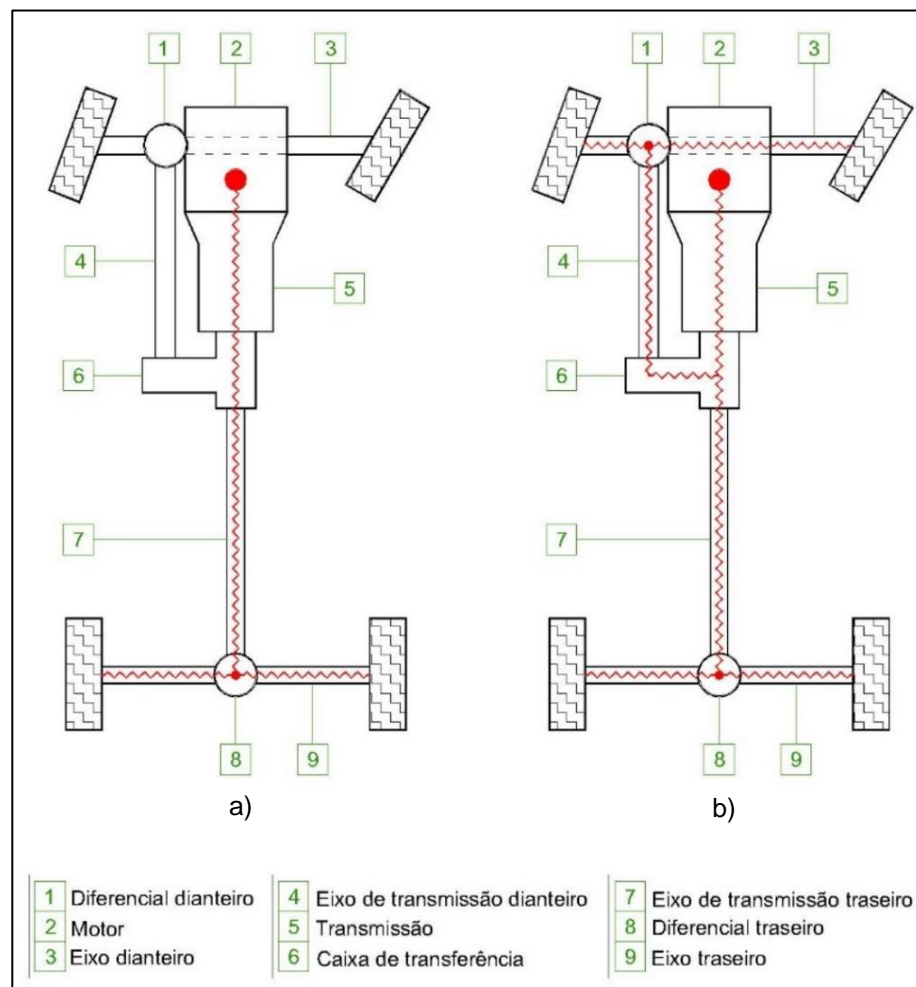
Assim como benefícios, os sistemas de tração 4WD também trazem desvantagens pontuais que não devem ser ignoradas. Usualmente se manifestam custos de aquisição e complexidade técnica superiores aos sistemas de tração 2WD. Agregam maior massa ao veículo, sendo estimado em cerca de 6 a 10%, comprometendo assim a velocidade máxima, que geralmente torna-se mais baixa. Denota-se incremento no consumo de combustível podendo atingir cerca de 5 a 10%, além de exigir aumento no espaço físico para a devida instalação de componentes adicionais. (CONSUMER REPORTS, 2015; CROLLA, 2009; NAUNHEIMER, 2011).

2.3.2.3 Modo *Part-time 4WD*

Os primeiros veículos 4x4 desenvolvidos baseavam-se em um sistema *Part-time 4WD*, assim chamado de meio período. Apresenta características de um sistema no padrão 2WD, entretanto é equipado com um dispositivo chamado de caixa de transferência. Por meio do acionamento deste, torna-se possível o engate das outras duas rodas através do travamento de seus cubos, transformando o veículo de 2WD para 4WD. Os eixos dianteiro e traseiro são rigidamente acoplados à caixa de transferência por meio de diferenciais e eixos cardans. Observando a Figura 14a), contextualiza-se um veículo *Part-time 4WD* com motor e transmissão na dianteira, operando em modo 2WD, de variação RWD. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018; MOHAN, 2000; OUTBACK CROSSING, 2013).

Figura 14 – Representação esquemática de um veículo *Part-time 4WD*.

a) operando em modo 2WD; b) operando em modo 4WD.



Fonte: Adaptado de Mohan (2000, pg. 3).

A partir do acionamento da caixa de transferência, o veículo opera em modo 4WD, conforme Figura 14b). Observa-se o caminho da linha vermelha, onde em ambos os casos a potência gerada no motor é encaminhada à caixa de transmissão. Sobretudo a potência é transmitida ao eixo de transmissão que alimenta o diferencial traseiro, conseqüentemente o torque é distribuído ao longo do mesmo eixo até atingir as rodas. Considerando o acionamento da caixa de transferência o processo se repete, contudo através de um segundo eixo de transmissão, um diferencial instalado no eixo dianteiro é alimentado, distribuindo torque também para as rodas dianteiras.

Quando um veículo é submetido à uma curva, a distância percorrida pelas rodas externas é maior do que a percorrida pelas rodas internas. Supondo que tais rodas são dispostas em um eixo sem a presença de tração, girando de forma

independente umas das outras, pode-se afirmar que rotacionam com diferentes velocidades a fim de compensar o percurso. (BISSELL; HEITNER; SHIDLE, 1946).

Dado que todas as rodas necessitam girar em velocidades diferentes ao realizarem curvas, no modo *Part-time 4WD* há ausência de um diferencial central. Isto implica que este sistema não permite que as rodas dianteiras e traseiras atuem de forma independente. Portanto, ambos os eixos giram na mesma velocidade. Dirigir com o modo 4WD engatado, em superfícies não escorregadias com alto valor de coeficiente de atrito, pode ocasionar o chamado “enrolamento da transmissão”, do inglês *transmission wind-up*. Tal fato consiste em acúmulo de tensões de torção na linha de transmissão, podendo causar sérios danos ao *powertrain*. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018; OUTBACK CROSSING, 2013).

2.3.2.4 Modo *Full-time 4WD*

Neste tipo de sistema ambos os eixos propulsionam o veículo o tempo inteiro. Não dispõe de seleção de modo 2WD e possui diferencial central que também é conhecido como diferencial interaxial. Este possibilita que todas as rodas rotacionem em velocidades distintas. Logo, este modo não apresenta *transmission wind-up* como no caso do *Part-time 4WD*, sendo capaz de realizar percursos em diversos tipos de estrada, tanto de baixo como de alto atrito. Em terrenos mais acidentados é possível travar o diferencial interaxial, feito isso o conjunto irá operar como um *Part-time 4WD*. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018; MOHAN, 2000; OUTBACK CROSSING, 2013).

No modo *Full-time 4WD*, quando há escorregamento de uma roda, o sistema trava o diferencial interaxial fazendo com que o torque seja transferido do eixo que escorrega para o outro eixo que apresenta tração. Quando o escorregamento é cessado o sistema é desbloqueado. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018).

A representação de um veículo *Full-time 4WD* pode ser comparada ao modelo da Figura 14. Além de possuir os mesmos componentes atenta-se para a adição do diferencial central disposto junto à caixa de transferência.

2.3.2.5 Modo AWD

Através deste modo compreende-se que o veículo opera em tempo integral, todavia podendo apresentar variação no percentual de fornecimento de potência entre os eixos da dianteira e da traseira. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018; MEDEIROS, 2018).

Assim como no modo *Full-time 4WD*, este também dispõe de um diferencial interaxial. O fator limitante para um AWD não ser como um 4WD é a possibilidade de travamento do diferencial interaxial. Em outras palavras pode-se dizer que o sistema não tem a capacidade de bloqueá-lo. Fato este que impossibilita o acionamento dos diferenciais dianteiro e traseiro com a mesma proporcionalidade. Obviamente os eixos operam de forma independente, posto isso não apresentam características de tração adequadas em terrenos difíceis como nos demais modos 4WD. (GILL; SEHDEV; SINGH, 2018; OUTBACK CROSSING, 2013).

“Embora alguns dos sistemas AWD possam funcionar adequadamente em situações *off-road* menos exigentes, o conceito foi realmente desenvolvido para um manuseio mais seguro e melhor na estrada.” (OUTBACK CROSSING, 2013, não paginado, tradução nossa).⁴

Com o intuito de favorecer a Equipe Baja Univates Team, Zotti, Lenz e Souza (2020), elaboraram um estudo comparativo de propostas para um sistema de tração 4x4 em um veículo BAJA SAE. Com base nos critérios de custo, manutenção, adaptação, construção e prova, empregou-se uma matriz de decisão como ferramenta a fim de selecionar a proposta mais adequada. Segundo os resultados a proposta mais assertiva para a realidade da equipe contou com uma tração AWD. Contendo um diferencial na dianteira, acoplado a um eixo cardan que se conecta à caixa de transmissão atual na parte traseira do veículo atuando em modo de bloqueio. Vale enfatizar que os critérios de maior peso determinados pela equipe foram o custo e o desempenho nas provas.

2.3.2.6 Tração 4WD controlada por diferencial

A distribuição de torque entre os eixos dianteiro e traseiro pode ser realizada através de um diferencial de engrenagem planetária ou de engrenagem cônica. De

⁴ **Do original:** “While some of the AWD systems can perform adequately in less taxing off-road situations the concept was really developed for safer and better on-road handling.” (OUTBACK CROSSING, 2013, não paginado).

acordo com o primeiro, o torque de acionamento pode ser dividido entre os eixos conforme for necessário. Isto é realizado por meio de uma seleção de relação, sendo características as relações de 50%:50% a 33%:66%. (NAUNHEIMER, 2011).

Em diferenciais de engrenagem cônica a distribuição de torque se dá de modo fixo, sendo 50%:50%. Isto implica que a distribuição da tração é ideal apenas para um determinado ponto. Este aspecto pode apresentar dificuldades em situações onde há alto nível de escorregamento. Nesta situação, para obter melhor desempenho é aconselhável o travamento do diferencial interaxial. (NAUNHEIMER, 2011).

2.3.2.7 Tração 4WD controlada por embreagem

Caracteriza-se pelo fato de que apenas um eixo é permanentemente movido, sendo que o segundo eixo pode ser engatado de forma manual ou automática. Naunheimer (2011) propõe três modos de acoplamento sendo eles: embreagem rígida controlável, visco-embreagem e embreagens com torque de acoplamento externamente ajustável.

Financeiramente o primeiro vem a ser a opção mais em conta, entretanto como parte característica de sua funcionalidade, quando instalado junto a um diferencial 100% bloqueado é plausível do efeito de *transmission wind-up* no *powertrain*. Já o segundo modo mencionado não dispõe de tal efeito, além de verificar uma transição gradual de 2WD para 4WD dependendo da diferença de velocidade entre os eixos. O último modo citado retrata como exemplo uma embreagem de múltiplas placas. Tendo como característica a capacidade de selecionar o torque de acoplamento.

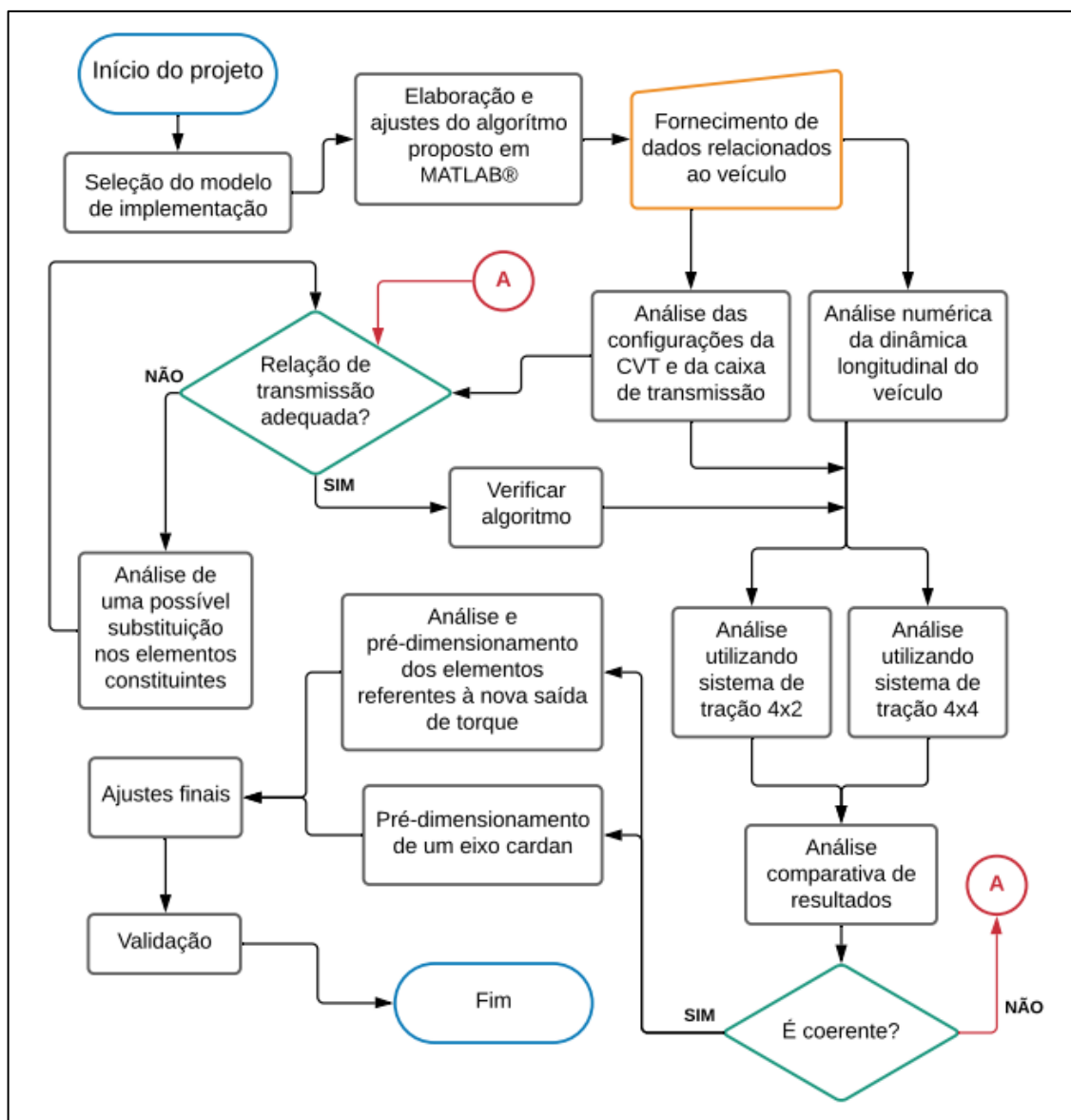
É válido citar que o nível de torque do acoplamento é dependente das características de cada embreagem. Estas podendo ser influenciadas pelo nível de viscosidade e pela temperatura do óleo utilizado. Normalmente deseja-se realizar o acoplamento de maneira suave, a fim de evitar possíveis danos no *powertrain*. (NAUNHEIMER, 2011).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo tem como finalidade apresentar o objeto de estudo, métodos e materiais empregados, além dos dados de entrada e condições gerais de contorno necessárias para a implementação do projeto.

Com o objetivo de facilitar o entendimento das atividades planejadas, a Figura 15 retrata um fluxograma das tarefas gerais a serem desenvolvidas.

Figura 15 – Fluxograma das atividades gerais planejadas.



Fonte: Autor (2021).

3.1 OBJETO DE ESTUDO

Este estudo tem como principal intuito promover a implementação de um sistema 4x4 em um veículo BAJA SAE. Ressaltam-se que as análises e as validações pertinentes serão desenvolvidas no contexto teórico e numérico. Tomando como base o carro da equipe TOBAJA da Universidade de Caxias do Sul, verificou-se seu desempenho sobre as adversidades da pista através do aumento da força de tração. Destaca-se também à importância da análise do ganho de tração sobre o acréscimo de massa do sistema.

A fim de realizar a implementação, inicialmente verificaram-se os conceitos e os elementos essenciais da tração original do veículo. O projeto atual consiste em um conjunto de *powertrain* conforme exemplifica a Figura 16, sobretudo oferecendo uma tração 2WD do tipo RWD.

Figura 16 – Configuração atual de *powertrain* do veículo da equipe TOBAJA.



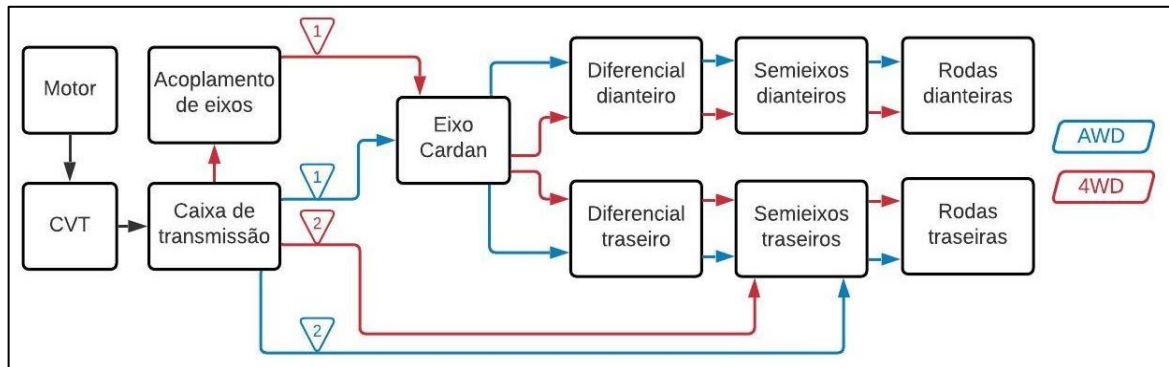
Fonte: Autor (2021).

De maneira preliminar o projeto de um sistema de tração nas quatro rodas consiste em duas linhas de raciocínio. A Figura 17 mostra o conjunto de *powertrain* considerando duas perspectivas de implemento: tração AWD e tração 4WD. Verificam-se a adição de novos elementos, estes por sua vez se fazem necessários para que a tração nas quatro rodas seja concebida.

Na Figura 17, primeiramente avaliando o implemento de tração AWD (linha azul), seguindo o indicador (1), após o elemento “caixa de transmissão”, tem-se a presença de eixos cardan. Estes proporcionam a ligação entre os diferenciais dianteiro e traseiro, sequencialmente alimentando as rodas dianteiras e traseiras de modo integral. Seguindo o indicador (2), apresenta-se uma opção de acoplamento semelhante à Figura 15, ligando a caixa de transmissão diretamente aos semieixos, criando uma situação compatível à um diferencial bloqueado. Esta configuração,

entretanto, somente para o eixo traseiro. Com relação ao eixo dianteiro ainda se faz necessário a utilização de um eixo cardan e de um diferencial.

Figura 17 – Configuração proposta de *powertrain* para um sistema de tração 4x4.



Fonte: Autor (2021).

Ainda na Figura 17, avaliando fluxo do diagrama para o implemento de tração 4WD (linha vermelha), nota-se que a operação é de modo similar à tração AWD, porém nesta concepção há um elemento extra, indicado como “acoplamento de eixos”. Este por exemplo podendo ser análogo a uma caixa de transferência ou uma embreagem, tendo como objetivo viabilizar o acionamento da tração 4WD. Deste modo o veículo pode operar com uma tração 2WD do tipo RWD e a partir do “acoplamento de eixos”, passa a operar com uma tração *Part-time 4WD*.

3.2 SELEÇÃO DO MODELO

Com a intenção de promover um modelo fidedigno de implementação com características promitentes, efetuou-se um *brainstorming* junto aos integrantes da equipe TOBAJA a fim de estabelecer a opção de implemento mais adequada para a realidade da equipe. Para auxiliar na escolha preliminar tomou-se como base o artigo “Estudo de propostas para um sistema de tração 4x4 em um veículo do tipo BAJA SAE” elaborado por Zotti, Lenz e Souza (2020).

A Tabela 1 expõe características elementares de quatro propostas de sistemas que foram tomadas como suporte para a realização deste estudo.

Tabela 1 – Características das propostas (P) de implementação de sistemas 4x4.

P	Tipo de tração	Tipo de transmissão	Acop. eixos¹	Eixos cardan	Dif. dianteiro	Dif. traseiro	Bloq. dif.²
P1	AWD	Mecânica	Não	Sim	Sim	Sim	Não
P2	AWD	Mecânica	Não	Sim	Sim	Não	Sim
P3	4WD	Mecânica	Sim	Sim	Sim	Não	Sim
P4	4WD	Hidráulica	Não	Não	Não	Não	Não

Fonte: Autor (2021).

(1) Sistema de acoplamento e desacoplamento de eixos.

(2) Condição de diferencial traseiro bloqueado.

Prontamente com o consentimento dos integrantes da equipe TOBAJA realizou-se uma breve pesquisa com o propósito de determinar critérios e valores de pesos para a seleção da proposta ideal. Na Tabela 2 apresentam-se os critérios e a magnitude de cada um atribuídos em porcentagem.

Tabela 2 – Critérios e pesos para a seleção da proposta ideal.

Custo do projeto	Manutenção do sistema	Construção do sistema	Adaptação do sistema¹	Desempenho nas provas
18,64%	19,07%	18,22%	19,49%	24,58%

Fonte: Autor (2021).

(1) Adaptação do sistema no veículo atual.

Com o auxílio de uma matriz de decisão pode-se prever a proposta mais plausível levando em consideração os critérios e os pesos anteriormente adotados. No corpo da matriz, arranjada na Tabela 3, estão as notas concebidas segundo a pesquisa, sendo que os valores estão dispostos em uma escala de intervalo de zero a dez pontos. Conseqüentemente zero igual a um baixo desempenho e dez igual a um alto desempenho. Na coluna “Rank”, verificou-se que a proposta P2 obteve o maior percentual de concordância, atingindo 78,67%, seguida das demais propostas. Comenta-se também que a proposta P4 não obteve pontuação no *ranking* visto que desempenhou as piores notas quando comparada às demais.

Tabela 3 – Matriz de decisão.

P	Custo	Manut. do sistema	Constr. do sistema	Adapt. sist. ¹	Desemp. ²	Rank [%]	Desv. padrão
P1	5,14	6,57	5,57	5,00	6,00	72,41%	0,58
P2	5,71	6,00	5,86	5,43	6,29	78,67%	0,29
P3	5,29	5,43	5,43	5,29	7,29	76,23%	0,77
P4	3,29	3,29	4,43	3,57	5,57	0,00%	0,88

Fonte: Autor (2021).

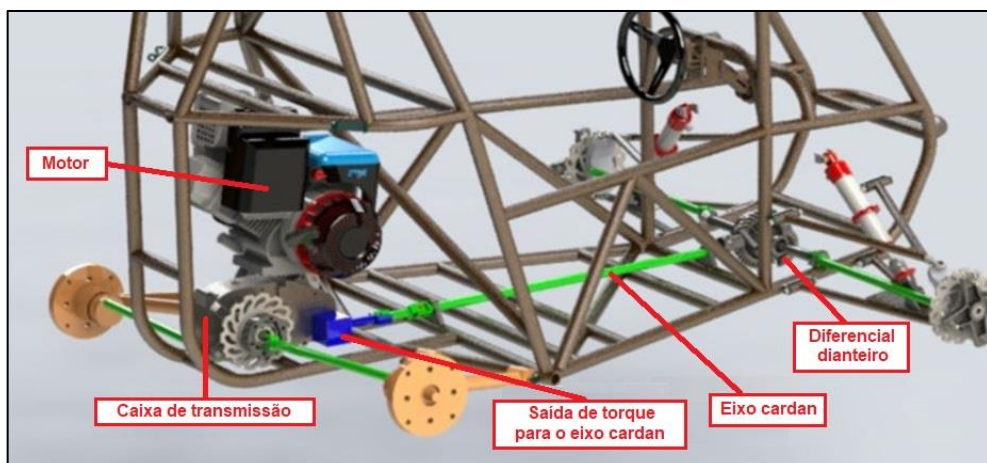
(1) Adaptação do sistema no veículo atual.

(2) Desempenho nas provas.

Observando a Tabela 3 percebe-se que a proposta que mais pontuou conta com um conjunto de notas de valor superior em comparação às demais em três dos cinco critérios estabelecidos. Tendo como melhor nota em custo de projeto, construção e adaptação do sistema no veículo. Ficando também com a segunda melhor nota em manutenção e desempenho nas provas. É importante destacar que se realizou o cálculo de desvio padrão entre os valores dos critérios estabelecidos a fim de representar a variabilidade em torno de suas médias.

Para efetuar a implementação no veículo, modificações na caixa de transmissão devem ser realizadas. Além da saída de torque já existente para os semieixos das rodas traseiras, uma nova saída deverá se fazer presente. Esta conectando-se ao eixo cardan que é responsável por transferir o torque até o conjunto frontal de diferencial, semieixos e rodas. A Figura 18 retrata o conjunto dos elementos básicos pertinentes à proposta P2 montados sobre o veículo.

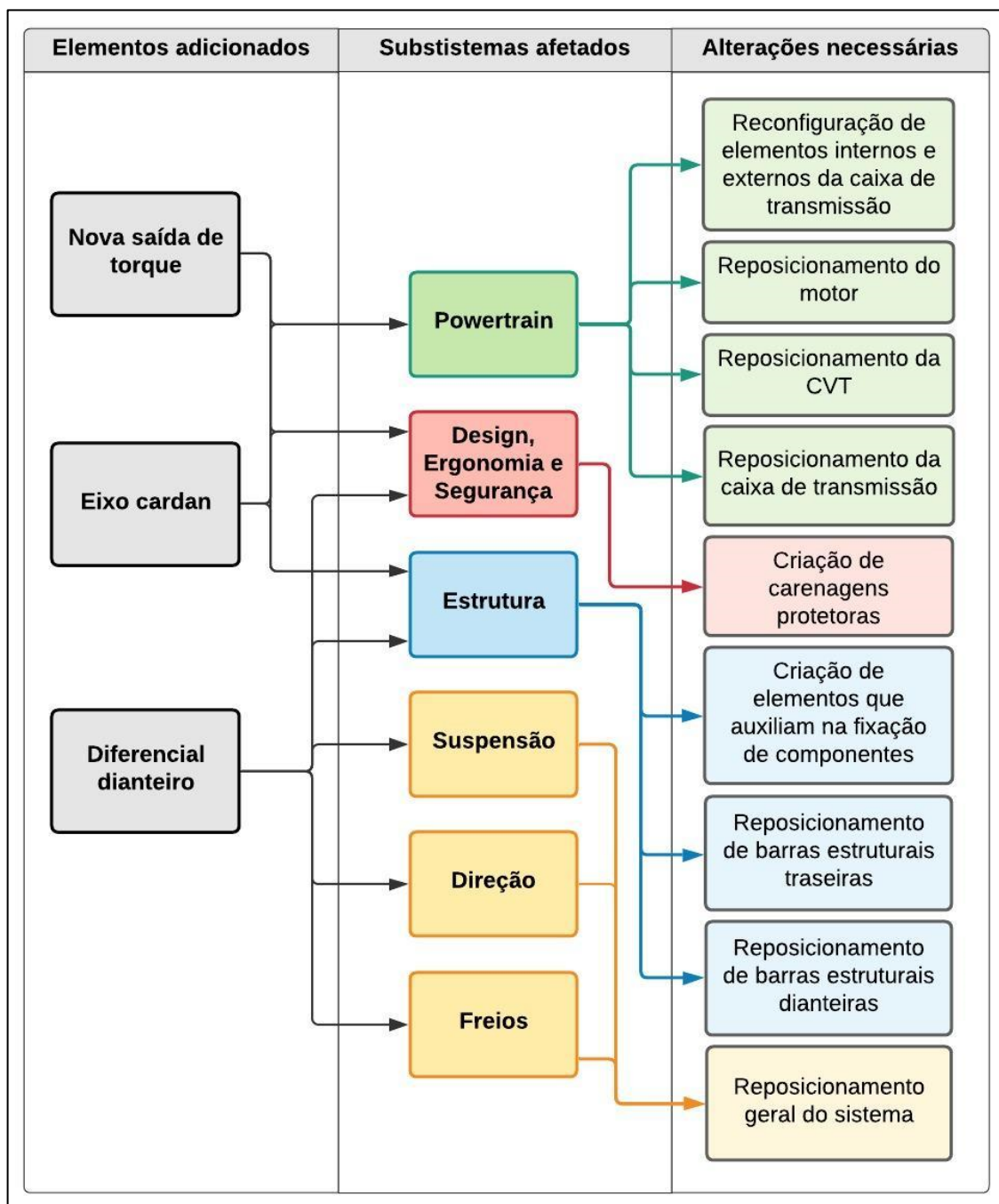
Figura 18 – Representação da proposta P2 montada em um veículo BAJA SAE.



Fonte: Adaptado de Zotti, Lenz e Souza (2020, pg 260).

Outras adequações também se farão presentes a fim de comportar o sistema de tração nas quatro rodas da proposta P2. Um diagrama de planejamento é demonstrado na Figura 19 com o objetivo de apontar as principais alterações que os subsistemas do veículo apresentarão ao efetuar-se a implementação.

Figura 19 – Diagrama de planejamento de adição e alteração de componentes do veículo BAJA SAE de acordo com a proposta de implementação P2.



Fonte: Autor (2021).

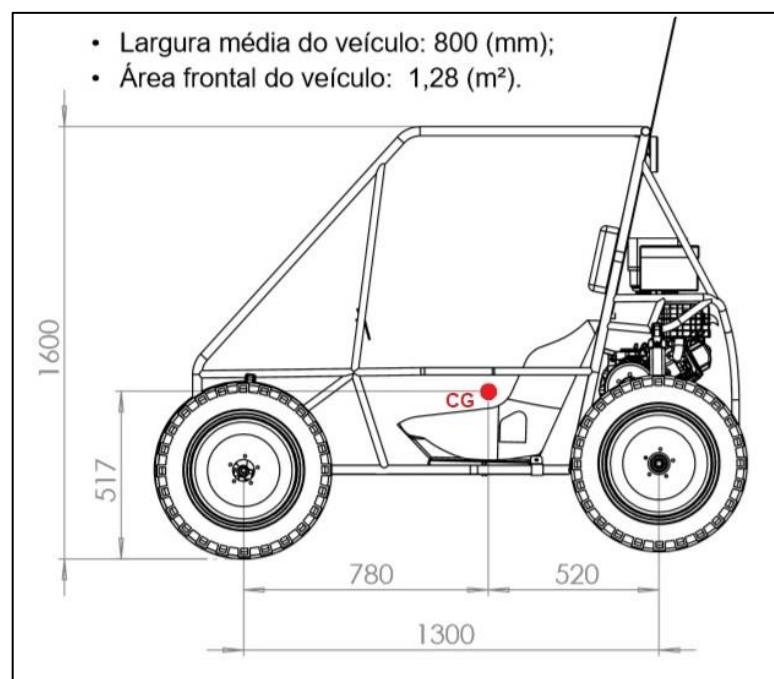
3.3 MÉTODOS

3.3.1 Elaboração e incremento do algoritmo

Com auxílio do *software* MATLAB® desenvolveram-se sequências de programas com o intuito de auxiliar nas demonstrações numéricas da dinâmica longitudinal do veículo, na obtenção da configuração ideal de relação e de engrenamento para a condição 4x4, além de assessorar cálculos intermediários. Esta análise prevê um comparativo de deslocamento, velocidade e aceleração, além de uma simulação sobre uma condição de pista com propriedades superficiais distintas entre as rodas do veículo. Visa-se a representação de um estado semelhante à realidade do percurso da competição. A execução de tais cálculos tem como finalidade apontar as perspectivas de ganho de desempenho de forças de tração ao comparar a configuração atual com a configuração proposta de tração nas quatro rodas.

Em paralelo obtiveram-se os dados de entrada necessários, sendo estes como fundamentais incrementos para a alimentação do algoritmo. Dentre estas informações destacaram-se os valores relativos aos principais dados geométricos (Figura 20, expressos em milímetros), aos dados do motor e transmissão do veículo (detalhados no Apêndice A) e do ambiente em que o mesmo transita (Apêndice B).

Figura 20 – Dados geométricos do veículo.



Fonte: Adaptado do acervo da equipe TOBAJA UCS (2021).

3.3.2 Análise das configurações de transmissão

3.3.2.1 Configuração da CVT

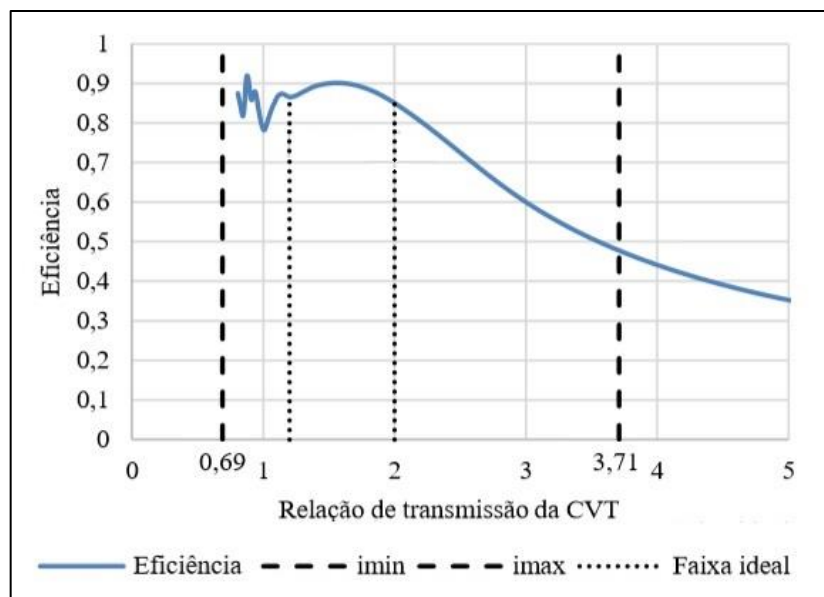
Verificando o conjunto de CVT, buscaram-se pelos parâmetros de operação mais adequados para o funcionamento apropriado do sistema. Para a obtenção dos dados relativos ao rendimento, tomou-se como base o gráfico da Figura 21, proposto por Born e Dias (2018). Em seu artigo denominado “Análise e otimização de transmissão CVT para veículos BAJA” é considerado o modelo de CVT *Comet 780* que é análogo ao empregado no veículo da equipe TOBAJA. Ainda analisando a Figura 21, para reduções inferiores à relação mínima atribuiu-se o valor de 0,8 ou seja (80% de eficiência). Para reduções superiores à relação máxima determinou-se o valor de 0,4 ou seja (40% de eficiência). Para reduções que transitam entre a máxima e a mínima relação aplicou-se a Equação (9) que rege a condição da curva de eficiência, sendo E_{cvt} o valor do rendimento e r_{cvt} o valor da redução da CVT.

$$E_{cvt} = A r_{cvt}^6 - B r_{cvt}^5 + C r_{cvt}^4 - D r_{cvt}^3 + E r_{cvt}^2 - F r_{cvt} + G \quad (9)$$

Onde são consideradas como constantes:

$A = 0,0235$; $B = 0,3567$; $C = 2,1629$; $D = 6,5998$; $E = 10,399$; $F = 7,8126$; $G = 2,9893$.

Figura 21 – Gráfico de eficiência por relação da CVT.



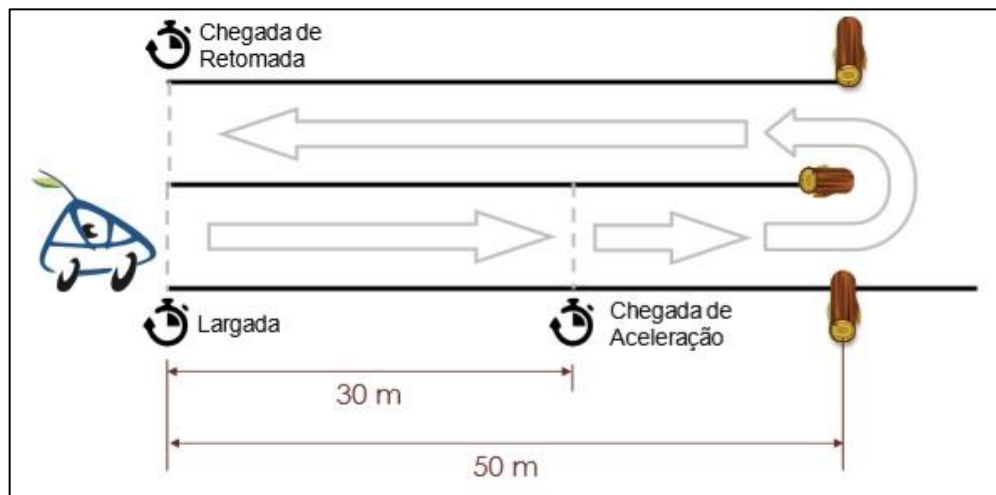
Fonte: Adaptado de Born e Dias (2018, pg. 18).

3.3.2.2 Configuração da caixa de transmissão

Visando a melhor configuração de desempenho para o sistema de implemento 4x4, buscou-se otimizar as relações de engrenamento da caixa de transmissão.

Incrementou-se no *script* do algoritmo a função que busca testar todas as possibilidades de relação de engrenamento na faixa de 5:1 a 20:1 em intervalos de 0,50:1. Quanto aos critérios de avaliação para a escolha da melhor relação adotou-se primeiramente a soma dos tempos teóricos de aceleração e retomada. Segundo o regulamento da SAE Brasil (2019), o evento dinâmico de aceleração é concebido através da medição do tempo que o veículo leva para percorrer um trajeto razoavelmente plano e reto de 30 metros de comprimento, a partir do repouso. Assim como a retomada que mede o tempo total do percurso a partir da marca de 50 metros até a linha de chegada. A pontuação baseia-se no menor tempo desenvolvido pela equipe. A Figura 22 ilustra os eventos de aceleração e retomada.

Figura 22 – Ilustração dos eventos de aceleração e retomada.



Fonte: Adaptado de SAE BRASIL (2019, pg. 115).

O segundo critério adotado para avaliação foi o de rampa máxima. Este método prevê a capacidade que o veículo desempenha ao subir rampas, sendo 100% para uma rampa com 45° de inclinação. Para o cálculo de rampa máxima consideraram-se três situações, sendo: capacidade do sistema de *powertrain*, força normal nas rodas dianteiras maior do que zero e atrito do pneu com o solo. Estas condições podem ser expressas através das Equações (10), (11) e (12) respectivamente. Sendo assim,

dentre as condições atribuídas para a análise, considerou-se o menor valor de inclinação obtido.

$$\theta = \left[\sin^{-1} \left(\frac{F_x}{m \cdot g} \right) \right] \quad (10)$$

$$\theta = \left[\tan^{-1} \left(\frac{c}{h} \right) \right] \quad (11)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\mu \cdot b}{L - \mu \cdot h} \right) \quad (12)$$

3.3.3 Análise numérica da dinâmica longitudinal do veículo

A fim de viabilizar uma série de análises comparativas a partir dos fundamentos de dinâmica expostos na seção 2.1 somados ao desenvolvimento do algoritmo proposto, observaram-se três condições, sendo:

- Configuração 4x2 (atual) com relação de transmissão 11,6:1 (atual);
- Configuração 4x4 (acrécimo de 10% na massa do veículo) com relação otimizada segundo o algoritmo;
- Configuração 4x4 (acrécimo de 30% na massa do veículo) com relação otimizada segundo o algoritmo;

Como referência principal adotou-se a equação de obtenção da aceleração (Equação 1). Em seguida de maneira iterativa foram obtidos os valores de velocidade e deslocamento, corrigindo-os a cada nova iteração através de pequenos intervalos de tempo dt . As Equações (13) e (14) expressam tais grandezas.

$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \ddot{x} \cdot dt \quad (13)$$

$$x = x_0 + \dot{x} \cdot dt \quad (14)$$

Sequencialmente a fim de se estabelecer as forças resistivas atuantes sobre o veículo, levou-se em consideração a Equação (2) para a força de resistência ao rolamento. Como valor de coeficiente de atrito empregou-se o mesmo apresentado

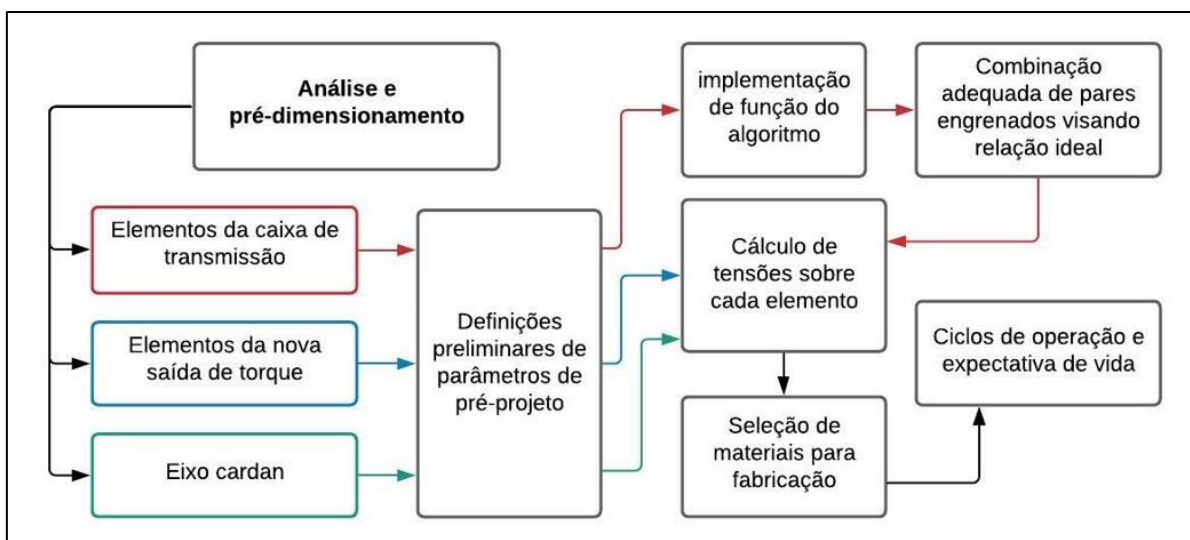
por Gillespie (1992) denotado através da Equação (3). Já para a força de resistência aerodinâmica que segundo a literatura usualmente não implica em demasiada importância sobre veículos *off-road*, se propôs uma constatação de valores relativamente baixos em relação às demais forças atuantes no veículo.

Quanto a força motora obteve-se os valores basicamente a partir da divisão do torque que chega nas rodas, pelo raio dinâmico do pneu. Já para o cálculo da força de atrito entre o pneu e o solo empregou-se como coeficiente o valor de $\mu = 0,88$ que pode ser relacionado à uma superfície de asfalto seco. Entretanto a força motora a ser considerada trata-se do valor mínimo entre a força produzida pelo torque na roda e a força de atrito do pneu com o solo.

Propiciaram-se também análises sobre um trecho com diferentes coeficientes de atrito entre as rodas esquerdas e direitas do veículo. Partindo do estudo proposto por Crolla (2009) mostrado na Figura 1, atribuíram-se de modo similar valores que são vinculados a superfícies encontradas ao longo da trajetória da pista em que o Baja é submetido. Sendo $\mu_{re} = 0,60$ (rodas esquerdas) e $\mu_{rd} = 0,40$ (rodas direitas), podendo serem associados à uma superfície de cascalho e uma superfície de terra molhada. Além de agregar uma situação hipotética na qual o veículo é submetido a uma rampa de inclinação igual à 25%.

3.3.4 Análise e pré-dimensionamento dos componentes do *powertrain*

Figura 23 – Fluxograma das atividades de pré-dimensionamento dos componentes do *powertrain*.



Fonte: Autor (2021).

Mediante a Figura 23 caracterizam-se as etapas do procedimento de pré-dimensionamento dos elementos do *powertrain* abordadas neste tópico.

3.3.4.1 Engrenamentos da caixa de transmissão e nova saída de torque

Por meio do auxílio do algoritmo implementado, ajustaram-se os parâmetros a fim de propor uma função que procura pela melhor combinação de pares engrenados visando a relação otimizada e a menor massa agregada aos componentes.

Tabela 4 – Dados das variáveis empregadas no algoritmo de otimização de pares engrenados.

Dados	Variáveis	Range de valores		Valor retornado pelo algoritmo	Valor final ajustado
		min.	máx.		
mg1	x (1)	1,56	9,93	4,655	4,647
Np1	x (2)	21	135	34,25	34,00
Np2	x (3)	21	135	23,52	25,00
m1	x (4)	1	4	1,137	1,250
m2	x (5)	1	4	2,202	2,000
f_range1	x (6)	8	16	8,321	10,160
f_range2	x (7)	8	16	9,071	9,525

Fonte: Autor (2021).

x (1) Razão de engrenamento do 1° par engrenado.

x (2) Número de dentes do pinhão do 1°par engrenado.

x (3) Número de dentes do pinhão do 2° par engrenado.

x (4) Módulo normal do 1° par engrenado [mm/dente].

x (5) Módulo normal do 2° par engrenado [mm/dente].

x (6) Constante multiplicadora do valor de módulo para determinação da largura de face (1° par eng.)

x (7) Constante multiplicadora do valor de módulo para determinação da largura de face (1° par eng.)

De acordo com a Tabela 4 assimilam-se sete variáveis empregadas, oferecendo assim uma série de possibilidades ao algoritmo com a finalidade de testar valores dentro de um intervalo proposto. Logicamente estabeleceram-se certas restrições que diretamente relacionam-se com as propriedades de limite de resistência dos materiais de fabricação dos componentes (Anexos G e H). Notam-se que os valores das variáveis possuem certas relações uns com os outros, sendo assim necessitaram-se de alguns ajustes como por exemplo os valores dos números de

dentes que coerentemente devem apresentar números inteiros. Os valores dos módulos arredondaram-se para os respectivos mais próximos metricamente padronizados. O valor de razão de engrenamento também sofre pequena variação, uma vez que é claramente atrelado ao número de dentes. Já os termos $x(6)$ e $x(7)$ ajustaram-se para valores próximos que multiplicados ao módulo normal resultam em uma largura de face padronizada.

Segundo os dados pré-definidos instituíram-se os cálculos de pré-dimensionamento pertinentes aos pares engrenados da caixa de transmissão e da nova saída de torque com embasamento nos critérios recomendados pela AGMA (*American Gear Manufacturers Association*).

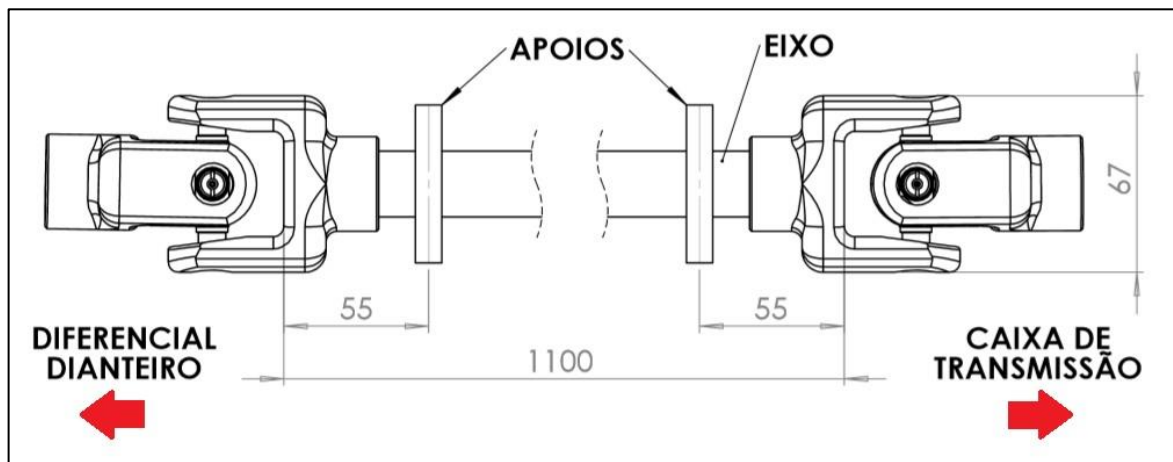
Como premissa tomaram-se algumas definições importantes como a configuração de rotação e torque provindos do motor. Empregaram-se condições de maior criticidade em operação, sendo aproximadamente 2800 rpm à um torque de 19 Nm. Para os pares engrenados da caixa atribuíram-se engrenagens do tipo cilíndricas de dentes retos com ângulo de pressão de 20° e de profundidade completa de dente. Já para a saída de torque adotaram-se engrenagens cônicas de dentes retos com ângulo de pressão de 20° , além da razão de engrenamento igual à 1, mantendo assim a mesma relação para as rodas dianteiras.

Após o levantamento dos dados elementares aplicaram-se as operações matemáticas relacionadas às tensões presentes nos componentes. Estas sendo tensões de flexão e tensões de superfície. Na sequência elegeram-se os materiais ideais para a fabricação e examinaram-se os ciclos de operação das engrenagens a fim de verificar as resistências à fadiga através de fatores de vida.

3.3.4.2 Concepção do eixo cardan

De acordo com a Figura 24 inicialmente definiram-se determinadas restrições com relação a geometria do conjunto do eixo cardan. Dados referentes à dimensão total aproximada, posicionamento dos pontos de apoio e a medida média do garfo da junta universal foram adotados de modo proporcional a se comportarem dentro das delimitações de espaço do veículo.

Figura 24 – Representação dos componentes do eixo cardan evidenciando dados geométricos de restrição aplicados.



Fonte: Autor (2021).

Em seguida instaurou-se o pré-dimensionamento do eixo cardan através do critério de Gerber sob uma conjuntura de confiabilidade de 99% e coeficiente de segurança igual à 2. Atendendo os requisitos das cargas atuantes relativas à torção e flexão providas dos elementos de transmissão estabeleceu-se uma estimativa de ciclos de vida. Subsequentemente através do método empírico de Rayleigh verificou-se também a velocidade crítica fundamental com o intuito de constatar se a velocidade de operação é suscetível à excitação de frequências naturais do eixo.

Com o auxílio do *software* MDSolids® simplificaram-se os processos de cálculo para estabelecer o valor do momento fletor, além de fornecer diagramas essenciais pertinentes à deflexão. Paralelamente analisaram-se os possíveis materiais para a fabricação do eixo cardan mediante os dados das propriedades expostas na tabela do Anexo L.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão denotados os resultados referentes às análises realizadas com embasamento nas caracterizações expostas no Capítulo 3. Buscou-se também pelo cumprimento contínuo das atividades planejadas no fluxograma da Figura 15.

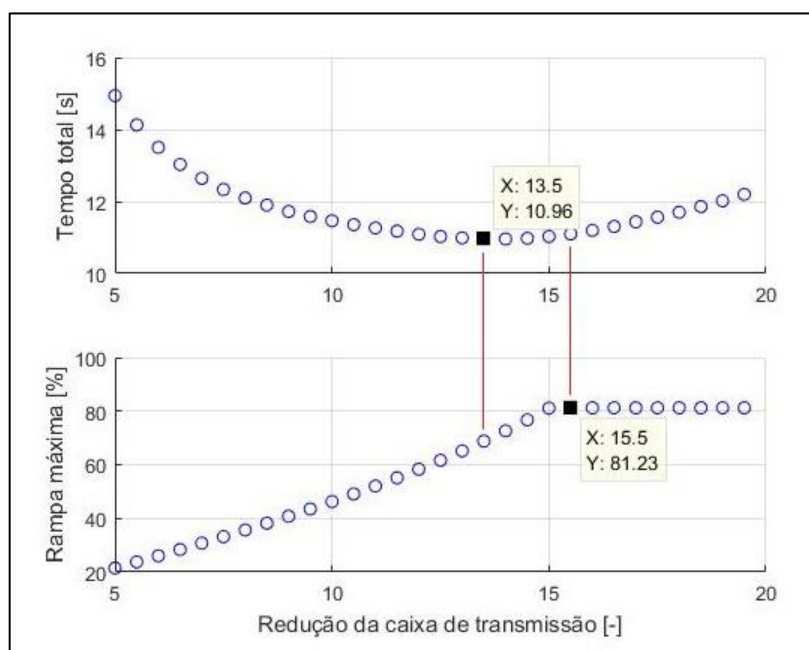
4.1 ANÁLISE NÚMERICA DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO

Inicialmente analisaram-se as configurações de transmissão do veículo, sendo pertinente aos componentes da CVT e da caixa de transmissão. Sucessivamente realizaram-se os estudos numéricos comparativos da dinâmica longitudinal nas condições atuais (4x2) e nas condições de implemento (4x4).

4.1.1 Resultados da análise das configurações de transmissão

A Figura 25 retrata a análise de otimização de relação de engrenamento da caixa de transmissão levando em conta um acréscimo de 10% na massa do veículo. Este acréscimo tem como intuito justificar a adição dos componentes inerentes ao sistema de implementação 4x4.

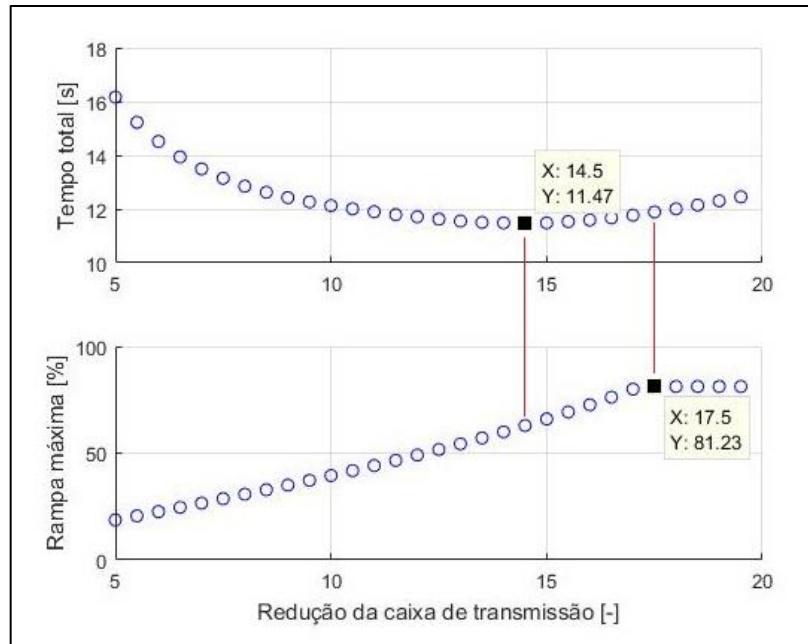
Figura 25 – Resultados da otimização da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 10% na massa do veículo).



Fonte: Autor (2021).

A Figura 26 também retrata a mesma análise, todavia levando em consideração um incremento de 30% na massa do veículo.

Figura 26 – Resultados da otimização da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 30% na massa do veículo).



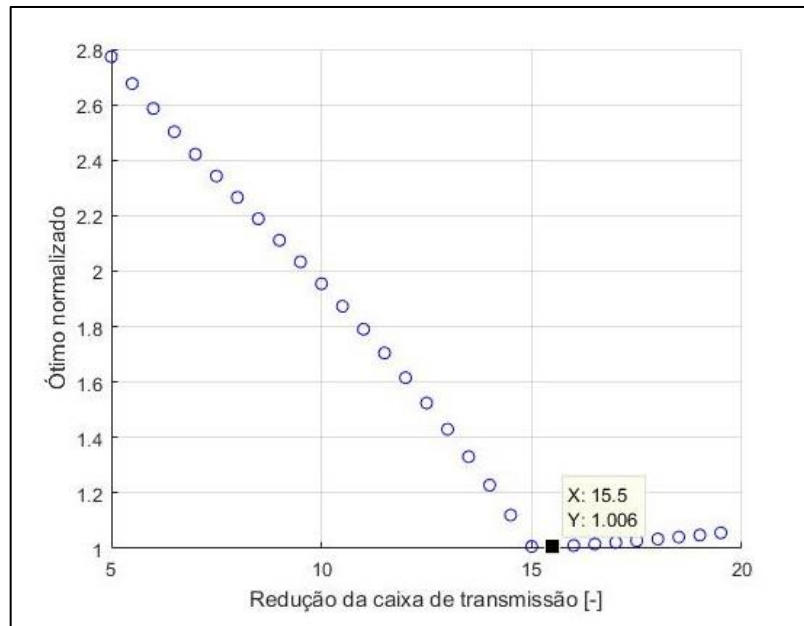
Fonte: Autor (2021).

Observando a Figura 25 o tempo de aceleração e retomada mínimo é alcançado com a relação 13,5:1, em 10,96 segundos, contudo a rampa máxima obtida nesta configuração é de 69%. A relação que potencializa a rampa máxima é 15,5:1, com 81%, todavia nesta circunstância o tempo de aceleração e retomada aumenta para 11,1 segundos. Verificando a Figura 26 o tempo de aceleração e retomada mínimo é de 11,47 segundos com a relação de 14,5:1, porém a rampa máxima atingida nesta disposição é de apenas 63%. A relação que maximiza a rampa máxima é 17,5:1, com 81%, não obstante o tempo de aceleração e retomada para este arranjo acresce para 11,89 segundos.

Com a intenção de se alcançar a relação ideal, minimizou-se a perda dos critérios de rampa máxima $rampa_{m\acute{a}x}$ e tempo de aceleração e retomada t_{AR} normalizando cada valor encontrado em relação ao resultado ótimo de cada critério. Este procedimento se deu a partir da resolução da Equação (15). Os resultados obtidos são apresentados na Figura 27 (para 10% de acréscimo na massa do veículo) e na Figura 28 (para 30% de acréscimo na massa do veículo).

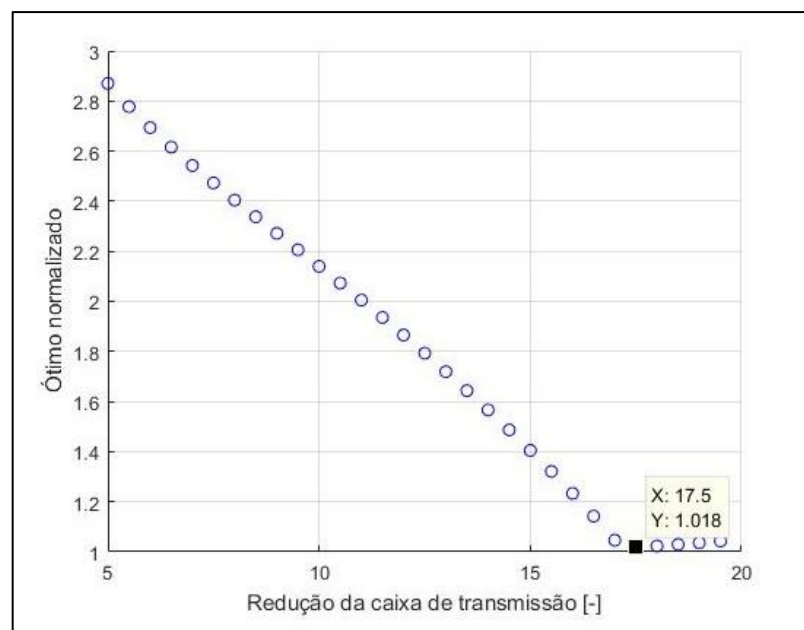
$$\acute{o}timo = 0,5 \cdot \frac{t_{AR}}{t_{AR \acute{o}timo}} + 0,5 \cdot \frac{(100 - rampa_{m\acute{a}x})}{(100 - rampa_{m\acute{a}x})_{\acute{o}timo}} \quad (15)$$

Figura 27 – Resultado da relação ideal da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 10% na massa do veículo).



Fonte: Autor (2021).

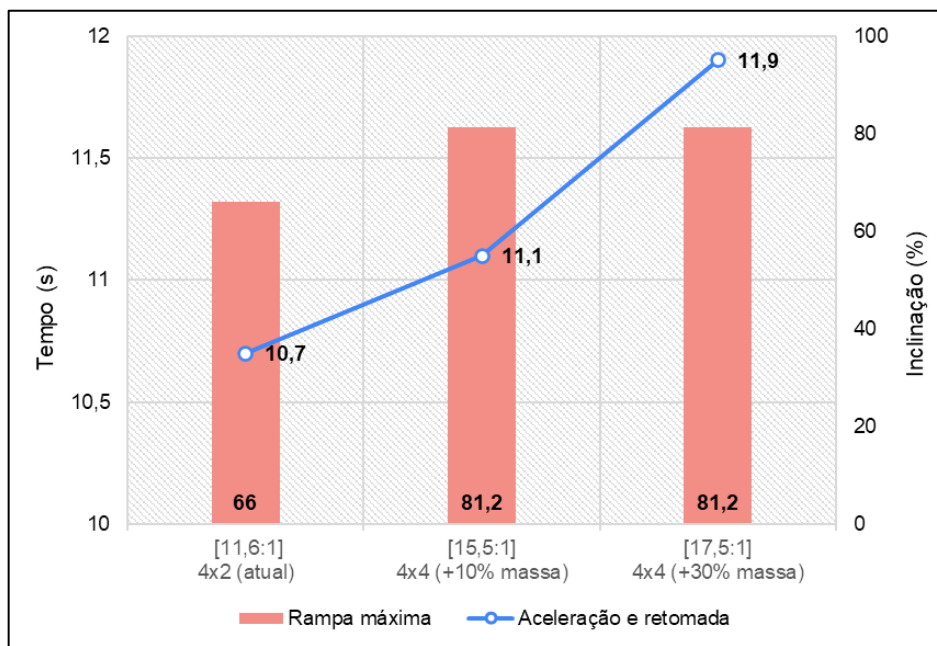
Figura 28 – Resultado da relação ideal da caixa de transmissão (considerando um acréscimo de 30% na massa do veículo).



Fonte: Autor (2021).

A Figura 27 mostra que a relação ideal é de 15,5:1, com uma perda de 0,6% em ambas situações de rampa máxima e de tempo de aceleração e retomada. A Figura 28 indica que a relação ideal é de 17,5:1, com uma perda de 1,8% também em ambos os critérios. Comparando estes resultados com as Figuras 25 e 26 é possível observar que tais relações maximizam o critério de rampa máxima. Na Figura 29 podem-se verificar os resultados relativos à análise de relações de transmissão adequadas para a implementação 4x4. Entre a configuração atual e a 4x4 (+10% massa) constata-se um aumento de cerca de 3,7% nos tempos de aceleração e retomada. Já entre o estado 4x4 (+10% massa) e 4x4 (+30% massa) apura-se um aumento de cerca de 7,2%. No quesito rampa máxima é examinado um aumento de aproximadamente 23% entre as condições 4x2 e 4x4.

Figura 29 – Resultados e comparação das relações da caixa de transmissão vs rampa máxima e tempos de aceleração e retomada.



Fonte: Autor (2021).

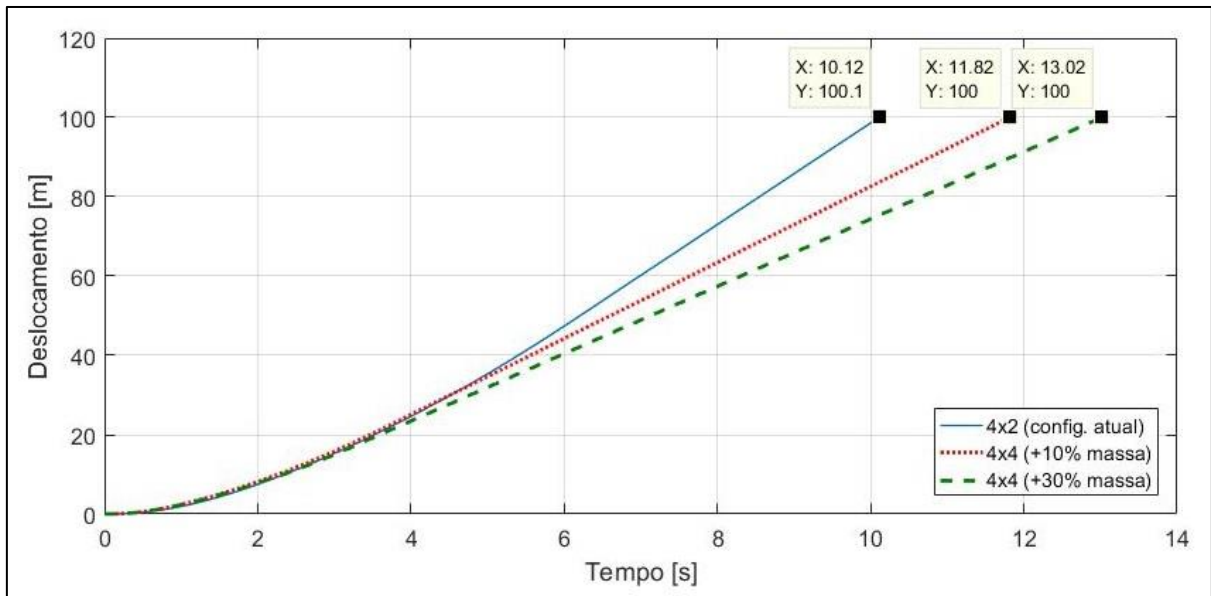
4.1.2 Comparativo da dinâmica longitudinal nas condições 4x2 e 4x4

4.1.2.1 Análise de deslocamento, velocidade e aceleração

Respectivamente as Figuras 30, 31 e 32 evidenciam as curvas de deslocamento, velocidade e aceleração em função do tempo. Ressalta-se que para

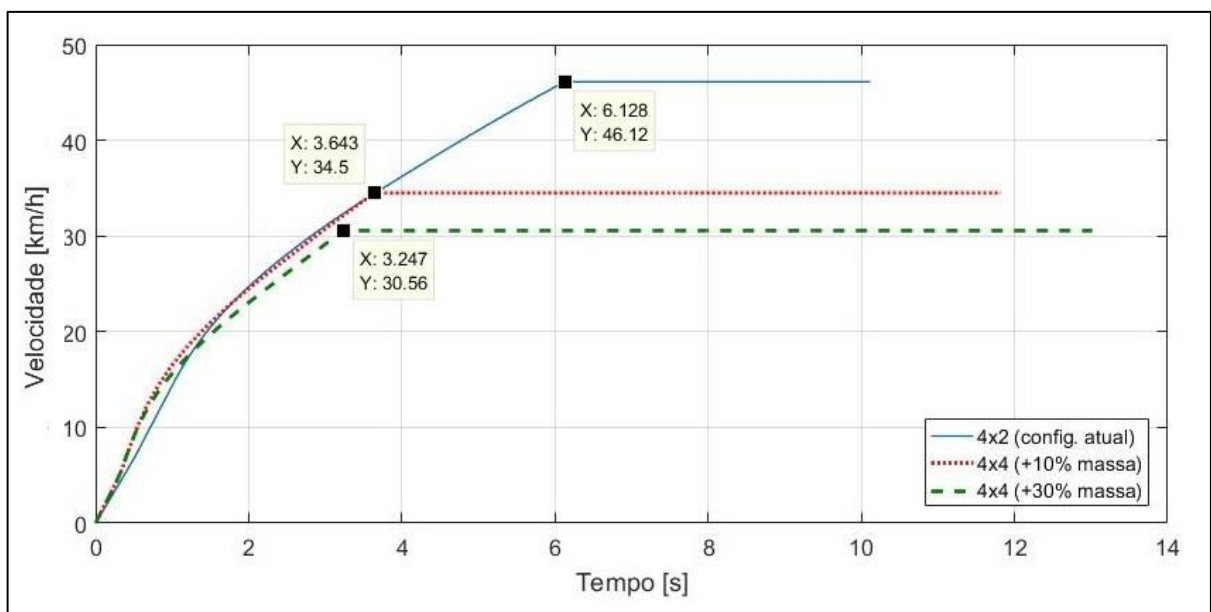
esta análise considerou-se o veículo estando inicialmente em repouso até atingir uma distância igual à 100 metros. Restringiu-se também a velocidade do veículo de acordo com a rotação máxima do motor. Sendo assim no momento em que se atinge o valor máximo a velocidade é estabilizada de maneira constante ao longo do tempo.

Figura 30 – Deslocamento em função do tempo.



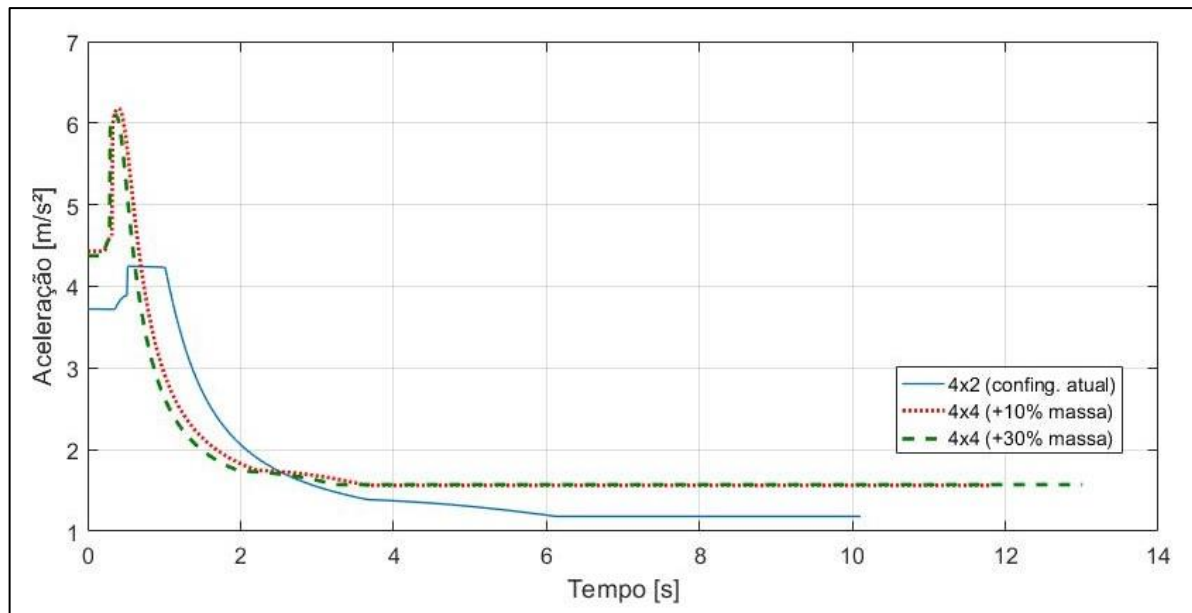
Fonte: Autor (2021).

Figura 31 – Velocidade em função do tempo.



Fonte: Autor (2021).

Figura 32 – Aceleração em função do tempo.



Fonte: Autor (2021).

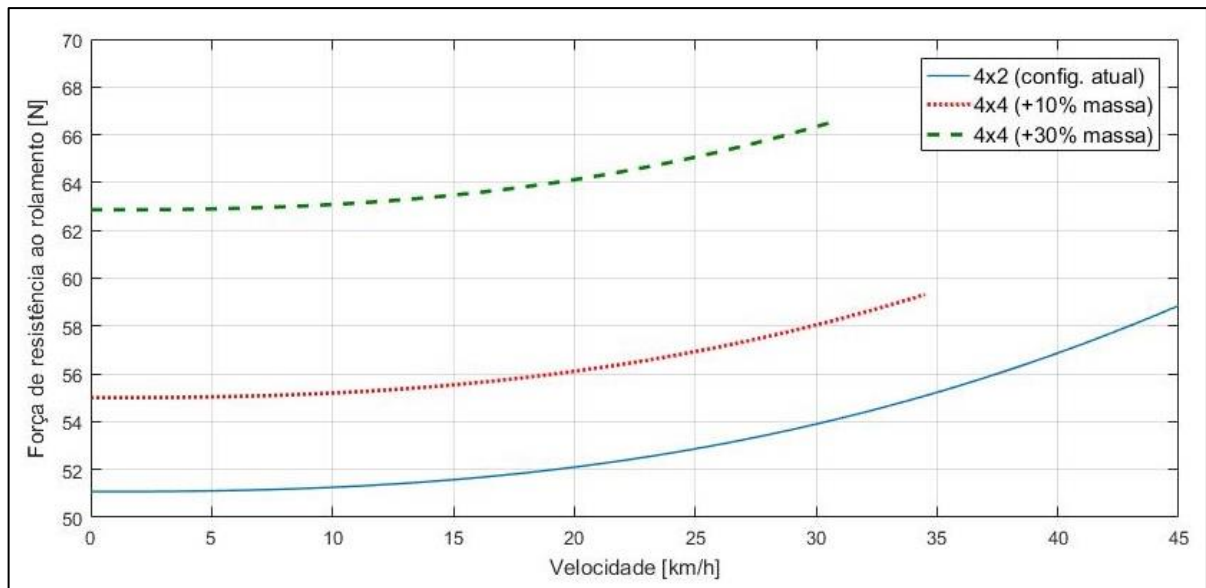
Realizando uma observação geral, pode-se dizer que o acréscimo de massa atribuído impacta em valores maiores de força normal em cada uma das rodas, proporcionando um aumento nas forças de atrito. Além de influenciar diretamente no crescimento dos valores das forças de resistência, que por meio da 2ª Lei de Newton confere uma menor aceleração, implicando em valores maiores de deslocamento para atingir uma mesma velocidade.

Levando em conta as diferentes condições de relação de engrenamento, pode-se afirmar que ao atribuir valores maiores obtém-se mais torque e por consequência uma maior força de tração na roda. Desta maneira é possível justificar o aumento na aceleração para ambas as condições 4x4 logo nos primeiros instantes. Em síntese, mesmo o veículo apresentando maiores valores de força de tração devido as relações, os valores agregados de força de atrito são ainda mais altos, fazendo com que a força trativa não seja limitada como ocorre na condição 4x2.

4.1.2.2 Análise de resistência ao rolamento

Para o cálculo da força de resistência ao rolamento levou-se em conta as três situações propostas, 4x2 (atual), 4x4 (+10% massa) e 4x4 (+30% massa). Estas equivalentes às massas de: 260 kg, 280 kg e 320 kg, sendo cabíveis à massa do veículo somada à massa do piloto.

Figura 33 – Força de resistência ao rolamento em função da velocidade.



Fonte: Autor (2021).

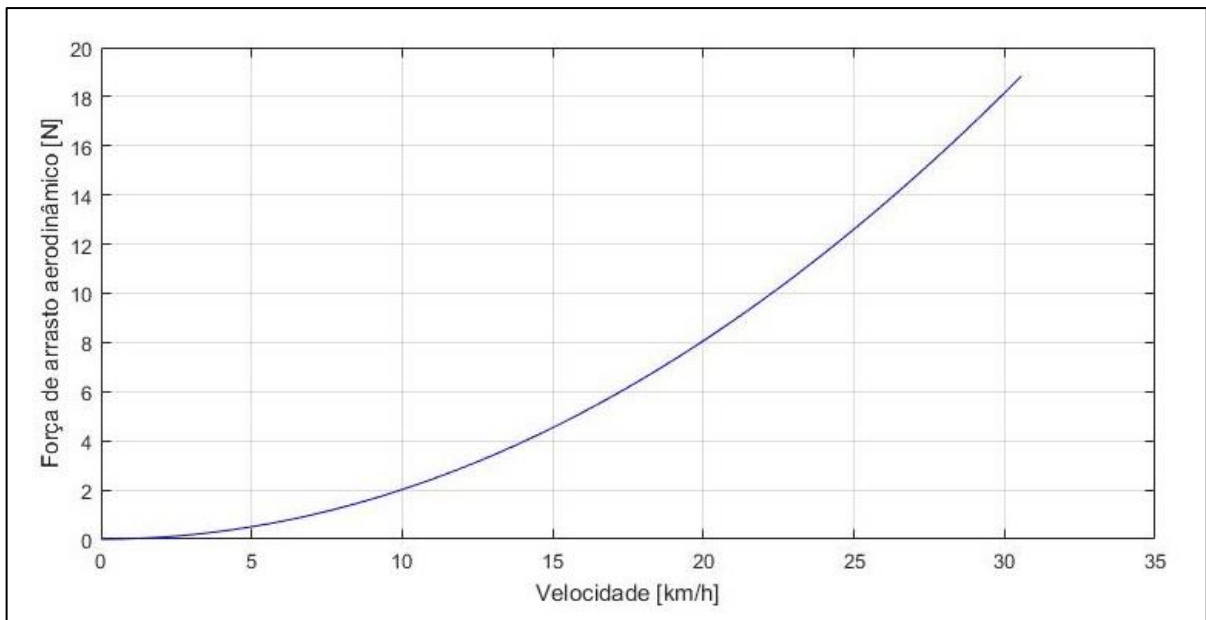
A Figura 33 retrata a variação da força de resistência ao rolamento em função da velocidade. Nitidamente é possível constatar um aumento da força de acordo com o incremento de massa atribuído em cada configuração. Partindo do sistema 4x2 para o 4x4 (+10% massa), um aumento de cerca de 7,8% na força foi observado, já do sistema 4x2 para o 4x4 (+30% massa), houve um crescimento de 23,3%.

Efetuada uma observação sobre os valores apanhados, constataram-se coerência sobre os mesmos. Dado que a força de resistência ao rolamento depende de modo direto do coeficiente de atrito, logo este é multiplicado pelo valor da força peso que obviamente aumenta devido ao acréscimo de massa. Ainda assim averiguando o primeiro instante do movimento compararam-se os valores de resistência ao rolamento com a força de tração disponível de cada uma das configurações. Verificou-se que o valor de resistência na condição 4x2 representa 5% do valor da força trativa, assim como na configuração 4x4 (+10% massa) que representa 4,2%, e na situação de 4x4 (+30% massa) representa 4,3%. Apesar de pequena a diferença, é plausível dizer que nas configurações 4x4 a força de resistência ao rolamento representa menor significância em relação à condição de tração nas duas rodas quando confrontada com a força trativa total.

4.1.2.3 Análise de resistência aerodinâmica

Confrontaram-se os valores de força de resistência aerodinâmica com a força de tração disponível no momento em que o veículo se encontra à 30 km/h. Relataram-se que a força aerodinâmica na situação 4x2 representa cerca de 3,7% da força trativa, na condição 4x4 (+10% massa), a resistência equivale à 3,3% e na condição 4x4 (+30% massa) o valor é de 3%. Podem-se dizer que devido à maiores valores de força de tração desempenhados pelos sistemas 4x4, obtiveram-se menores relações percentuais de força de resistência aerodinâmica. A Figura 34 mostra a curva da força atingida em função da velocidade do veículo.

Figura 34 – Força de resistência aerodinâmica em função da velocidade.



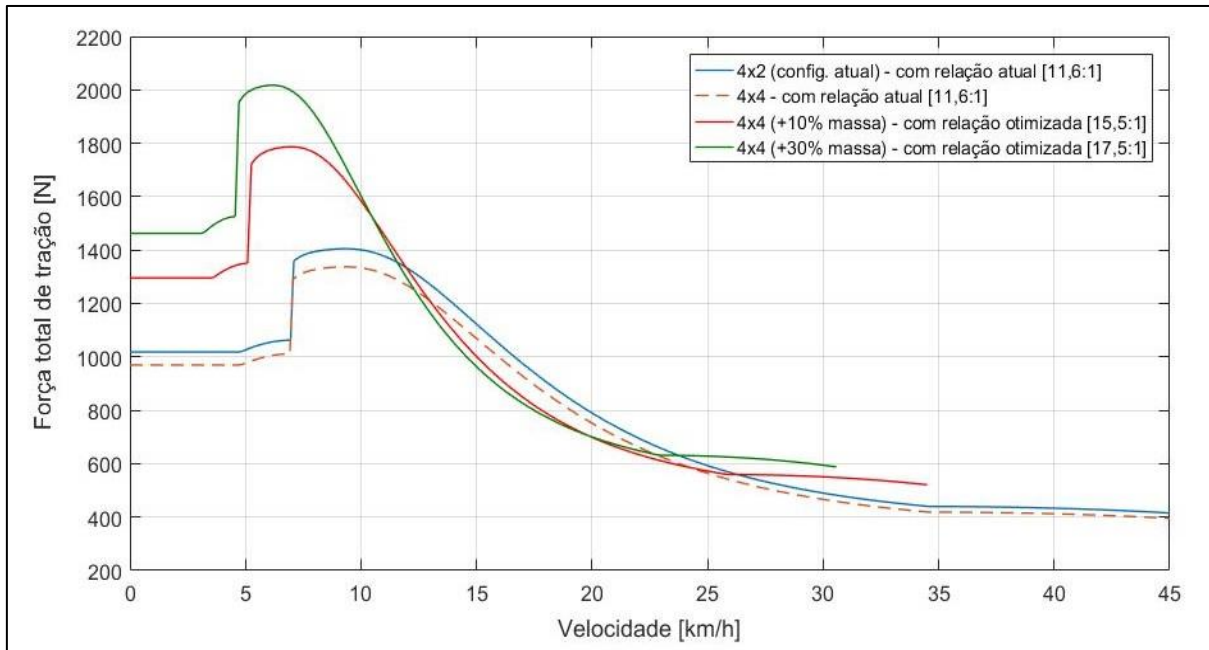
Fonte: Autor (2021).

4.1.2.4 Análise da força total de tração

De acordo com a Figura 35, averiguou-se a força total de tração produzida pelo torque na roda em função da velocidade. Essencialmente mostra-se indispensável a consideração das relações de transmissão otimizadas para as configurações de implementação. Aplicando a condição de sistema 4x4 sobre a relação atual de transmissão e analisando a força logo no instante em que o veículo deixa de estar em repouso, verificou-se uma perda de aproximadamente 6% da força. Em contrapartida ao se aplicar a relação ideal para a condição de 10% de acréscimo de massa,

verificou-se um aumento de 28% na força de tração. Ao comparar a configuração atual com a condição de 30% de acréscimo de massa, constatou-se um aumento na força de cerca de 45%.

Figura 35 – Força total de tração em função da velocidade.



Fonte: Autor (2021).

De modo geral há coerência em avaliar forças motoras de maior magnitude nas condições 4x4. As configurações de engrenamento otimizadas propiciam um aumento no desempenho da aceleração do veículo que multiplicadas ao acréscimo de massa atingem um patamar de valores de força de tração superiores à condição 4x2. As forças de atrito entre o pneu e o solo também são superiores nas condições de implemento 4x4, porém não a ponto de limitarem a força motora.

4.1.2.5 Análise geral de forças sob diferentes coeficientes de atrito estático e condição de rampa

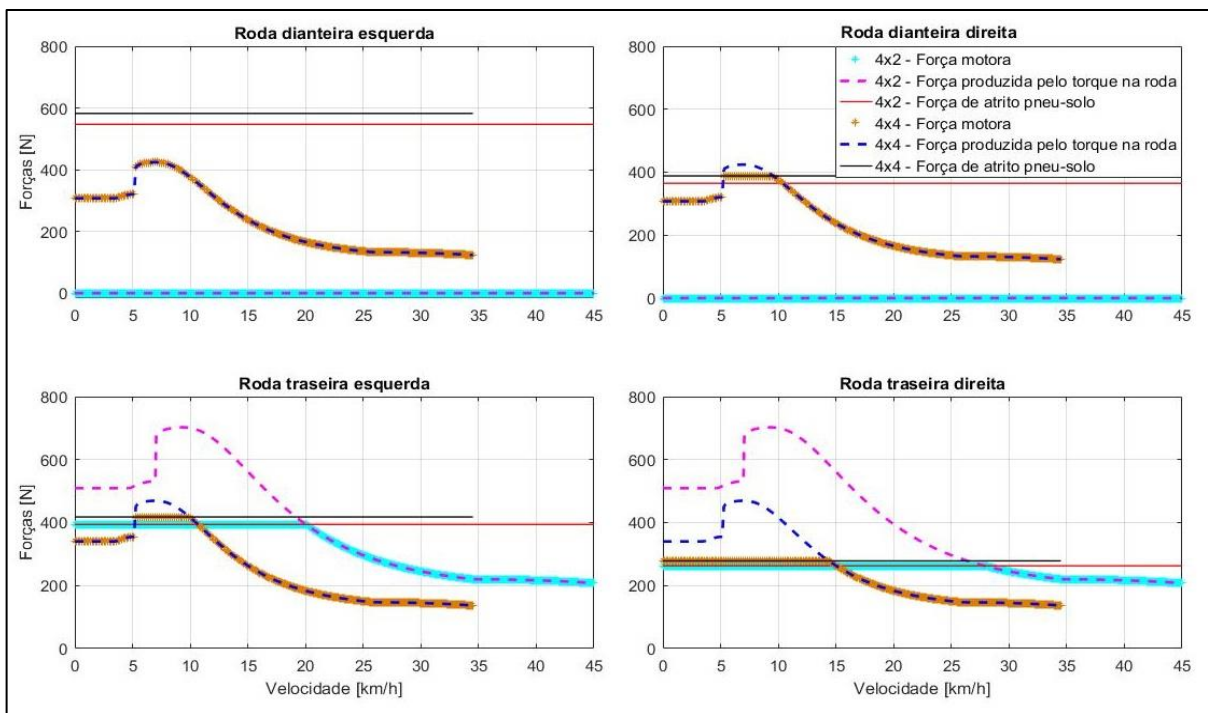
Ao decorrer deste tópico separam-se os diagnósticos gráficos por cada roda com o intuito de poder analisar e visualizar de maneira mais clara o comportamento das forças atuantes.

Observando as Figuras 36 e 37 inicialmente com relação ao estado 4x2 notam-se que as rodas dianteiras, como era de se esperar, não contam com força motora

devido a condição de tração empregada. Ao longo de grande parte do movimento as rodas traseiras apresentam força de atrito entre o pneu e o solo como limitante da força motora, implicando um estado de deslizamento. Isso ocorre devido a torques elevados que concedem forças trativas totais de maior magnitude em relação as forças de atrito presentes. Constata-se uma diferença de cerca de 50% entre as forças motoras das rodas traseiras direita e esquerda em função dos coeficientes de atrito aplicados em cada lado da pista.

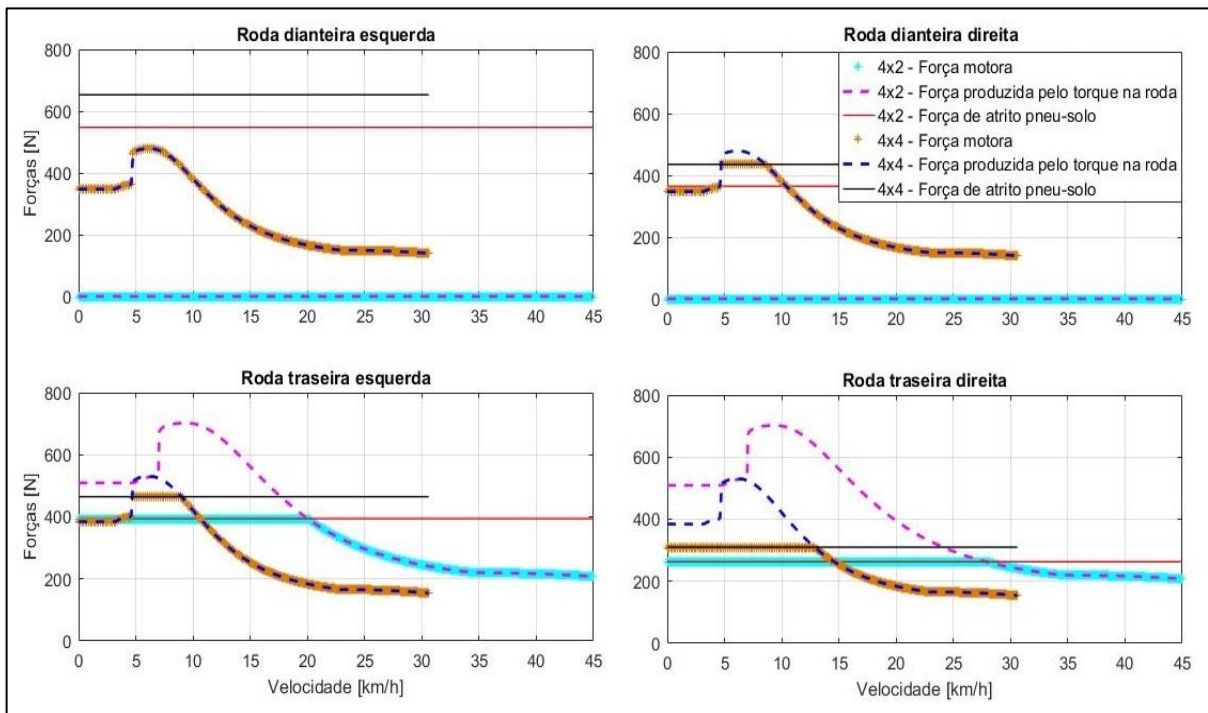
Avaliando ainda a condição 4x2 na faixa inicial do movimento (até 5 km/h), verificou-se que a roda traseira esquerda desenvolve cerca de 77,4% de força motora ao comparar-se com a força total disponível na roda. Já a roda traseira direita que sofre maior deslizamento apresenta cerca de 51,7% de força motora apenas.

Figura 36 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando: ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e (+10% massa do veículo para config. 4x4).



Fonte: Autor (2021).

Figura 37 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando: ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e (+30% massa do veículo para config. 4x4).



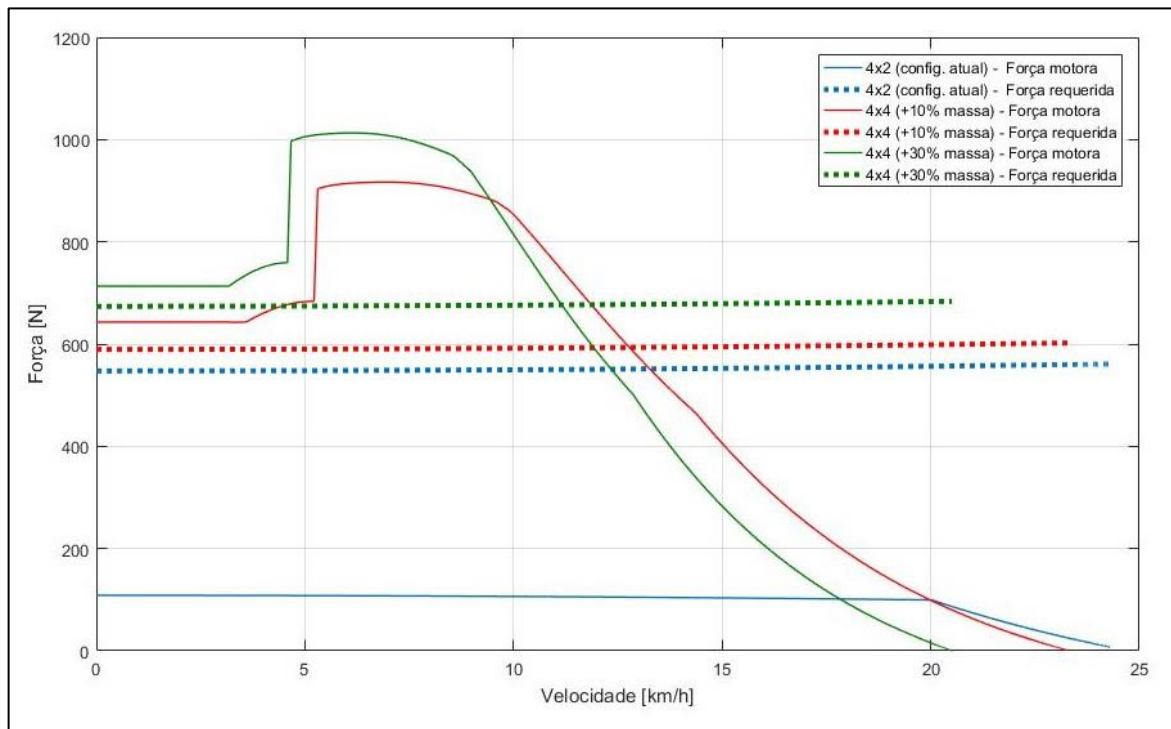
Fonte: Autor (2021).

Analisando a mesma faixa inicial de movimento para a configuração 4x4 da Figura 39, observa-se que há aumento na força de atrito em virtude à maior massa assimilada. Isso implica que ambas as rodas do lado esquerdo e também a roda dianteira direita utilizem 100% de força motora. Enquanto a roda traseira direita desenvolve cerca de 82% de força motora sobre a força total disponível.

Comparando o implemento 4x4 da Figura 37 com o da Figura 36 identifica-se similaridade entre as curvas. Porém os valores de força de tração são maiores devido à configuração de engrenamento aplicada, além da força de atrito que também é superior. Por consequência possibilita-se um aumento da força motora principalmente nas regiões de pico. Em tese confrontando tais resultados é plausível determinar que sobre a condição de terreno adotada as implementações 4x4 se farão eficientes em comparação ao modo 4x2.

Agregando ao estudo, realizou-se uma avaliação sob uma situação na qual o veículo necessita transpassar uma rampa de 25% de inclinação. A Figura 38 mostra um panorama das forças motoras e forças de tração requeridas em função da rampa desenvolvidas sobre todas as rodas do veículo.

Figura 38 – Comparativo de forças motoras e forças requeridas (4x2 vs 4x4) em função da velocidade, considerando: ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e rampa de 25% de inclinação.



Fonte: Autor (2021).

Para cada configuração, analisaram-se três momentos distintos ao longo da velocidade desdobrada, sendo à 2,5 km/h, 7,5 km/h e 12,5 km/h. A Tabela 5 apresenta os valores de força requerida (F_{req}) e força motora (F_{mot}) obtidos em função da velocidade.

Realizando uma observação sobre a Figura 38 e os dados apurados da Tabela 5, podem-se constatar que a configuração 4x2 é ineficiente em todos os momentos averiguados, visto que a força disponível é significativamente inferior à força requerida. Sob as condições de 2,5 km/h e 7,5 km/h ambas as configurações 4x4 se sobressaíram apresentando forças motoras disponíveis superiores às forças requeridas. Apenas no estado de 12,5 km/h a configuração 4x4 (+30% massa) acaba não apresentando eficácia, dado que devido à maior massa agregada do sistema, uma menor aceleração é conferida, “empurrando para trás” a curva de força motora, propondo assim uma condição de $F_{req} > F_{mot}$.

Tabela 5 – Dados pertinentes ao gráfico da Figura 38, análise de força requerida e força motora (4x2 vs 4x4) em função da velocidade.

Configurações	Velocidade [km/h]	Freq. [N]	Fmot. [N]	Percentual Freq. vs Fmot. [%]
4x2 (config. atual)	2,5	547,6	108,4	-80,2
4x4 (+10% massa)	2,5	589,8	642,9	9,0
4x4 (+30% massa)	2,5	647,0	713,2	10,2
4x2 (config. atual)	7,5	548,7	107,3	-80,4
4x4 (+10% massa)	7,5	590,9	915,4	54,9
4x4 (+30% massa)	7,5	675,1	999,6	48,1
4x2 (config. atual)	12,5	551,0	105,1	-80,9
4x4 (+10% massa)	12,5	593,1	614,9	3,7
4x4 (+30% massa)	12,5	677,4	535,6	-20,9

Fonte: Autor (2021).

A fim de complemento no estudo de diferentes coeficientes de atrito entre rodas, realizaram-se verificações adotando os mesmos valores sugeridos por Crolla (2009) sendo $\mu_{re} = 0,80$ (rodas esquerdas) e $\mu_{rd} = 0,10$ (rodas direitas). Estes valores sendo análogos à uma superfície de concreto seca e uma superfície de gelo ou neve compactada, respectivamente. Este comparativo pode ser verificado no Apêndices C e D, já nos Apêndices E e F avaliou-se considerando $\mu_{rf} = 0,80$ (rodas dianteiras) e $\mu_{rt} = 0,10$ (rodas traseiras).

4.2 ANÁLISE E PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES DO POWERTRAIN

Neste segmento abordaram-se os resultados de pré-dimensionamento dos principais componentes que fazem parte do *powertrain* do veículo. Evidenciando a implementação de tração nas quatro rodas, como premissa para a constituição do estudo adotou-se a análise sobre o conjunto de relação otimizada de 17,5:1.

4.2.1 Engrenamentos da caixa de transmissão

4.2.1.1 Concepção de novos pares engrenados

De maneira objetiva os dados fundamentais de projeto preliminar referentes às engrenagens dos pares da caixa de transmissão otimizada são apresentados no Apêndice G. Já as informações primordiais do par engrenado cônico relativo à nova saída de torque apresentam-se no Apêndice H. Relacionam-se dados análogos a geometria, velocidade e torque em cada componente.

Após o levantamento das informações elementares efetuaram-se as operações matemáticas relacionadas às tensões presentes nos componentes. Estas sendo tensões de flexão e tensões de superfície. Na sequência selecionaram-se os materiais ideais para a fabricação e examinaram-se os ciclos de operação das engrenagens a fim de verificar as resistências à fadiga através de fatores de vida. Com maior ênfase em detalharam-se tais procedimentos em memoriais dispostos no Apêndice I e Apêndice J.

Tabela 6 – Resultado da análise dos pares engrenados da caixa de transmissão visando os componentes mais críticos.

Parâmetros	Simbologia empregada ¹	Elementos engrenados		
		Pinhão do 1° par	Pinhão do 2° par	Pinhão/Coroa do par cônico
Tensão em cada elemento [MPa]	σ_b	263	433	411
	σ_c	931	1453	1005
Resistência à fadiga [MPa] ²	Sf_b'	350	450	420
	Sf_c'	1085	1500	1250
Número de ciclos	N_b	$7,31 \cdot 10^{10}$	$3,25 \cdot 10^7$	$2,00 \cdot 10^7$
	N_c	$1,55 \cdot 10^8$	$1,77 \cdot 10^7$	$4,89 \cdot 10^8$
Equivalência em horas de operação	hr_b	$4,35 \cdot 10^5$	900,3	2078,5
	hr_c	923,2	490,6	$5,08 \cdot 10^4$

Fonte: Autor (2021).

(1) Símbolos com subscrito [b] pertinentes à análise de flexão; Símbolos com subscrito [c] pertinentes à análise de superfície.

(2) Valores de resistência à fadiga para materiais segundo a AGMA. (Valores atribuídos para projeto com maior detalhamento no memorial de cálculos do Apêndice E).

A Tabela 6 retrata os valores das tensões obtidas, dados de resistência dos materiais empregados e o número de ciclos suportados sobre os elementos mais críticos de cada par engrenado. No Apêndice K denotam-se tais informações de modo a verificar também os componentes não críticos.

De acordo com a condição de operação extrema aplicada sob um critério de confiabilidade de 99% e um fator de segurança igual à 1, constata-se inicialmente a necessidade de fabricar o pinhão do 2º par engrenado com um material de mais alta resistência possível. O material requerido designa dos aços da classe A1-A5 da AGMA possuindo cromo em sua composição além de tratamento térmico de nitretação conferindo uma dureza superficial mínima de 90 HR15N.

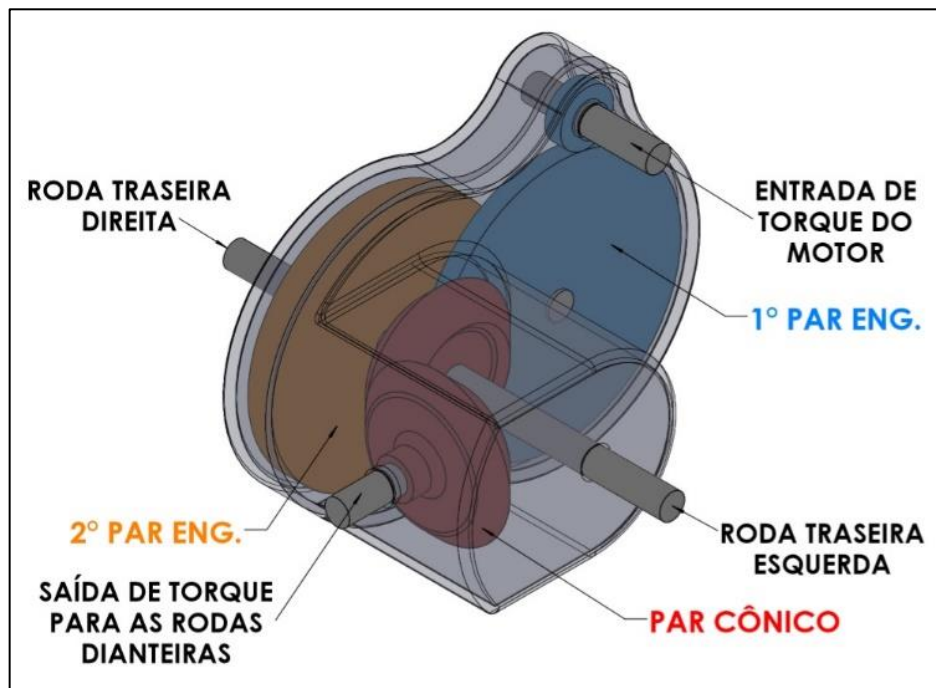
O elemento em questão apresentou maior criticidade em relação aos demais, sendo próximo a 500 horas de operação para fadiga de superfície. Em termos práticos é possível afirmar que após a realização de testes de campo estimados em 8 horas/semana, agregados ao período efetivo de uma competição anual, este elemento deverá ser submetido à troca.

Entende-se que o estado de condição extrema aplicado para a análise não se faz presente em 100% do tempo, mas apenas em momentos pontuais ao decorrer das trajetórias desenvolvidas. Entretanto recomenda-se a avaliação e a manutenção preventiva dos demais componentes após o mesmo período operacional pressuposto.

Para perspectivas futuras aconselha-se vigorosamente a substituição total dos engrenamentos cilíndricos após o segundo ano de temporada. Com relação ao par cônico, evidenciou-se uma empregabilidade segura de até quatro anos de atividade.

De modo global com o intuito de auxiliar na compreensão da concepção do conjunto, a Figura 39 retrata de maneira representativa a caixa de transmissão contemplando seus respectivos pares engrenados em perspectiva proporcional. Além da entrada de torque do motor, a saída de torque para as rodas traseiras e a nova saída de torque para as rodas dianteiras do veículo.

Figura 39 – Representação do conjunto de transmissão evidenciando os engrenamentos constituintes e as saídas e entradas de torque.



Fonte: Autor (2021).

4.2.2 Eixo cardan

Em concordância com a Tabela 7, evidenciam-se as principais atribuições e resultados consequentes do pré-dimensionamento do eixo cardan do veículo. Apresentam-se os cálculos de pré-projeto de maneira detalhada no memorial do Apêndice L.

Tabela 7 – Resultados e atribuições do pré-dimensionamento do eixo cardan.

Parâmetros	Simbologia empregada	Valores atribuídos / obtidos
Resistência máxima em tração do material empregado [MPa]	Sut	1724
Resistência à fadiga relacionada ao material empregado [MPa]	Se	181
Coeficiente de segurança adotado para projeto	cs	2
Força transversal aplicada sobre o eixo [N]	W_{transv}	7092

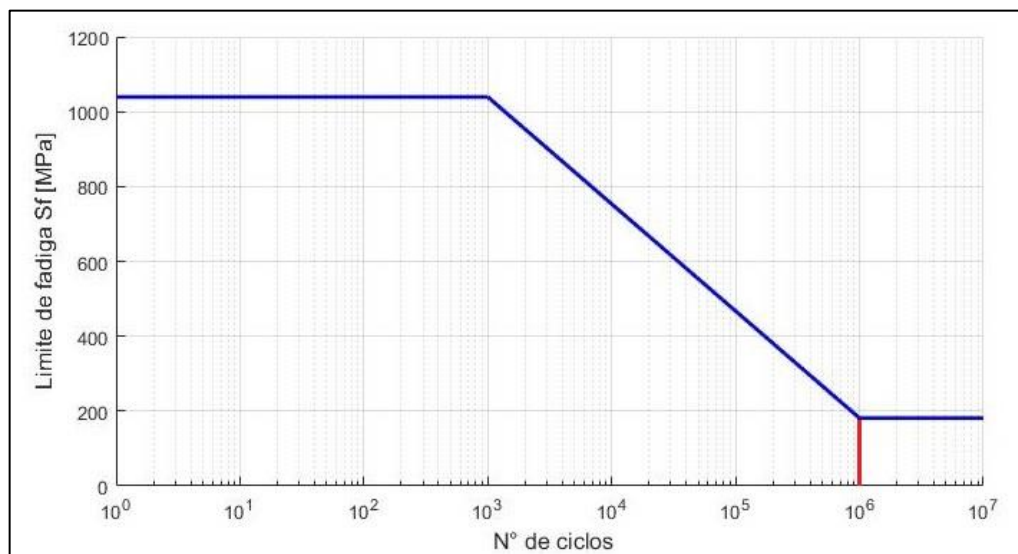
Momento fletor aplicado ao eixo cardan [Nm]	Ma	390
Momento torçor aplicado ao eixo cardan [Nm]	Ta	332
Velocidade angular de trabalho do eixo [rpm]	ω_t	160
Velocidade angular crítica fundamental [rpm]	ω_i	1376
Coeficiente de segurança segundo a velocidade crítica fundamental	CS _{vc}	9,5
Diâmetro mínimo para o eixo cardan [mm]	d _{eixo}	35,3

Fonte: Autor (2021).

Para a concepção do eixo optou-se pela seleção de um material utilizado na fabricação de eixos-árvores de máquinas e com significativo valor de limite de resistência à tração. Empregou-se o aço 4340 sob a condição de tratamento térmico de tempera e revenimento (ver Anexo L para detalhes das propriedades mecânicas do material).

A Figura 40 retrata a curva de vida em fadiga do eixo com as características propostas. Mediante à uma tensão de operação combinada de 111,92 MPa conferida sobre eixo, além de uma condição de confiabilidade de 99% e um coeficiente de segurança igual à 2, obteve-se um número superior à 10^6 ciclos. Posto isso pode-se concluir que eixo expressa uma situação de vida infinita em fadiga. Visto que o método de vida sob tensão para aços propõe vida infinita para ciclos acima desta marca.

Figura 40 – Diagrama SN (Limite de fadiga em função do número de ciclos).



Fonte: Autor (2021).

Ainda se salienta que por meio da verificação da velocidade crítica fundamental, o eixo apresenta um coeficiente de segurança cerca de 4,7 vezes maior que o atribuído. Portanto é possível concluir que sobre o elemento rotativo não haverá a caracterização de ressonância, sendo esta responsável por provocar expressivas deflexões passíveis de instigar o colapso do eixo.

5 CONCLUSÃO

Durante a realização deste trabalho pode-se verificar preliminarmente o comportamento de um sistema de tração 4x4 proposto para ser embarcado em um veículo BAJA SAE. Comparativos entre a atual configuração 4x2 e a condição de implemento instauraram perspectivas sob as circunstâncias de aplicação. Destacando métodos e critérios de pré-dimensionamento pode-se ainda compreender de modo expressivo os principais elementos do *powertrain*, responsáveis pela funcionalidade do sistema de tração.

Previamente através de uma permuta empírica de ideias e uma pesquisa objetiva entre os membros da equipe TOBAJA, extraíram-se critérios e valores para a composição de uma matriz decisória. Os resultados desta primeira abordagem convergiram à proposta de sistema de tração do tipo AWD.

Mediante a análise numérica desenvolvida destacaram-se inicialmente pontos negativos com relação a implementação. Observando as configurações de transmissão constatou-se tempos de aceleração e retomada cerca de 11 % superior para a condição 4x4 (+30% massa). Por outro lado, o veículo transpareceu melhores respostas sobre um cenário pressuposto constituído por um solo de diferentes coeficientes de atrito e sob uma situação de rampa. Em instantes iniciais de movimento comprovou-se que a atual configuração 4x2 se mostrou ineficiente contando com cerca de apenas 20% da força requerida para vencer o trajeto. Sob a mesma situação a configuração 4x4 (+30% massa) apresentou uma força motora de aproximadamente 10% superior à força requerida.

Subsequentemente a análise e o pré-dimensionamento dos componentes do *powertrain* expressaram valores dentro de uma janela esperada. Mediante a utilização do sistema sob estado de maior criticidade ao longo da etapa de testes e provas dentro do período de um ano, espera-se que o conjunto opere sem a manifestação de quebras ou danos. Ressalta-se a importância e a necessidade da substituição de um elemento em específico (pinhão do 2° par engrenado), além da avaliação de integridade dos outros elementos para as atividades do ano subsequente. Ao finalizar o segundo ano consecutivo de temporada orienta-se a substituição de todas as engrenagens cilíndricas da caixa de transmissão.

De maneira geral é plausível afirmar que sob trechos de terreno homogêneo o sistema 4x4 empregado ao veículo BAJA não agrega desempenho positivo. Ainda que

a caixa de transmissão otimizada proporcione valores maiores de aceleração logo nos primeiros instantes do movimento, o acréscimo de massa associado tem influência direta nas forças normais sobre as rodas do veículo. Assim é conferido aumento nas forças resistivas que como resultado reduz os valores de aceleração ao longo do restante da trajetória. Em contrapartida, mesmo operando a velocidades inferiores ao sistema 4x2, as forças trativas juntamente com as forças de atrito são superiores, sendo eficaz a implementação do 4x4 sob a condição de deslocamento em intervalos de terrenos irregulares.

Desta forma o projeto preliminar tratado neste trabalho oferece uma perspectiva a fim de dar segmento à ideia de implementação 4x4 em veículos do tipo BAJA. Além de aumentar as oportunidades de estudos e testes referentes à componentes e sistemas mecânicos associados.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Em conformidade com os estudos desenvolvidos e apresentados ao longo deste relatório, sugerem-se algumas abordagens com o intuito de dar segmento ao projeto de implementação do sistema 4x4 em um veículo BAJA. Como propostas para investigações ainda no âmbito de projeto preliminar relacionaram-se:

- a) Instituir proposta de implementação de um sistema de tração por corrente com base nos critérios e pesos para a seleção ideal, verificando e comparando o desempenho com os demais sistemas;
- b) Estudar de modo mais detalhado as propriedades e os tratamentos relacionados aos aços a fim de conceber os componentes específicos;
- c) Realizar o pré-dimensionamento dos eixos e dos mancais de rolamento da caixa de transmissão;
- d) Explorar a escolha e a definição apropriada do diferencial dianteiro com a finalidade de viabilizar a implementação;
- e) Realizar análise aprimorada da massa total do sistema 4x4 com base nos elementos pré-dimensionados e pré-selecionados;
- f) Realizar modelagem 3D juntamente com o estudo de posicionamento dos componentes do sistema de transmissão 4x4 sobre o veículo;

Visando etapas futuras de projeto elencaram-se:

- a) Executar nova análise numérica de desempenho com base em dados apurados de maior precisão. Levando em consideração um estudo refinado das propriedades de resistência dos materiais passíveis de utilização, além dos dados acurados de massa dos componentes pré-dimensionados e pré-selecionados;
- b) Instaurar um plano de manutenção para os componentes do *powertrain*, ajustando parâmetros de propriedades de materiais e processos de fabricação específicos com o intuito de proporcionar uma vida útil mais homogênea sem prejudicar o desempenho do veículo;

- c) Efetuar o projeto detalhado dos componentes relativos ao *powertrain* do veículo com ênfase no sistema 4x4 de acordo com os parâmetros de pré-dimensionamento;
- d) Propor a adaptação do sistema no âmbito prático subsequente de análises e ensaios em campo a fim de realizar comparativos com os dados teóricos previamente obtidos;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BERGOLI, B. A. **Estudo de aplicação e análise de tensões em um diferencial de um veículo baja**. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Caxias do Sul. RS, 2019.

BISSELL, T. A.; HEITNER, J.; SHIDLE, N. G. **Elements of Automotive Mechanics**. 2.ed. Nova York: D. Van Nostrand Company, 1946.

BORN, A.; DIAS, J. **Análise e otimização de transmissão CVT para veículos BAJA**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. SAE Technical Paper Series, 27° SAE BRASIL International Congress and Exhibit, 2018.

BOSCH. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução da 25ª edição alemã. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre RS, Brasil: AMGH Editora Ltda., 2016.

CAR Treatments. **4 Different Types of Differentials (and How They Work)**. Publicado em mai. 2020. Disponível em: <https://cartreatments.com/types-of-differentials-how-they-work/>. Acesso em: 18 abr. 2021

COLLINS, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**. 2. ed. Rio de Janeiro, Brasil: Grupo GEN, 2019.

CONSUMER Reports. **2WD vs AWD vs 4WD: A guide to the differences and which is best for you**. Publicado em jul. 2015. Disponível em: <https://www.consumerreports.org/cro/2012/12/2wd-awd-or-4wd-how-much-traction-do-you-need/index.htm>. Acesso em: 28 mar. 2021.

COSTA, P. G. **A bíblia do carro**. 2002. Disponível em: http://www.riogrande4x4.com.br/attachments/767_Biblia_do_carro.PDF. Acesso em: 28 mar. 2021.

CROLLA, D. A. **Automotive engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body**. Oxford: Elsevier, 2009.

DANA Spicer. **Cardans: Entendendo os Eixos Cardans**. 2016. Disponível em: https://spicer.com.br/downloads/Spicer_Manual_Entendendo_Cardan.pdf Acesso em: 11 abr. 2021.

ESSS Blog. **Métodos numéricos para simulação na engenharia**. 2017. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/metodos-numericos-para-simulacao-na-engenharia/>. Acesso em: 09 mai. 2021.

GAWANDE, S. H. et al. **Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle**. Journal of Mechanical and Civil Engineering, India, (p. 59-66), 2013. Disponível em: <http://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/RDME-Volume2/RDME-20.pdf>. Acesso em: 18 abr. 2021.

GILAT, A.; SUBRAMANIAM, V. **Métodos Numéricos para Engenheiros e Cientistas: Uma introdução com aplicações usando o MATLAB**. 1. ed. Porto Alegre RS, Brasil: Bookman, 2008.

GILL, B. A. S.; SEHDEV, M.; SINGH, H. **Four-Wheel Drive System: Architecture, Basic Vehicle Dynamics and Traction**. Department of Mechanical Engineering, School of Engineering, GD Goenka University, India. In International Journal of Current Engineering and Technology, (p. 361-366), 2018.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineer, 1992.

HEISLER, H. **Advanced Vehicle technology**. 2. ed. Woburn: Elsevier, 2002.

JANULEVICIUS, A.; JUOSTAS, A.; PUPINIS, G. **Estimation of tractor wheel slippage with different tire pressures for 4wd and 2wd driving systems**. Latvia University of Life Sciences and Technologies: Jelgava, Latvia. In Engineering for Rural Development, Proceedings of the 18th International Scientific Conference, Jelgava, Latvia, vol. 18, (p. 88-89), 2019.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 3. ed. International Publishing: Springer, 2017.

LOPES, E. D. R. **Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4x4 com sistema de controle de tração**. Dissertação de Mestrado (Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica) – Instituto Militar de Engenharia. RJ, 2015.

MAT Foundry Group. **Types of Differential and How They Work**. Disponível em: https://www.matfoundrygroup.com/News%20and%20Blog/Types_of_Differential_and_How_They_Work. Acesso em: 18 abr. 2021.

MEDEIROS, R. S. de. **Análise de transmissão 4x4 aplicada em um modelo 4x2 BAJA SAE**. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal Rural do Semi-Árido. RN, 2018.

MOHAN, S. **All-Wheel Drive / Four-Wheel Drive Systems and Strategies**. Seoul, Korea: In FISITA World Automotive Congress (p. 12-15), 2000.

NAUNHEIMER, H. et al. **Automotive transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. New York: Springer, 2011.

NIEMANN, G. **Elementos de máquinas**. Vol. 2. São Paulo, Brasil: Editora Blucher, 1971.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre RS, Brasil: Editora Bookman, 2013.

O MECÂNICO Revista. **Velocidade contínua**. 2015. Disponível em: <https://omecanico.com.br/velocidade-continua-2/>. Acesso em: 09 mai. 2021.

OUTBACK Crossing. **The Different Types of 4WD Systems**. Disponível em: http://www.outbackcrossing.com.au/FourWheelDrive/Different_Types_of_4WD.shtml. Acesso em: 28 mar. 2021.

RIFAI, M.; SUTANTRA, I. **Perancangan Sistem Transmisi 2WD dan 4WD serta Analisa karakteristik Traksi pada Mobil Multiguna Pedesaan**. Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Indonesia. In *Jurnal Teknik ITS*, vol. 7, n. 2 (p. 175-179), 2018.

RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control**. Nova Iorque, NY: Spreinger, 2006.

SAE. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**. São Paulo, Brasil, 2019.

TAGHAVIFAR, H.; MARDANI A. **Off-road Vehicle Dynamics: Analysis, Modelling and Optimization**. 1. ed. Springer, 2017. (Studies in Systems, Decision and Control).

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. EUA: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

WAHYUDI, D. T.; KHAERUDINI, D. S. **Design of anti-slip shoes for 12-ton palm oil truck wheels**. SINERGI, vol. 24, n. 3, (p. 213-222), 2020. Disponível em: <https://publikasi.mercubuana.ac.id/index.php/sinergi/article/view/7367>. Acesso em: 04 mai. 2021.

ZOTTI, E.; LENZ, M. D. H.; SOUZA, R. R. de. **Estudo de propostas para um sistema de tração 4x4 em um veículo do tipo BAJA SAE**. *Revista Destaques Acadêmicos*, vol. 12, n. 4, (p. 361-366), 2020. Disponível em: <http://univates.br/revistas/index.php/destaques/article/view/2754>. Acesso em: 04 mai. 2021.

APÊNDICE A – DADOS TÉCNICOS DO MOTOR E DO CONJUNTO DE TRANSMISSÃO DO VEÍCULO

Tabela 8 – Dados do motor do veículo.

Descrição da informação	Valor	Unidade
Torque máximo do motor	19,01	Nm
Torque na rotação máxima	17,70	Nm
Rotação no torque máximo do motor	2700	rpm
Rotação máxima do motor	3600	rpm
Rotação mínima do motor	1850	rpm

Fonte: Autor (2021).

Tabela 9 – Dados da transmissão do veículo.

Descrição da informação	Valor	Unidade
Redução máxima da CVT [xx:1]	3,41	-
Redução mínima da CVT [xx:1]	0,69	-
Redução da caixa de transmissão [xx:1] ¹	11,60	-

Fonte: Autor (2021).

(1) Valor de engrenamento utilizado na configuração atual da caixa de transmissão do veículo (marcha única).

Tabela 10 – Dados de rendimento da transmissão do veículo.

Descrição da informação	Valor	Unidade
Rendimento total da caixa de transmissão	96	%
Rendimento total de rolamentos	93	%
Rendimento de par engrenado cônico ¹	98	%
Rendimento do eixo cardan ¹	99	%
Rendimento do diferencial dianteiro ¹	91	%
Rendimento da CVT	Ver Figura 21	-
Rendimento global do sistema 4x2 (atual) ²	75	%
Rendimento global do sistema 4x4 (implementação) ²	67	%

Fonte: Autor (2021).

(1) Valor considerado para análise da implementação 4x4.

(1) Valores considerando um rendimento médio da CVT ao longo da faixa de redução.

APÊNDICE B – DADOS GERAIS DO VEÍCULO E DO AMBIENTE

Tabela 11 – Dados gerais do veículo e do ambiente.

Descrição da informação	Valor	Unidade
Massa do veículo ¹	200	kg
Massa do eixo	30	kg
Massa do piloto	60	kg
Diâmetro do pneu	0,56	m
Raio dinâmico do pneu	0,272	m
Pressão do pneu	13,90	psi
Densidade do ar	1,141	kg/m ³
Coefficiente de arrasto aerodinâmico ²	0,358	-
Coefficiente de atrito de rolamento ³	0,02 ~ 0,0217	-
Coefficiente de atrito estático pneu vs solo ⁴	0,88	-
Ângulo de inclinação da pista	0	°
Comprimento máximo da pista para análise	100	m
Incremento de tempo para análise	0,0099	s
Aceleração da gravidade	9,8065	m/s ²

Fonte: Autor (2021).

(1) Para análise da implementação 4x4 promoveram-se dois estudos que preveem um acréscimo de 10% e 30% da massa do veículo respectivamente, devido à adição de novos componentes mecânicos.

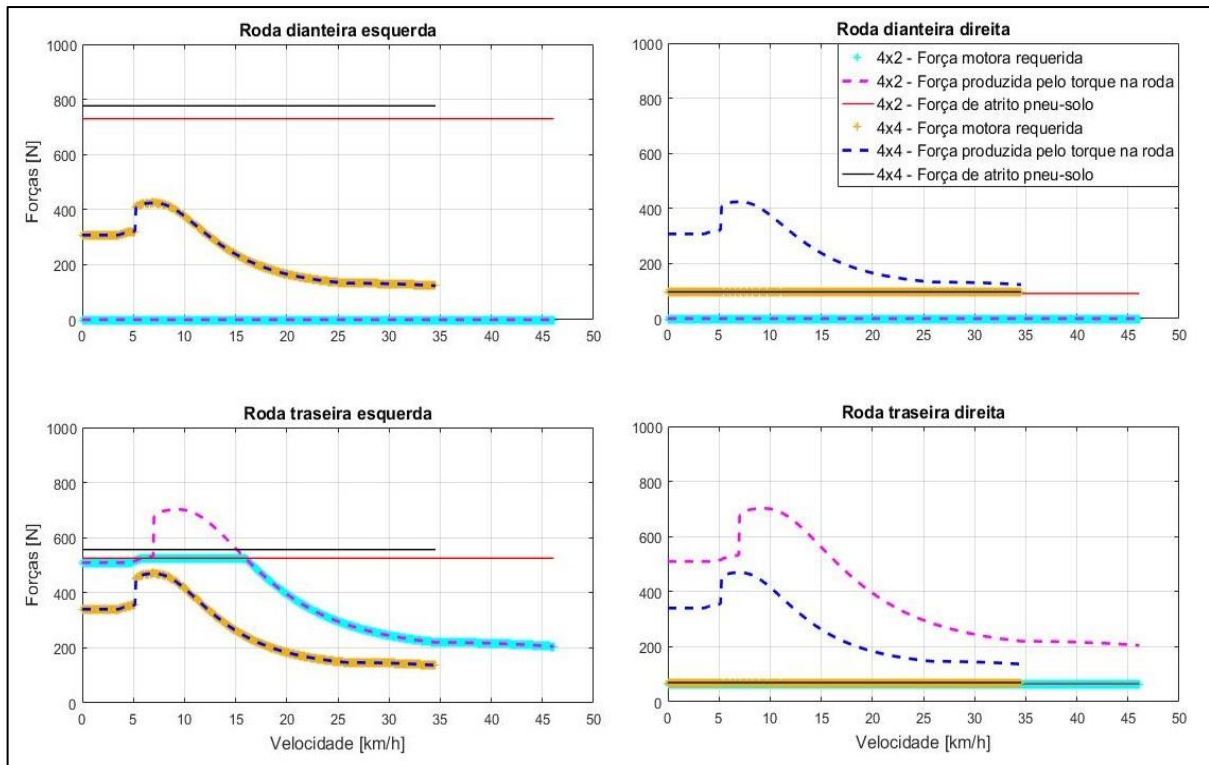
(2) Valor estabelecido de acordo com Gillespie (1992, pg. 86).

(3) Valor apresenta variação em função da velocidade e pressão de inflação dos pneus do veículo. É expresso pela Equação (3).

(4) Valor inicial estabelecido para análise que representa uma superfície com características não escorregadias, análoga à asfalto seco.

APÊNDICE C – 1º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)

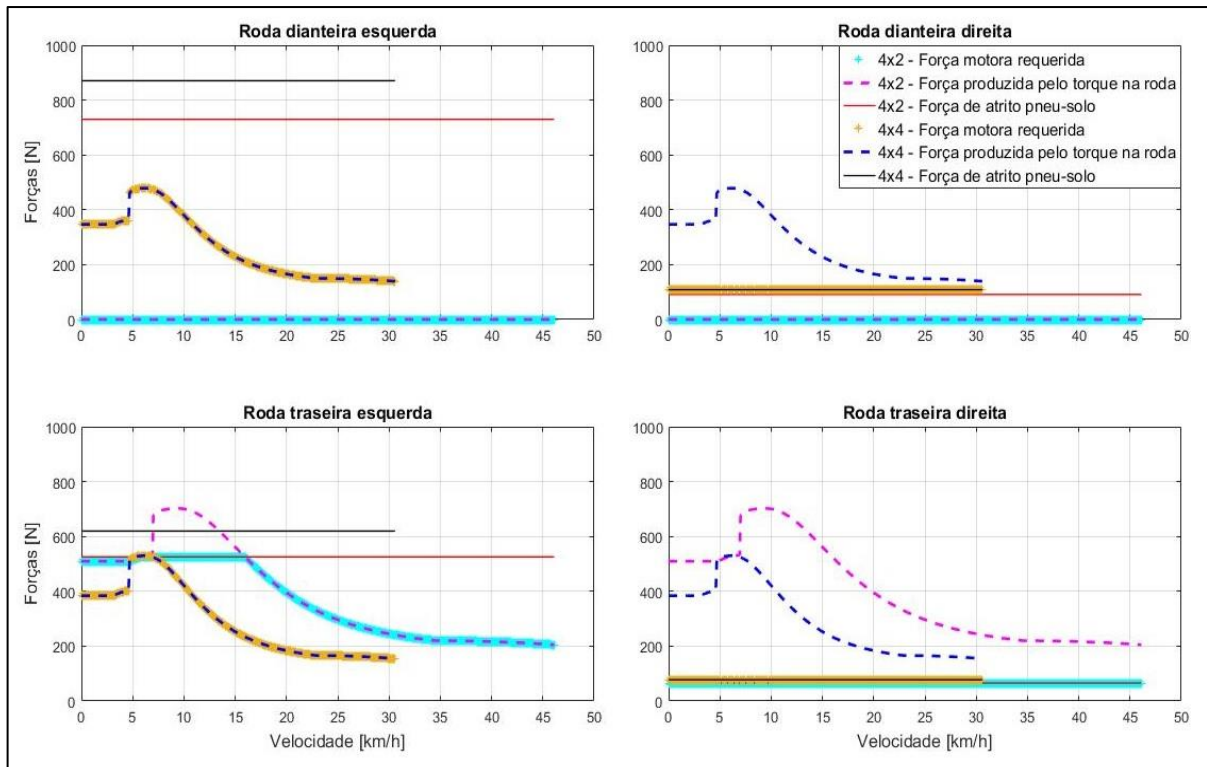
Figura 41 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e acréscimo de 10% na massa do veículo para a configuração 4x4.



Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE D – 2º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)

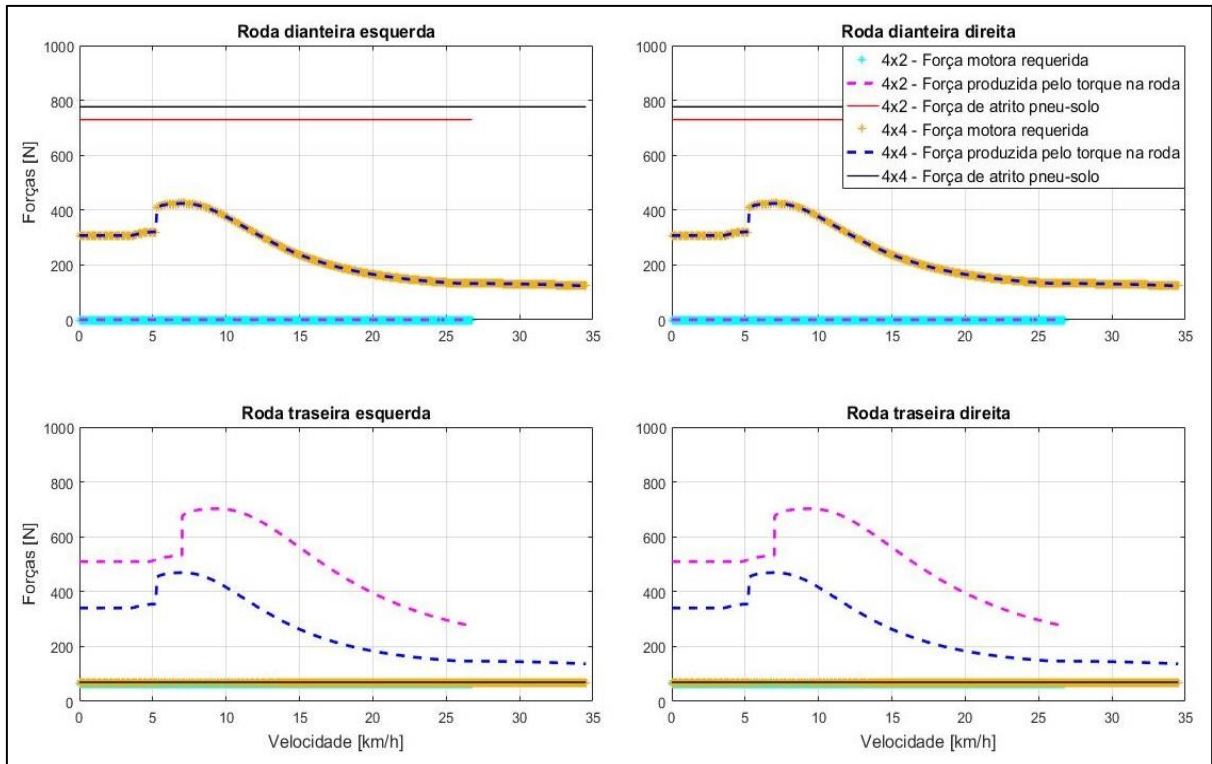
Figura 42 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{re} > \mu_{rd}$) e acréscimo de 30% na massa do veículo para a configuração 4x4.



Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE E – 3º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)

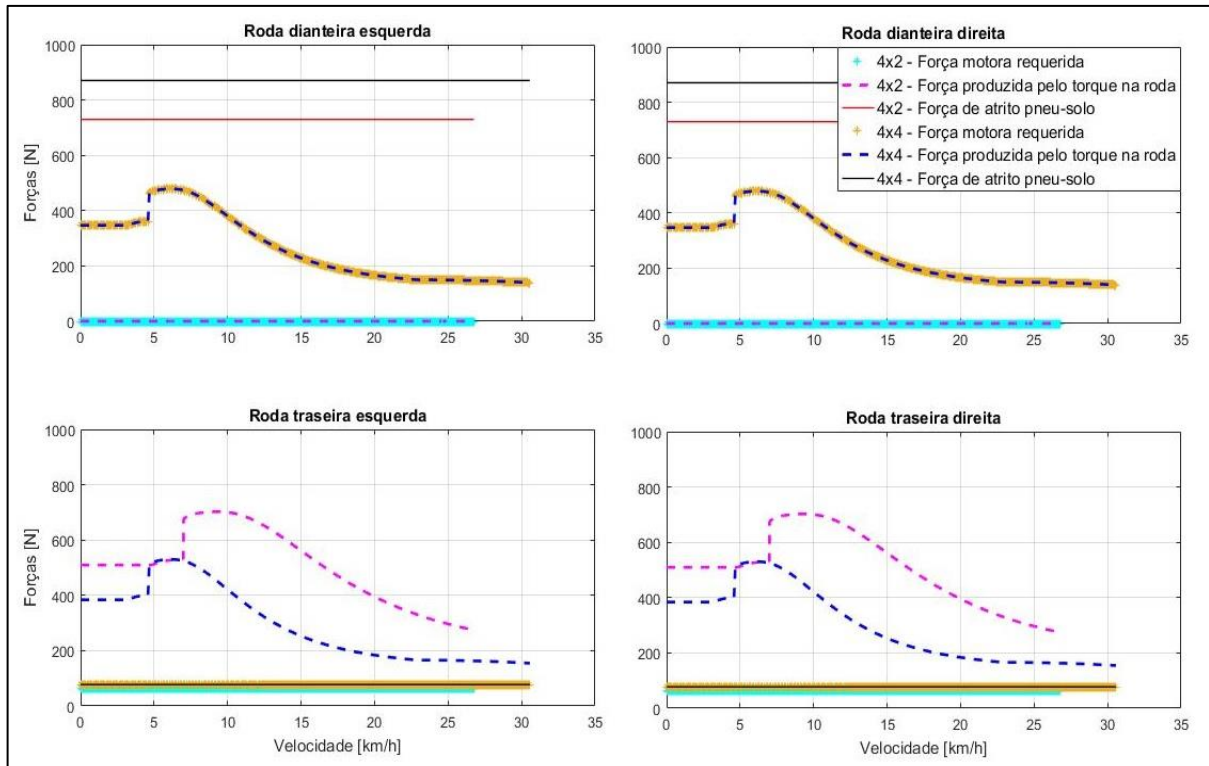
Figura 43 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{rf} > \mu_{rt}$) e acréscimo de 10% na massa do veículo para a configuração 4x4.



Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE F – 4º COMPARATIVO EXTRA DE FORÇAS (4X2 vs 4X4)

Figura 44 – Comparativo de forças (4x2 vs 4x4) em cada roda em função da velocidade, considerando ($\mu_{rf} > \mu_{rt}$) e acréscimo de 30% na massa do veículo para a configuração 4x4.



Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE G – DADOS GERAIS DOS PARES ENGRENADOS DA CAIXA DE TRANSMISSÃO OTIMIZADA

Tabela 12 – Dados gerais de projeto preliminar dos pares engrenados da caixa de transmissão otimizada.

Descrição	Nomenclatura empregada ¹	Valor atribuído / Valor obtido		Unidade
		1° par	2° par	
Dados respectivos à geometria dos componentes				
Razão de engrenamento total	mg_ideal	17,472		-
Razão de engrenamento do par	mg	4,647	3,760	-
N° de dentes do pinhão	Np	34	25	-
N° de dentes da coroa	Ng	158	94	-
Módulo normal	m	1,25	2,00	mm/dente
Diâmetro primitivo do pinhão	dp_mm	42,50	50,00	mm
Diâmetro primitivo da coroa	dg_mm	197,50	188,00	mm
Diâmetro primitivo do pinhão	dp_in	1,67	1,97	pol
Diâmetro primitivo da coroa	dg_in	7,78	7,40	pol
Diâmetro externo do pinhão	dpe_mm	45,00	54,00	mm
Diâmetro externo da coroa	dge_mm	200,00	192,00	mm
Dist. entre centros de engrenagens	C	120,00	119,00	mm
Largura de face das engrenagens	F_mm	12,70	19,05	mm
Largura de face das engrenagens	F_in	0,50	0,75	pol
Massa do pinhão	massa_dp	0,08	0,16	kg
Massa da coroa	massa_dg	1,65	2,24	kg
Massa do par engrenado	massa_par	1,73	2,40	kg
Dados respectivos à rotação e torque dos componentes				
Torque presente no pinhão	Tp	19,00	88,29	Nm
Torque presente na coroa	Tg	88,29	331,97	Nm
Velocidade angular do pinhão	Wp_rad	293,22	63,10	rad/s
Velocidade angular da coroa	Wg_rad	63,10	16,78	rad/s
Velocidade angular do pinhão	Wp_rpm	2800	602,54	rpm

Velocidade angular da coroa	Wg_rpm	602,54	160,26	rpm
Velocidade tangencial do pinhão	Vp_ms	6,23	1,58	m/s
Velocidade tangencial da coroa	Vg_ms	6,23	1,58	m/s
Velocidade tangencial do pinhão	Vp_fpm	1226,54	310,52	fpm
Velocidade tangencial da coroa	Vg_fpm	1226,54	310,52	fpm
Força tangencial no engrenamento	Wt_eng	894,12	3531,72	N

Fonte: Autor (2021).

(1) Nomenclatura empregada de acordo com operações realizados através do algoritmo desenvolvido.

**APÊNDICE H – DADOS GERAIS DO PAR ENGRENADO CÔNICO DA NOVA
SAÍDA DE TORQUE DA CAIXA DE TRANSMISSÃO OTIMIZADA**

Tabela 13 – Dados gerais de projeto preliminar do par engrenado cônico da nova saída de torque da caixa de transmissão.

Descrição	Nomenclatura empregada ¹	Valor atribuído / obtido	Unidade
		Par cônico	
Dados respectivos à geometria dos componentes			
Razão de engrenamento	mgc	1,00	-
Nº de dentes do pinhão	Npc	29	-
Nº de dentes da coroa	Ngc	29	-
Módulo normal	m	4,00	mm/dente
Ângulo do cone de ref. do pinhão	alpha_p	45,00	°
Ângulo do cone de ref. da coroa	alpha_g	45,00	°
Diâmetro primitivo do pinhão	dpc_mm	116,00	mm
Diâmetro primitivo da coroa	dgc_mm	116,00	mm
Diâmetro primitivo do pinhão	dpc_in	4,57	pol
Diâmetro primitivo da coroa	dgc_in	4,57	pol
Largura de face das engrenagens	Fc_mm	27,34	mm
Largura de face das engrenagens	Fc_in	1,08	pol
Dados respectivos à rotação e torque dos componentes			
Torque presente no pinhão	Tpc	331,97	Nm
Torque presente na coroa	Tgc	331,97	Nm
Velocidade angular do pinhão	Wpc_rad	16,78	rad/s
Velocidade angular da coroa	Wgc_rad	16,78	rad/s
Velocidade angular do pinhão	Wpc_rpm	160,26	rpm
Velocidade angular da coroa	Wgc_rpm	160,26	rpm
Força tangencial no engrenamento	Wtc_eng	6868,30	N

Fonte: Autor (2021).

(1) Nomenclatura empregada de acordo com operações realizados através do algoritmo desenvolvido.

**APÊNDICE I – MEMORIAL DE CÁLCULOS DE PRÉ-PROJETO DOS
COMPONENTES DE ENGRENAMENTO DA CAIXA DE TRANSMISSÃO
OTIMIZADA PARA A IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA 4X4**

Partindo inicialmente dos valores finais ajustados presentes na Tabela 11 e dos parâmetros de entrada atribuídos:

Onde:

mg_{ideal} = razão de engrenamento ideal total de 17,472 (-);

$mg1$ = razão de engrenamento do 1° par engrenado, 4,647 (-);

$mg2$ = razão de engrenamento do 2° par engrenado, 3,76 (-);

$Np1$ = número de dentes do pinhão do 1° par engrenado, 34 (unidade);

$Np2$ = número de dentes do pinhão do 2° par engrenado, 25 (unidade);

$m1$ = módulo normal padronizado (ver Anexo A) do 1° par engrenado, 1,25 (mm/dente);

$m2$ = módulo normal padronizado (ver Anexo A) do 2° par engrenado, 2,00 (mm/dente);

f_{range1} = constante multiplicadora do valor de módulo para determinação da largura de face (1° par eng.), 10,160 (unidade);

f_{range2} = constante multiplicadora do valor de módulo para determinação da largura de face (2° par eng.), 9,525 (unidade);

φ = ângulo de pressão dos dentes padronizados atribuído (ver Anexo A), 20 (°);

Através das Equações (16) e (17), obtiveram-se os valores de $Ng1$ e $Ng2$:

$$Ng1 = mg1 \cdot Np1 \quad (16)$$

$$Ng2 = mg2 \cdot Np2 \quad (17)$$

Onde:

$Ng1$ = número de dentes da coroa do 1° par engrenado, 158 (unidade);

$Ng2$ = número de dentes da coroa do 2° par engrenado, 94 (unidade);

Por meio das Equações (18), (19), (20) e (21) obtiveram-se os valores dos diâmetros primitivos dos componentes:

$$Dp1 = m1 \cdot Np1 \quad (18)$$

$$Dg1 = m1 \cdot Ng1 \quad (19)$$

$$Dp2 = m2 \cdot Np2 \quad (20)$$

$$Dg2 = m2 \cdot Ng2 \quad (21)$$

Onde:

$Dp1$ = diâmetro primitivo do pinhão do 1° par engrenado, 42,50 (mm);

$Dg1$ = diâmetro primitivo da coroa do 1° par engrenado, 197,50 (mm);

$Dp2$ = diâmetro primitivo do pinhão do 2° par engrenado, 50,00 (mm);

$Dg2$ = diâmetro primitivo da coroa do 2° par engrenado, 188,00 (mm);

Obtiveram-se também os valores dos diâmetros primitivos em polegadas, realizando a divisão dos termos pelo valor de 25,40 mm (1 pol.). Além dos valores de diâmetro externo onde somaram-se os valores dos diâmetros primitivos com a multiplicação de 2 vezes o módulo respectivo.

As Equações (22) e (23) correspondem à largura de face dos elementos. Na sequência calcularam-se também os respectivos valores de largura de face em polegadas.

$$F1 = f_{range1} \cdot m1 \quad (22)$$

$$F2 = f_{range2} \cdot m2 \quad (23)$$

Onde:

$F1$ = largura dos componentes do 1° par engrenado, 12,70 (mm);

$F2$ = largura dos componentes do 2° par engrenado, 19,05 (mm);

O equacionamento do torque presente em cada componente partiu do pressuposto onde a condição é de caráter extremo. Sendo o torque provindo do motor e entrando na caixa de transmissão através da primeira engrenagem no valor de 19 Nm, portanto:

T_{p1} = torque presente no pinhão do 1° par engrenado, 19,00 (Nm);

T_{g1} = torque presente na coroa do 1° par engrenado, 88,29 (Nm);

T_{p2} = torque presente no pinhão do 2° par engrenado, 88,29 (Nm);

T_{g2} = torque presente na coroa do 2° par engrenado, 331,97 (Nm);

As operações (24), (25) e (26) representam os equacionamentos para a obtenção dos valores de torque em cada item do sistema.

$$T_{g1} = T_{p1} \cdot (N_{g1}/N_{p1}) \quad (24)$$

$$T_{p2} = T_{g1} \quad (25)$$

$$T_{g2} = T_{p2} \cdot (N_{g2}/N_{p2}) \quad (26)$$

Em seguida calcularam-se as velocidades angulares de cada um dos elementos com base na condição inicial adotada, partindo de 2800 rpm provindos do motor. Observam-se as Equações (27), (28) e (29):

$$W_{g1} = W_{p1} \cdot (N_{p1}/N_{g1}) \quad (27)$$

$$W_{p2} = W_{g1} \quad (28)$$

$$W_{g2} = W_{p2} \cdot (N_{p2}/N_{g2}) \quad (29)$$

Onde:

W_{p1} = velocidade angular do pinhão do 1° par engrenado, 2800 (rpm);

W_{g1} = velocidade angular da coroa do 1° par engrenado, 602,54 (rpm);

W_{p2} = velocidade angular do pinhão do 2° par engrenado, 602,54 (rpm);

W_{g2} = velocidade angular da coroa do 2° par engrenado, 160,26 (rpm);

Os termos de igualdade das Equações (25) e (28) se dão pelo motivo de ambos os elementos estarem situados no mesmo eixo de rotação.

Realizaram-se os cálculos pertinentes à velocidade angular em (rad/s) através de um procedimento similar, todavia iniciando com o valor de W_{p1} multiplicado pela relação de $(\pi/30)$.

As velocidades tangenciais também foram apuradas com resultados em (m/s). Multiplicando os termos pela constante de razão igual à (60/0,3048) obtiveram-se os resultados em (fpm).

$$V_{p1} = W_{p1} \cdot [(D_{p1}/2) \cdot 10^{-3}] \quad (30)$$

$$V_{g1} = W_{g1} \cdot [(D_{g1}/2) \cdot 10^{-3}] \quad (31)$$

$$V_{p2} = W_{p2} \cdot [(D_{p2}/2) \cdot 10^{-3}] \quad (32)$$

$$V_{g2} = W_{g2} \cdot [(D_{g2}/2) \cdot 10^{-3}] \quad (33)$$

Onde:

V_{p1} = velocidade tangencial do pinhão do 1° par engrenado, 1226,54 (fpm);

V_{g1} = velocidade tangencial da coroa do 1° par engrenado, 1226,54 (fpm);

V_{p2} = velocidade tangencial do pinhão do 2° par engrenado, 310,52 (fpm);

V_{g2} = velocidade tangencial da coroa do 2° par engrenado, 310,52 (fpm);

Prontamente realizaram-se os cálculos de forças tangenciais presentes em ambos os pares engrenados. As Equações (34) e (35) regem tais comportamentos.

$$W_{t_{eng1}} = \frac{2 \cdot (T_{p1} \cdot 10^{-3})}{m_1 \cdot N_{p1}} \quad (34)$$

$$W_{t_{eng2}} = \frac{2 \cdot (T_{p2} \cdot 10^{-3})}{m_2 \cdot N_{p2}} \quad (35)$$

Onde:

$W_{t_{eng1}}$ = força tangencial sobre os componentes do 1° par engrenado, sendo 894,12 (N);

$W_{t_{eng2}}$ = força tangencial sobre os componentes do 2° par engrenado, sendo 3531,72 (N);

Após iniciaram-se os procedimentos de determinação de fatores que compõem os equacionamentos de tensão de flexão e superfície.

O fator geométrico de resistência à flexão (J), possui como característica variar de acordo com o ângulo de pressão previamente adotado. Sendo $\phi = 20^\circ$

confrontaram-se com os dados presentes no Anexo B a fim de determinar o valor de (J). Ressalta-se que para fins de análise empregou-se como critério o carregamento do tipo HPSTC, este mais indicado para engrenagens de precisão e com justas tolerâncias. Portanto consideraram-se:

$J_{p1} = J_{p2}$ = fator geométrico de resistência a flexão (J) para os pinhões do 1° e 2° par, adotou-se o valor de 0,38 (-);

$J_{g1} = J_{g2}$ = fator geométrico de resistência a flexão (J) para as coroas do 1° e 2° par, adotou-se o valor de 0,44 (-);

O fator geométrico de superfície (I) depende diretamente do ângulo de pressão e dos raios de curvatura dos dentes das engrenagens, sendo ρ_p e ρ_g de acordo com as Equações (36) e (37).

$$\rho_p = \sqrt{[rp + m \cdot (1 + xp)]^2 - (rp \cdot \cos \varphi)^2} - m \cdot \pi \cdot \cos \varphi \quad (34)$$

$$\rho_g = (C \cdot \sin \varphi) - \rho_p \quad (35)$$

Onde:

rp = raio primitivo do pinhão, sendo $rp1 = 21,25$ (mm) para o pinhão do 1° par e $rp2 = 25,00$ (mm) para o pinhão do 2° par;

m = módulo normal, sendo $m1 = 1,25$ (mm/dente) para o módulo dos elementos do 1° par e $m2 = 2,00$ (mm/dente) para o módulo dos elementos do 2° par;

φ = ângulo de pressão, 20 (°) para ambos os pares engrenados;

xp = coeficiente do adendo do pinhão, sendo igual à zero para dentes padrões que não possuem condição de alongamento;

C = distância entre centros de engrenagens, sendo $C1 = 120$ (mm) a distância entre centros dos elementos do 1° par e $C2 = 119$ (mm) a distância entre centros dos elementos do 2° par;

ρ_{p1} = raio de curvatura do pinhão do 1° par, sendo 6,68 (mm);

ρ_{p2} = raio de curvatura do pinhão do 2° par, sendo 7,40 (mm);

ρ_{g1} = raio de curvatura da coroa do 1° par, sendo 34,36 (mm);

ρ_{g2} = raio de curvatura da coroa do 2° par, sendo 33,30 (mm);

$$I = \frac{\cos \varphi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) \cdot Dp} \quad (36)$$

A Equação (36) representa o fator geométrico de superfície (I), onde:

Dp = diâmetro primitivo dos pinhões, sendo $Dp1 = 42,50$ (mm) e $Dp2 = 50,00$ (mm) para os diâmetros primitivos dos pinhões do 1° e 2° par;

$I1$ = fator geométrico de superfície (I) para os componentes do 1° par engrenado, resultando em 0,12 (-);

$I2$ = fator geométrico de superfície (I) para os componentes do 2° par engrenado, resultando em 0,11 (-);

O fator aplicado de ciclo de carga (KI) possui relação com a disposição dos pares engrenados no sistema. Visto que a acomodação dos mesmos se tratam por pares de extremidade, ou seja, sem possuir quaisquer engrenagens intermediárias. Portanto $KI = 1$ (-);

Para o fator de aplicação (KA) verificaram-se as alternativas presentes no Anexo B. Para a aplicação determinaram-se como condições de máquina motora um motor de um único cilindro (choque médio) e para máquina movida um contexto de choque uniforme. Portanto $KA = 1,50$ (-);

O fator (KB) responsável pela espessura de borda de engrenagem não foi levado em consideração. Logo $KB = 1$ (-);

O fator de tamanho (KS), possui vínculo com os módulos normais adotados. Visto que nesta análise em específico os valores de módulos empregados são inferiores à 5 (mm/dente), atribui-se $KS = 1$ (-). Para valores maiores que 5 (mm/dente), outras interações devem ser levadas em consideração.

Para a obtenção do fator (KM) de distribuição de carga sobre a face dos dentes das engrenagens realizaram-se os seguintes procedimentos:

$$KM = 1 + Cmc \cdot (Cpf \cdot Cpm + Cma \cdot Ce) \quad (37)$$

A Equação (37) representa o fator de distribuição de carga (KM), onde:

C_{mc} = constante que determina se os dentes são ou não coroados. Aplicou-se o valor de 1 (dentes sem coroamento) em ambos os pares engrenados;

C_{pf} = constante relacionada à largura de face dos componentes. Sendo os valores de F (larguras de face) de ambos os pares engrenados inferiores ao valor de 1 polegada, fez-se o uso da Equação (38) respeitando a relação de que se $F/(10 \cdot D_p) < 0,05$, então $F/(10 \cdot D_p) = 0,05$. Aplicaram-se todos os termos em unidade de polegada.

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot D_p} - 0,025 \quad (38)$$

Ressalta-se que se realizaram os cálculos para cada um dos elementos dos pares engrenados.

C_{pm} = constante referente ao posicionamento dos pinhões entre o intervalo dos mancais de eixo. De modo geral avaliaram-se as informações apresentadas no Anexo C e os posicionamentos aproximados dos elementos com base na montagem da Figura 35. Portanto aplicaram-se para ambos os pares engrenados: $C_{pm} = 1,1$ (-);

C_{ma} = constante relacionada à largura de face dos componentes. Sendo análoga à Equação (39), onde seus termos também fazem referência à constantes empíricas detalhadas no Anexo C. Atribuíram-se as constantes empíricas de acordo com a situação de unidades fechadas de precisão.

$$C_{ma} = A + B \cdot F + C \cdot F^2 \quad (39)$$

Onde:

A = constante empírica, igual à 0,0675 (-);

B = constante empírica, igual à 0,0128 (-);

C = constante empírica, igual à $-0,926 \cdot 10^{-4}$ (-);

F = largura de face dos elementos, sendo $F_1 = 12,70$ (mm) e $F_2 = 19,05$ (mm) para as engrenagens do 1° e 2° par;

C_e = constante de ajuste de engrenamento. Adotou-se a condição de engrenamento ajustado na montagem, portanto: $C_e = 0,8$ (-);

Posto isso concluíram-se as operações de cálculo do fator (KM) segundo a Equação (37) e obtiveram-se:

$KM1$ = fator (KM) de distribuição de carga dos componentes do 1° par, sendo 1,09 (-), (valor mais crítico entre o pinhão e a coroa);

$KM2$ = fator (KM) de distribuição de carga dos componentes do 2° par, sendo 1,09 (-), (valor mais crítico entre o pinhão e a coroa);

O fator dinâmico (KV) tem como intuito avaliar as cargas de vibrações internas entre os contatos dos dentes dos elementos da transmissão. Através dos dados expostos nos Anexos D e E, estipularam-se os parâmetros mais adequados para a concepção do valor deste fator. Como qualidade de engrenamento adotou-se o valor de $Qv = 11$ (-), equivalente a aplicações em transmissões de automóveis. Seguidamente de modo conservador, considerando a condição mais alta de velocidade tangencial dos componentes da transmissão, sendo $Vp1 = Vg1 = 1226,54$ (fpm), confrontaram-se os valores através de uma análise gráfica. Portanto atribuiu-se $KV = 0,92$ (-).

Para o fator de temperatura (KT), empregou-se o valor de $KT = 1$ (-), determinando que o sistema irá operar sob um estado de temperatura de no máximo 121 °C. Para temperaturas superiores a esta marca, interações extras devem ser consideradas.

Como confiabilidade dos componentes do sistema, atribuiu-se o fator (KR) para um estado de 99% de confiabilidade. Sendo assim como equivalência: $KR = 1$ (-).

Para o fator de coeficiente elástico (CP), conforme informações dispostas no Anexo F, admitiram-se para materiais de fabricação dos pinhões e das coroas ambos sendo de aço. Por conseguinte $CP = 191$ (MPa).

O último fator relacionado, sendo este de acabamento superficial (CF), aplicou-se segundo recomendações da AGMA. $CF = 1$ (-).

A partir dos fatores e coeficientes preliminarmente determinados, realizaram-se os cálculos de tensão de flexão e superfície em cada componente do sistema de transmissão. A Equação (40) rege o estado de tensão de fadiga de flexão nas engrenagens segundo a AGMA.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{KA \cdot KM}{KV} \cdot KS \cdot KB \cdot KI \quad (40)$$

Onde obtiveram-se:

$\sigma_{b_{p1}}$ = tensão de fadiga de flexão no pinhão do 1° par, sendo 262,59 (MPa);

$\sigma_{b_{g1}}$ = tensão de fadiga de flexão na coroa do 1° par, sendo 226,78 (MPa);

$\sigma_{b_{p2}}$ = tensão de fadiga de flexão no pinhão do 2° par, sendo 433,18 (MPa);

$\sigma_{b_{g2}}$ = tensão de fadiga de flexão na coroa do 2° par, sendo 374,11 (MPa);

Seguidamente por meio da Equação (41) que rege o estado de tensão de fadiga superficial nos dentes das engrenagens segundo a AGMA efetuarem-se os cálculos.

$$\sigma_c = CP \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot Dp} \cdot \frac{CA \cdot CM}{CV} \cdot CS \cdot CF} \quad (41)$$

Onde adotaram-se as seguintes igualdades:

$$CA = KA;$$

$$CM = KM;$$

$$CV = KV;$$

$$CS = KS;$$

Obtiveram-se então:

$\sigma_{c_{p1}}$ = tensão de fadiga de superfície no pinhão do 1° par, sendo 930,57 (MPa);

$\sigma_{c_{g1}}$ = tensão de fadiga de superfície na coroa do 1° par, sendo 431,68 (MPa);

$\sigma_{c_{p2}}$ = tensão de fadiga de superfície no pinhão do 2° par, sendo 1452,6 (MPa);

$\sigma_{c_{g2}}$ = tensão de fadiga de superfície no coroa do 2° par, sendo 917,5 (MPa);

As etapas seguintes de análise e cálculo constituíram-se essencialmente na determinação de materiais para a fabricação dos elementos com características cabíveis às solicitações de tensões obtidas.

A partir dos dados mostrados nos Anexos G e H designaram-se os materiais para cada uma das engrenagens do sistema.

Sendo:

$Sf_b'_{p1}$ = resistência de fadiga de flexão no pinhão do 1° par, adotado 350 (MPa), de material aço (classe AGMA A1-A5), com tratamento térmico de endurecimento completo e dureza superficial mínima de 360 HB;

$Sf_b'_{g1}$ = resistência de fadiga de flexão na coroa do 1° par, adotado 235 (MPa), de material aço (classe AGMA A1-A5), com tratamento térmico de endurecimento completo e dureza superficial mínima de 240 HB;

$Sf_b'_{p2}$ = resistência de fadiga de flexão no pinhão do 2° par, adotado 450 (MPa), de material aço (classe AGMA A1-A5), com 2,5% de cromo, tratamento térmico de nitretação e dureza superficial mínima de 90 HR15N;

$Sf_b'_{g2}$ = resistência de fadiga de flexão na coroa do 2° par, adotado 370 (MPa), de material aço (classe AGMA A1-A5), com tratamento térmico de endurecimento completo e dureza superficial mínima de 400 HB;

Correspondentemente associaram-se os valores de resistência de fadiga superficial:

$Sf_c'_{p1}$ = resistência de fadiga de superfície no pinhão do 1° par, 1085 (MPa);

$Sf_c'_{g1}$ = resistência de fadiga de superfície na coroa do 1° par, 745 (MPa);

$Sf_c'_{p2}$ = resistência de fadiga de superfície no pinhão do 2° par, 1500 (MPa);

$Sf_c'_{g2}$ = resistência de fadiga de superfície na coroa do 2° par, 1180 (MPa);

Logo através da Equação (42) determinaram-se os fatores de vida de flexão (KL), que posteriormente confrontados com o material do Anexo I retornaram valores de números de ciclos de vida para cada elemento do sistema.

$$KL = \frac{\sigma_b \cdot C_{S_b} \cdot K_T \cdot K_R}{Sf_b'} \quad (42)$$

Onde:

C_{S_b} = coeficiente de segurança de vida em flexão, sendo igual à 1;

Obtiveram-se como valores para (KL):

KL_{p1} = fator de vida de flexão no pinhão do 1° par, sendo 0,750 (-);

KL_{g1} = fator de vida de flexão na coroa do 1° par, sendo 0,965 (-);

KL_{p2} = fator de vida de flexão no pinhão do 2° par, sendo 0,963 (-);

KL_{g2} = fator de vida de flexão na coroa do 2° par, sendo 1,011 (-);

Analisaram-se as curvas do primeiro gráfico do Anexo I e de modo mais conservador adotou-se a curva regida pela Equação (43). Por meio desta extraíram-se os valores de (N), respectivos ao número de ciclos de vida.

$$KL = 1,6831 \cdot N^{-0,0323} \quad (43)$$

Onde:

Nb_{p1} = número de ciclos de vida do pinhão do 1° par, sendo $7,31 \cdot 10^{10}$ (-);

Nb_{g1} = número de ciclos de vida da coroa do 1° par, sendo $3,01 \cdot 10^7$ (-);

Nb_{p2} = número de ciclos de vida do pinhão do 2° par, sendo $3,25 \cdot 10^7$ (-);

Nb_{g2} = número de ciclos de vida da coroa do 2° par, sendo $7,11 \cdot 10^6$ (-);

Similarmente através da Equação (44) determinaram-se os fatores de vida de superfície (CL), que posteriormente confrontados com o conteúdo apresentado no Anexo I retornaram valores de números de ciclos de vida para cada um dos elementos do sistema.

$$CL = \frac{\sigma_c \cdot Cs_c \cdot CT \cdot CR}{Sf'_c \cdot CH} \quad (44)$$

Onde:

Cs_c = coeficiente de segurança de vida em superfície, sendo igual à 1;

CH = fator de razão de dureza (empregado somente nas coroas). Não se levou em consideração, portanto aplicou-se o valor igual à 1;

$CT = KT$;

$CR = KR$;

Logo:

CL_{p1} = fator de vida de superfície no pinhão do 1° par, sendo 0,858 (-);

CL_{g1} = fator de vida de superfície na coroa do 1° par, sendo 0,579 (-);

CL_{p2} = fator de vida de superfície no pinhão do 2° par, sendo 0,968 (-);

CL_{g2} = fator de vida de superfície na coroa do 2° par, sendo 0,778 (-);

Posteriormente analisaram-se as curvas do segundo gráfico do Anexo I e de modo mais conservador adotou-se a curva regida pela Equação (45). Por meio desta extraíram-se os valores de (N), respectivos ao número de ciclos de vida.

$$CL = 2,466 \cdot N^{-0,056} \quad (45)$$

Onde:

$N_{c_{p1}}$ = número de ciclos de vida do pinhão do 1° par, sendo $1,55 \cdot 10^8$ (-);

$N_{c_{g1}}$ = número de ciclos de vida da coroa do 1° par, sendo $1,71 \cdot 10^{11}$ (-);

$N_{c_{p2}}$ = número de ciclos de vida do pinhão do 2° par, sendo $1,77 \cdot 10^7$ (-);

$N_{c_{g2}}$ = número de ciclos de vida da coroa do 2° par, sendo $8,94 \cdot 10^8$ (-);

Finalizaram-se os procedimentos de cálculo traduzindo os números de ciclo dos componentes em valores de horas trabalhadas. Sendo:

hb_{p1} = horas aproximadas de operação sem eventuais quebras por flexão do pinhão do 1° par, sendo $4,35 \cdot 10^5$ (horas);

hb_{g1} = horas aproximadas de operação sem eventuais quebras por flexão da coroa do 1° par, sendo 833,5 (horas);

hb_{p2} = horas aproximadas de operação sem eventuais quebras por flexão do pinhão do 2° par, sendo 900,3 (horas);

hb_{g2} = horas aproximadas de operação sem eventuais quebras por flexão da coroa do 1° par, sendo 739,3 (horas);

hc_{p1} = horas aproximadas de operação sem eventuais danos superficiais no pinhão do 1° par, sendo 923,2 (horas);

hc_{g1} = horas aproximadas de operação sem eventuais danos superficiais na coroa do 1° par, sendo $4,72 \cdot 10^6$ (horas);

hc_{p2} = horas aproximadas de operação sem eventuais danos superficiais no pinhão do 2° par, sendo 490,6 (horas);

hc_{g2} = horas aproximadas de operação sem eventuais danos superficiais na coroa do 1° par, sendo $9,30 \cdot 10^4$ (horas);

APÊNDICE J – MEMORIAL DE CÁLCULOS DE PRÉ-PROJETO DOS COMPONENTES DE ENGRENAMENTO DA NOVA SAÍDA DE TORQUE PARA A IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA 4X4

De maneira similar aos procedimentos adotados para a realização dos cálculos postos no Apêndice E, deu-se continuidade com a análise e pré-dimensionamento de um par engrenado do tipo cônico de dentes retos. Este designado para transferir o torque T_{g2} presente no último elemento do conjunto de transmissão para as rodas dianteiras, invertendo assim direção de movimento em 90° .

Partindo de valores de entrada inicialmente atribuídos:

m_{gc} = razão de engrenamento do par engrenado cônico. A fim de manter a mesma relação para as rodas dianteiras, adotou-se o valor de 1,00 (-);

N_{pc} = número de dentes do pinhão, 29 (unidade);

N_{gc} = número de dentes da coroa, 29 (unidade);

m_c = módulo normal padronizado, 4,00 (mm/dente);

φ = ângulo de pressão dos dentes padronizados, 20° ;

Logo calcularam-se os ângulos dos cones de referência segundo as Equações (46) e (47) e os diâmetros primitivos através das Equações (48) e (49).

$$\alpha_g = \tan^{-1}(m_{gc}) \quad (46)$$

$$\alpha_p = 90 - \alpha_g \quad (47)$$

$$D_{gc} = m_c \cdot N_{gc} \quad (48)$$

$$D_{pc} = m_c \cdot N_{pc} \quad (49)$$

Onde:

α_g = cone de referência da coroa, sendo 45° ;

α_p = cone de referência do pinhão, sendo 45° ;

D_{gc} = diâmetro primitivo da coroa, sendo 116 (mm);

D_{pc} = diâmetro primitivo do pinhão, sendo 116 (mm);

$$L_c = \frac{D_{pc}}{2 \cdot \sin(\alpha_p)} = \frac{D_{gc}}{2 \cdot \sin(\alpha_p)} \quad (50)$$

$$F_c = \frac{Lc}{3} \quad (51)$$

Por meio da resolução das Equações (50) e (51), obteve-se o valor do termo F_c , sendo:

$$F_c = \text{largura de face das engrenagens, } 27,34 \text{ (mm);}$$

Visto que ambos os elementos do par engrenado são idênticos no quesito construtivo de geometria, realizaram-se os cálculos seguintes levando em conta somente um componente. As Equações (52), (53) e (54) referem-se aos raios das engrenagens.

$$r_c = D_p/2 \quad (52)$$

$$r_{c_{int}} = r_c - (F_c \cdot \sin(\alpha)) \quad (53)$$

$$r_{c_{med}} = (r_c + r_{c_{int}})/2 \quad (54)$$

Onde:

r_c = raio primitivo das engrenagens, sendo 58,00 (mm);

$r_{c_{int}}$ = raio interno das engrenagens, sendo 38,67 (mm);

$r_{c_{med}}$ = raio médio das engrenagens, sendo 48,33 (mm);

Procedendo a partir do torque aplicado no último elemento da caixa de transmissão, T_{g2} , realizaram-se as associações presentes nas Equações (55) e (56).

$$T_{pc} = T_{g2} \quad (55)$$

$$T_{gc} = T_{pc} \cdot (N_{gc}/N_{pc}) \quad (56)$$

Onde:

T_{g2} = torque presente na coroa do 2º par engrenado da caixa de transmissão (Apêndice E), sendo 331,97 (Nm);

T_{pc} = torque presente no primeiro elemento cônico, sendo igual por estar posicionado sobre mesmo eixo, 331,97 (Nm);

T_{gc} = torque presente no segundo elemento cônico, onde $T_{gc} = T_{pc}$ devido à razão (N_{gc}/N_{pc}) ser igual à 1.

Sequencialmente calcularam-se as forças tangenciais no engrenamento, oriunda da Equação (57).

$$Wt_{engc} = \frac{Tc \cdot 10^3}{rc_{med}} \quad (57)$$

Onde:

$Tc = Tpc = Tgc$ = torque presente nos elementos cônicos, sendo 331,97 (Nm);

Resultando:

Wt_{engc} = força tangencial no engrenamento, sendo 6868,30 (N);

Determinaram-se os fatores geométricos de flexão e superfície de acordo com o número de dentes estipulados para cada componente confrontando-os com os gráficos dispostos nos Anexos J e K, portanto:

J = fator geométrico de resistência a flexão (J) para os elementos cônicos, adotou-se o valor de 0,23 (-);

I = fator geométrico de superfície (I) para os elementos cônicos, adotou-se o valor de 0,067 (-);

À caráter de projeto preliminar, adotaram-se os fatores (KA), (KM), (KS) e (KV) sendo os mesmos pré-definidos no cálculo para engrenagens cilíndricas do Anexo E.

Antes da resolução da Equação (58) que estabelece as tensões de flexão em engrenagens cônicas, atribuiu-se o fator (KX) para cônicas retas: $KX = 1$;

$$\sigma_b = \frac{Wt_{engc}}{mc \cdot Fc \cdot J} \cdot \frac{KA \cdot KM \cdot KS}{KV \cdot KX} \quad (58)$$

Onde obtiveram-se:

σ_{bc} = tensão de fadiga de flexão nas engrenagens cônicas, sendo igual à 410,72 (MPa);

Adiante para a resolução do equacionamento de tensão de fadiga superficial nos dentes das engrenagens cônicas, obtiveram-se alguns fatores necessários. Simplificando o cálculo como característica de projeto preliminar, elencaram-se os

fatores (CP), (CA), (CM), (CS), (CF), (CV), (CT), (CH) e (CR) sendo os mesmos pré-definidos no cálculo para engrenagens cilíndricas do Anexo E.

C_B = constante de ajuste de tensão determinada pela AGMA, sendo 0,634 (-);

C_{XC} = constante que determina se os dentes são ou não coroados. Aplicou-se o valor de 1 (dentes sem coroamento) em ambos os elementos cônicos;

T_p = torque de operação do pinhão, sendo $T_p = T_{pc} = T_{gc} = 331,97$ (Nm);

T_D = torque de projeto do pinhão, representado pela Equação (59):

$$T_D = \frac{F_c}{2000} \cdot \frac{I \cdot CV}{CS \cdot C_{md} \cdot CF \cdot CA \cdot CXC} \cdot \left(\frac{Sf'_c \cdot (rc_{med} \cdot 2)}{CP \cdot CB} \cdot \frac{0,774 \cdot CH}{CT \cdot CR} \right)^2 \quad (59)$$

Onde:

C_{md} = fator de montagem, considerando um dos eixos sendo biapoiado e o outro em balanço, além de engrenamentos sem coroamento de dente, atribuiu-se o valor de $C_{md} = 3,0$;

Sf'_c = resistência de fadiga de superfície nos elementos cônicos, 1250 (MPa), (valor atribuído antes da análise de empregabilidade de materiais);

Resultando:

$$T_D = 111,70 \text{ (Nm)};$$

Caso $T_p < T_D$, o termo (Z) iguala-se à 0,667; caso contrário (Z) é iguala-se à 1, portanto nesta circunstância:

Z = expoente que é determinado através da relação de $T_p < T_D$, sendo 1;

Através da Equação (60) que rege o estado de tensão de fadiga superficial nos dentes das engrenagens cônicas segundo a AGMA efetuarem-se os cálculos.

$$\sigma_c = CP \cdot CB \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_D}{F_c \cdot I \cdot Dp^2} \cdot \left(\frac{T_p}{T_D} \right)^Z \cdot \frac{CA \cdot CM}{CV} \cdot CS \cdot CF \cdot CXC} \quad (60)$$

Onde obtiveram-se:

σ_{c_c} = tensão de fadiga de superfície nas engrenagens cônicas, sendo igual à 1005,37 (MPa);

As etapas seguintes constituíram-se na determinação de materiais para a fabricação dos elementos com características plausíveis às solicitações de tensões obtidas.

A partir dos dados expostos nos Anexos G e H designaram-se os materiais para os engrenamentos do sistema.

Sendo:

Sf_b' = resistência de fadiga de flexão nos elementos cônicos, adotado 420 (MPa), de material aço (classe AGMA A1-A5), com tratamento térmico de cementação por carbono, endurecimento superficial e dureza superficial mínima em torno de 62 HRC;

Correspondentemente o valor de resistência de fadiga superficial confere:

Sf'_c = resistência de fadiga de superfície nos elementos cônicos, 1250 (MPa);

Logo repetiram-se os procedimentos de cálculo presentes no Anexo E, através das Equações (42), (43), (44) e (45) levando em consideração os dados dos componentes de engrenamento cônico. Assim obtiveram-se:

KL_c = fator de vida de flexão nos elementos cônicos, sendo 0,978 (-);

Nb_c = número de ciclos de vida de fadiga de flexão dos elementos cônicos, sendo $2,00 \cdot 10^7$ (-);

CL_c = fator de vida de superfície nos elementos cônicos, sendo 0,804 (-);

Nc_c = número de ciclos de vida de fadiga de superfície dos elementos cônicos, sendo $4,89 \cdot 10^8$ (-);

Finalizaram-se os procedimentos de cálculo traduzindo os números de ciclo dos componentes em valores de horas trabalhadas. Sendo:

hb_c = horas aproximadas de operação sem eventuais quebras por flexão nos elementos cônicos, sendo 2078,5 (horas);

hc_c = horas aproximadas de operação sem eventuais danos superficiais nos elementos cônicos, sendo $5,08 \cdot 10^4$ (horas);

APÊNDICE K – RESULTADO GERAL DA ANÁLISE DOS PARES ENGRENADOS DA CAIXA DE TRANSMISSÃO

Tabela 14 – Resultado da análise dos pares engrenados da caixa de transmissão visando todos os elementos de engrenamento.

Parâmetros e Simbologia ¹	Pares engrenados					
	1° par		2° par		Par cônico	
	pinhão	coroa	pinhão	coroa	pinhão	coroa
σ_b	263	227	433	374	411	411
σ_c	931	432	1453	917	1005	1005
Sf_b ²	350	235	450	370	420	420
Sf_c ²	1085	745	1500	1180	1250	1250
N_b	$7,31 \cdot 10^{10}$	$3,01 \cdot 10^7$	$3,25 \cdot 10^7$	$7,11 \cdot 10^6$	$2,00 \cdot 10^7$	$2,00 \cdot 10^7$
N_c	$1,55 \cdot 10^8$	$1,71 \cdot 10^{11}$	$1,77 \cdot 10^7$	$8,94 \cdot 10^8$	$4,89 \cdot 10^8$	$4,89 \cdot 10^8$
hr_b	$4,35 \cdot 10^5$	833,5	900,3	739,3	2078,5	2078,5
hr_c	923,2	$4,72 \cdot 10^6$	490,6	$9,30 \cdot 10^4$	$5,08 \cdot 10^4$	$5,08 \cdot 10^4$

Fonte: Autor (2021).

(1) Valores de σ em [MPa]; Valores de Sf em [MPa]; Valores de N relacionados ao número de ciclos e valores de hr referentes à número de horas de operação. Símbolos com subscrito [b] pertinentes à análise de flexão; Símbolos com subscrito [c] pertinentes à análise de superfície.

(2) Valores de resistência à fadiga para materiais segundo a AGMA. (Valores atribuídos para projeto com maior detalhamento no memorial de cálculos do Apêndice E).

APÊNDICE L – MEMORIAL DE CÁLCULOS DE PRÉ-PROJETO DO EIXO CARDAN PARA A IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA 4X4

A fim de dar início aos cálculos de projeto preliminar do eixo cardan, elencou-se primeiramente o valor de torque T_{gc} identificado no último elemento da saída da caixa de transmissão. Este sendo igual à 332 Nm (arredondado do valor original de 331,97 Nm).

Em seguida analisaram-se as forças tangencial e radial presentes também no último elemento da transmissão a fim de constatar um momento fletor na região.

A Equação (57) determina Wt_{engC} , a força tangencial no par engrenado cônico, (equacionamento abordado em detalhes no Apêndice J). A Equação (61) determina a força radial sobre o mesmo engrenamento.

$$Wr_{engC} = Wt_{engC} \cdot \tan(\varphi) \cdot \cos(\alpha_g) \quad (61)$$

Onde:

Wt_{engC} = força tangencial no engrenamento, sendo 6868,30 (N);

φ = ângulo de pressão dos dentes padronizados, 20 (°);

α_g = cone de referência da coroa, sendo 45 (°);

Resultando:

$Wr_{engC} = 1767,67$ (N);

Por meio da soma vetorial da força tangencial e radial pode-se determinar uma força transversal resultante sobre a engrenagem. Esta tem como efeito subsequente um momento fletor sobre uma das extremidades do eixo. Obteve-se o resultado a partir da Equação (62).

$$W_{transv} = \sqrt{(Wt_{engC})^2 + (Wr_{engC})^2} \quad (62)$$

Resultando:

$W_{transv} = 7092,13$ (N);

Verifica-se no Anexo M uma ilustração das componentes das forças atuantes sobre o elemento.

Os valores de momento torçor e de momento fletor presentes no elemento final da linha de transmissão, são associados diretamente ao eixo cardan conforme relacionados abaixo e ilustrados nos diagramas apresentados no Anexo N.

$Ta = Tgc$ = momento torçor aplicado ao eixo cardan, sendo 332 (Nm);

Ma = momento fletor aplicado ao eixo cardan, sendo 390 (Nm);

De acordo com a Equação (63), realizou-se o cálculo de dimensionamento de eixo por meio do critério de Gerber.

$$d_{eixo} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot cs \cdot K_f \cdot Ma}{\pi \cdot Se} \cdot \left[1 + \sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{K_{fs} \cdot Ta \cdot Se}{K_f \cdot Ma \cdot Sut} \right)^2} \right]} \quad (63)$$

Onde:

cs = coeficiente de segurança, sendo adotado o valor de 2 (-);

K_f = fator de concentração de tensão de flexão, sendo 1 (-);

K_{fs} = fator de concentração de tensão de torção, sendo 1 (-);

Sut = resistência máxima em tração do material empregado, 1724 (MPa).

Se = resistência à fadiga atrelado ao material empregado, 181,24 (MPa).

Resultando:

$$d_{eixo} = 35,33 \text{ (mm)};$$

Ressalta-se que visando a condição de pré-dimensionamento optou-se por simplificar os valores dos concentradores de tensão.

Com referência ao material atribuído, designou-se o aço 4340 disposto de um tratamento térmico de tempera e revenimento à 600 °F. Apresentam-se dados específicos das propriedades do material no Anexo L.

Como justificativa de cálculo intermediário, sequencialmente expressa-se o procedimento adotado para a determinação do valor de Se de acordo com o material

escolhido. Para o cálculo do valor do limite de resistência à fadiga, aplicou-se a equação (64).

$$Se = ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \cdot Se' \quad (64)$$

Onde:

ka = fator de modificação de condição de superfície;

kb = fator de modificação de tamanho;

kc = fator de modificação de carga;

kd = fator de modificação de temperatura;

ke = fator de confiabilidade;

Se' = limite de resistência do corpo de prova de flexão rotativa;

Através da Tabela 16 especificam-se os valores dos fatores modificadores bem como observações de importância

Tabela 15 – Valores dos fatores modificadores do limite de resistência à fadiga Se .

Fator modificador	Valor atribuído	Observações
ka	0,6259	Correspondente à uma superfície usinada ou trabalhada à frio (em aço 4340 com $Sut = 1724$ MPa).
kb	0,8617	Condição de tamanho para eixo rotativo sob carregamento de flexão e torção.
kc	0,5900	Condição de carregamento torcional.
kd	0,9997	Condição de trabalho à uma temperatura ambiente média de 20 °C.
ke	0,8139	Correspondente à uma confiabilidade de 99%.
Se'	700 [MPa]	Sob a condição de $Sut > 1400$ MPa.

Fonte: Autor (2021).

Resultando:

$$Se = 181,24 \text{ (MPa);}$$

Consideraram-se os termos Ta e Ma como valores de torque e momento alternantes nominais. A partir das Equações (65), (66) e (67) desdobraram-se os cálculos até a obtenção da tensão combinada atuante sobre o eixo.

$$\sigma_a = K_f \cdot \frac{32 \cdot Ma}{\pi \cdot d_{eixo}^3} \quad (65)$$

$$\tau_a = K_{fs} \cdot \frac{16 \cdot Ta}{\pi \cdot d_{eixo}^3} \quad (66)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 3 \cdot (\tau_a)^2} \quad (67)$$

Resultando:

σ_a = tensão alternante nominal de flexão, 90,08 (MPa);

τ_a = tensão alternante nominal de torção, 38,34 (MPa);

σ'_a = tensão alternante nominal combinada, 111,92 (MPa);

Como cálculo intermediário necessário, obteve-se o valor de Sf_{10^3} respectivo ao valor da resistência à fadiga para 10^3 ciclos para cargas de torção.

$$Sf_{10^3} = 0,90 \cdot kd \cdot Ssu \quad (68)$$

Onde:

Ssu = limite de resistência ao cisalhamento, sendo: $(0,67 \text{ a } 0,80) \cdot Sut$;
considerou-se a aplicação mais conservadora: $Ssu = 0,67 \cdot Sut$;

Resultando:

$Sf_{10^3} = 1039$ (MPa);

Posteriormente obtiveram-se os valores dos termos a e b através das Equações (69) e (70) necessárias para complementar a Equação (71).

$$a = \frac{(Sf_{10^3})^2}{Se} \quad (69)$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{Sf_{10^3}}{Se}\right) \quad (70)$$

$$Sf = a \cdot (N)^b \quad (71)$$

Com o objetivo de comprovar a vida em fadiga de operação do eixo através de um número de ciclos substituiu-se o termo Sf da Equação (71) pelo termo de tensão alternante nominal combinada σ'_a e isolou-se o valor do número de ciclos N conforme apresentado na Equação (72).

$$N = \left(\frac{\sigma'_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (71)$$

Onde:

σ'_a = tensão alternante nominal combinada, 111,92 (MPa);

a = 5959 (MPa);

b = -0,2528 (-);

Resultando:

$N = 6,632 \cdot 10^6$ (ciclos).

Por fim, à critério de verificação instaurou-se o cálculo de velocidade crítica fundamental sobre o eixo pré-dimensionado através da Equação (72).

$$\omega_i = \sqrt{\frac{g \cdot (W_{transv} \cdot y_i)}{W_{transv} \cdot y_i^2}} \quad (72)$$

Onde:

g = aceleração da gravidade, 9,81 (m/s²);

W_{transv} = força transversal sobre o eixo, 7092,13 (N);

y_i = deflexão no ponto onde a força tangencial atual, sendo 0,472 (mm), (ver diagrama do Anexo O);

Resultando:

$$\omega_i = 144,14 \text{ (rad/s)} = 1376,44 \text{ (rpm)};$$

A partir do valor da velocidade angular de trabalho:

$\omega_t = 160,26 \text{ (rpm)}$, velocidade presente no último elemento da transmissão estendendo-se ao eixo cardan (ver tabela do Apêndice H);

Estabeleceu-se o valor do coeficiente de segurança do eixo com relação à velocidade crítica fundamental dividindo o termo ω_i pelo ω_t .

Resultando:

$$cS_{vc} = 9,55 \text{ (-)};$$

ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DA AGMA PARA DENTE DE ENGRENAGEM DE PROFUNDIDADE COMPLETA E MÓDULOS MÉTRICOS PADRONIZADOS

Figura 45 – Especificações AGMA para dente de engrenagem de profundidade completa

Parâmetro	Passo diametral grosseiro ($p_d < 20$)	Passo diametral fino ($p_d \geq 20$)
Ângulo de pressão ϕ	20° ou 25°	20°
Adendo a	1,000 / p_d	1,000 / p_d
Dedendo b	1,250 / p_d	1,250 / p_d
Profundidade de trabalho	2,000 / p_d	2,000 / p_d
Profundidade total	2,250 / p_d	2,200 / p_d + 0,002 in
Espessura circular de referência de dente	1,571 / p_d	1,571 / p_d
Raio de arredondamento – cremalheira básica	0,300 / p_d	não padronizado
Folga básica mínima	0,250 / p_d	0,200 / p_d + 0,002 in
Largura mínima do topo	0,250 / p_d	não padronizado
Folga (dentes polidos ou retificados)	0,350 / p_d	0,350 / p_d + 0,002 in

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 691).

Figura 46 – Módulos métricos padronizados

Módulo métrico (mm)	Equivalente p_x (in⁻¹)
0,3	84,67
0,4	63,50
0,4	50,80
0,8	31,75
1	25,40
1,25	20,32
1,5	16,93
2	12,70
3	8,47
4	6,35
5	5,08
6	4,23
8	3,18
10	2,54
12	2,12
16	1,59
20	1,27
25	1,02

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 691).

ANEXO B – FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO (J) PARA $\phi = 20^\circ$ DE DENTES DE PROFUNDIDADE COMPLETA COM CARREGAMENTO HPSTC E FATORES DE APLICAÇÃO (KA) DA AGMA

Figura 47 – Fator geométrico de flexão (J) da AGMA para $\phi = 20^\circ$ e dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC.

Tabela 12-9 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20° , dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC																
Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0,33	0,33								
26	U	U	U	U	U	U	0,33	0,35	0,35	0,35						
35	U	U	U	U	U	U	0,34	0,37	0,36	0,38	0,39	0,39				
55	U	U	U	U	U	U	0,34	0,40	0,37	0,41	0,40	0,42	0,43	0,43		
135	U	U	U	U	U	U	0,35	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45	0,45	0,47	0,49	0,49

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 712).

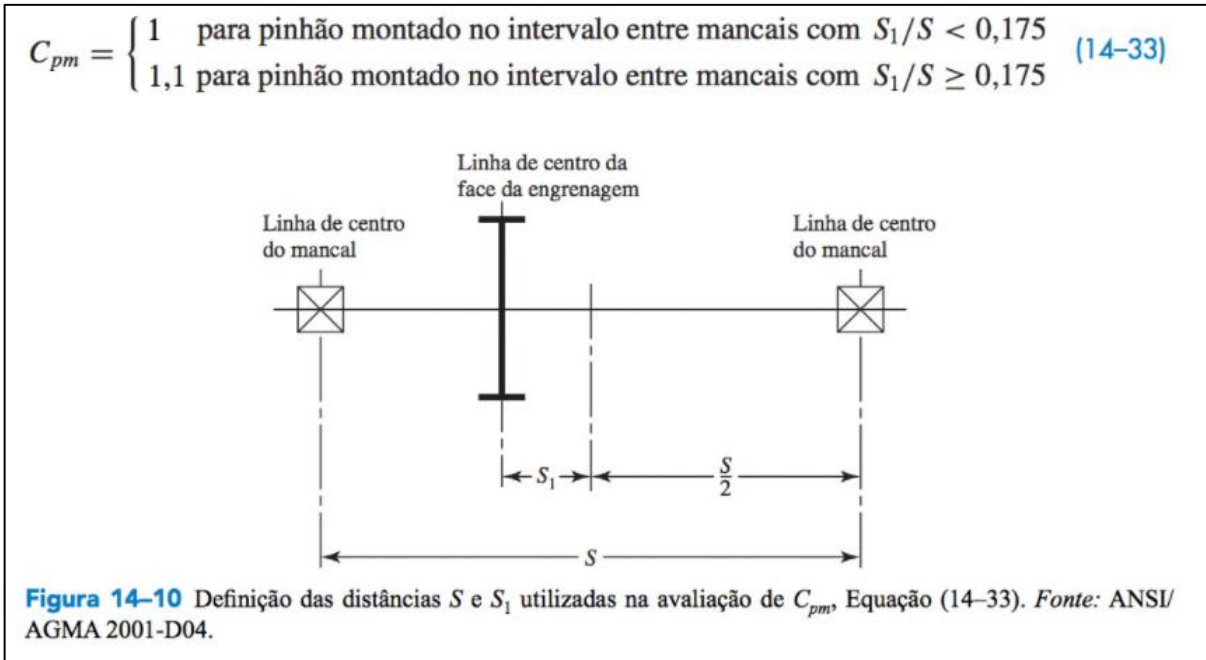
Figura 48 – Fatores de aplicação (KA) da AGMA.

Tabela 12-17 Fatores de Aplicação K_a			
Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 715).

ANEXO C – PARÂMETROS DE DEFINIÇÃO DAS CONSTANTES (CPM) E (CPA) PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE CARREGAMENTO (KM) DA AGMA

Figura 49 – Parâmetros de definição do valor da constante C_{pm} para obtenção do fator (KM) de carregamento da AGMA.



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016, pg. 744).

Figura 50 – Parâmetros de definição do valor da constante C_{pa} para obtenção do fator (KM) de carregamento da AGMA.

Tabela 14-9 Constantes empíricas A , B e C para a Equação (14-34). Largura de face F em polegadas (in).*

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

*Ver ANSI/AGMA 2101-D04, p. 20-22, para formulação SI.

Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016, pg. 744).

ANEXO D – PARÂMETROS DE QUALIDADE DE ENGRENAGEM PARA OBTENÇÃO DO FATOR DINÂMICO (KV) DA AGMA

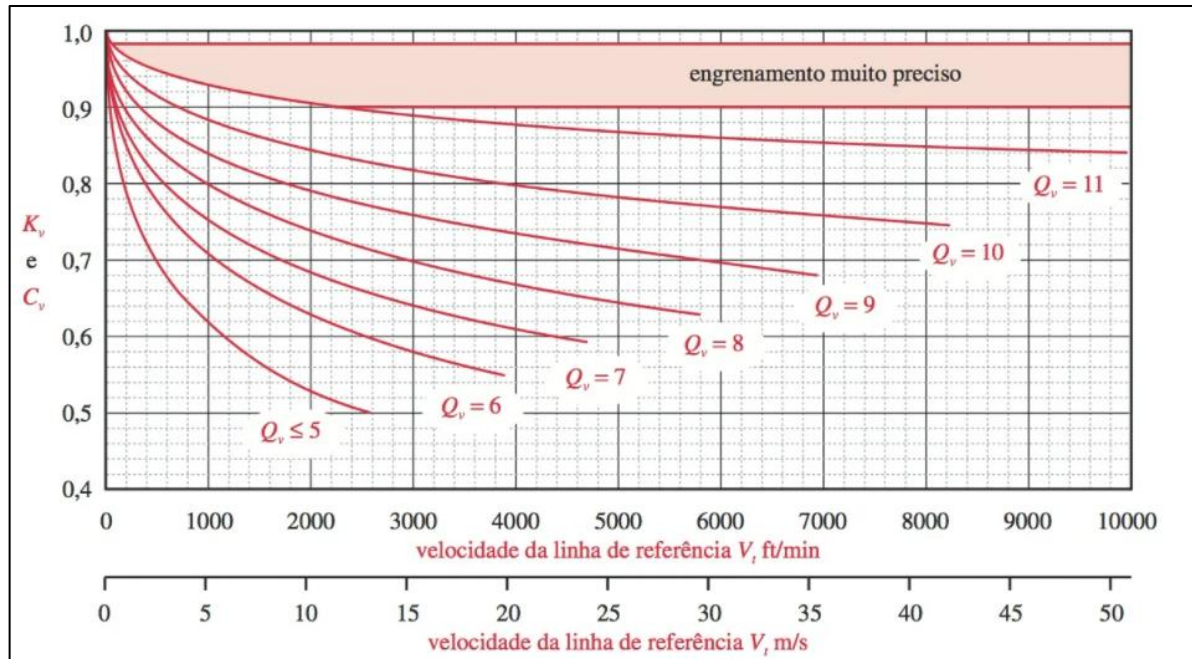
Figura 51 – Dados pertinentes aos números de qualidade de engrenagem para diversas aplicações segundo recomendações da AGMA.

Aplicação	Q.
Acionador do tambor do misturador de cimento	3-5
Forno de cimento	5-6
Acionadores de fresa de aço	5-6
Selecionador de milho	5-7
Guindaste	5-7
Prensa de esmagamento	5-7
Esteira de mineração	5-7
Máquina de fabricação de caixa de papel	6-8
Mecanismo do medidor de gás	7-9
Furadeira de baixa potência	7-9
Máquina de lavar roupas	8-10
Prensa de impressão	9-11
Mecanismo de computador	10-11
Transmissão de automóveis	10-11
Acionador de antena de radar	10-12
Acionador de propulsor marítimo	10-12
Acionador de motor de avião	10-13
Giroscópio	12-14

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 705).

ANEXO E – PARÂMETROS DE DEFINIÇÃO DO FATOR DINÂMICO (KV) DA AGMA EM FUNÇÃO DA QUALIDADE E VELOCIDADE DO ENGRENAMENTO

Figura 52 – Gráfico de valores dos fatores (K_v) e (C_v) em função da velocidade tangencial e da qualidade (Q_v) dos componentes de engrenamento.



Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 705).

ANEXO F – FATOR DE COEFICIENTE ELÁSTICO (CP) DA AGMA

Figura 53 – Valores de coeficiente elástico (CP) da AGMA em função do tipo de material dos componentes de engrenamento.

Tabela 12-18 O coeficiente elástico C_p da AGMA em unidades de (psi) 0,5 [(MPa)0,5]* †

Material pinhão	E_p psi (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

† Os valores de E_p nesta tabela são aproximados e $\nu = 0,3$ foi usado como um coeficiente de Poisson aproximado para todos os materiais. Se números mais precisos para E_p e ν estiverem disponíveis, eles devem ser usados na Equação 12.23 para obter C_p .

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 720).

ANEXO G – RESISTÊNCIAS À FADIGA DE FLEXÃO DA AGMA PARA SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA ENGRENAGENS

Figura 54 – Relação de valores de resistências à fadiga de flexão (S_{fb}') da AGMA para seleção de materiais para engrenagens.

Tabela 12-20 Resistências à fadiga de flexão S_{fb} da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*							
Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão		
					psi x 10 ³	MPa	
Aço	A1–A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25–33	170–230	
			Endurecimento completo	240 HB	31–41	210–280	
			Endurecimento completo	300 HB	36–47	250–325	
			Endurecimento completo	360 HB	40–52	280–360	
			Endurecimento completo	400 HB	42–56	290–390	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45–55	310–380	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150	
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55–64 HRC	55–75	380–520	
			AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	34–45	230–310
			AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36–47	250–325
			Nitroliga 135M	Nitretado	90,0 HR15N	38–48	260–330
			Nitroliga	Nitretado	90,0 HR15N	40–50	280–345
	2,5% Cromo	Nitretado	87,5–90,0 15N	55–65	380–450		
Ferro recozido	20	Classe 20	Como fundido		5	35	
	30	Classe 30	Como fundido	175 HB	8	69	
	40	Classe 40	Como fundido	200 HB	13	90	
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22–33	150–230	
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	22–33	150–230	
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	27–40	180–280	
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	27–40	180–280	
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70	
	A-8-e	50005		180 HB	13	90	
	A-8-f	53007		195 HB	16	110	
	A-8-i	80002		240 HB	21	145	
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40	
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160	

[†] Escala Rockwell 15N usada para materiais endurecidos superficialmente. Ver Seção 2.4.

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 726).

ANEXO H – RESISTÊNCIAS À FADIGA DE SUPERFÍCIE DA AGMA PARA SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA ENGRENAGENS

Figura 55 – Relação de valores de resistências à fadiga de superfície (S_{fc}) da AGMA para seleção de materiais para engrenagens.

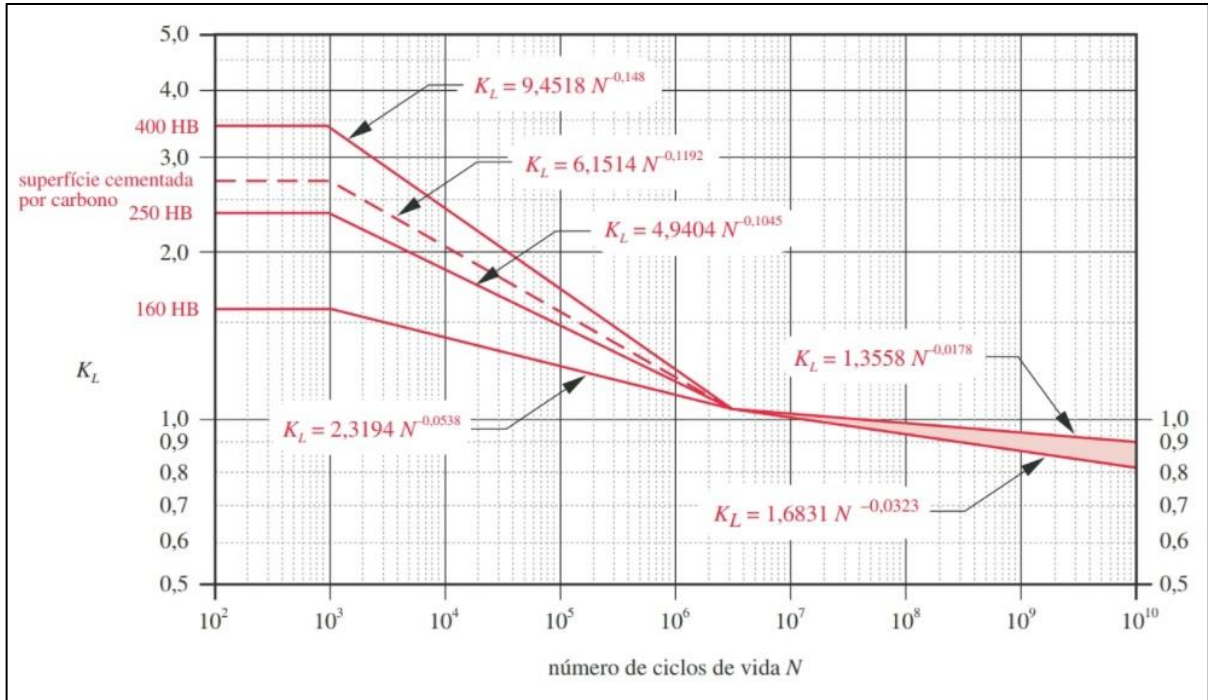
Tabela 12-21 Resistências à fadiga de superfície S_{fc} da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*						
Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão	
					psi x 10 ³	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecimento completo	240 HB	105-115	720-790
			Endurecimento completo	300 HB	120-135	830-930
			Endurecimento completo	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecimento completo	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecimento por chama ou indução	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecimento por chama ou indução	54 HRC	175-195	1200-1300
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	180-225	1250-1300
		AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	155-180	1100-1250
		AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	150-175	1050-1200
		Nitroliza 135M	Nitretado	90,0 HR15N	170-195	1170-1350
Nitroliza	Nitretado	90,0 HR15N	195-205	1340-1410		
Cromo 2,5%	Nitretado	87,5 HR15N	155-172	1100-1200		
Cromo 2,5%	Nitretado	90,0 HR15N	192-216	1300-1500		
Ferro fundido	20	Classe 20	Como fundido		50-60	340-410
	30	Classe 30	Como fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Classe 40	Como fundido	200 HB	75-85	520-590
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	103-126	710-870
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	30	450
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	65	450

[†] Escala Rockwell 15N usada para materiais endurecidos superficialmente. Ver Seção 2.4.

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 728).

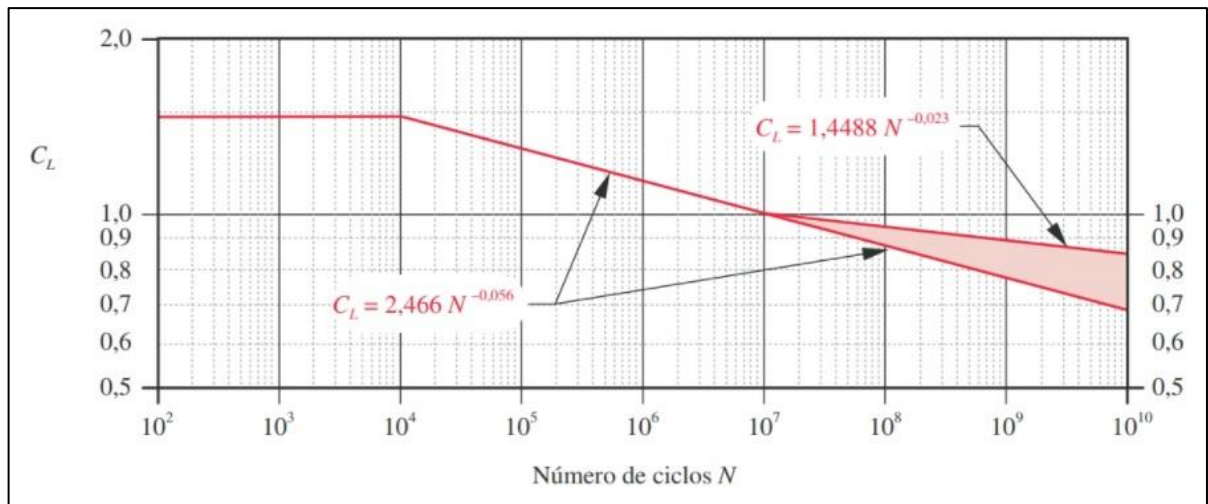
ANEXO I – FATOR DE VIDA (KL) PARA RESISTÊNCIA À FLEXÃO E FATOR DE VIDA (CL) PARA RESISTÊNCIA À FADIGA DE SUPERFÍCIE DA AGMA

Figura 56 – Curvas para obtenção do valor de fator de vida (KL) para resistência à flexão da AGMA em função dos números de ciclos de vida (N).



Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 725).

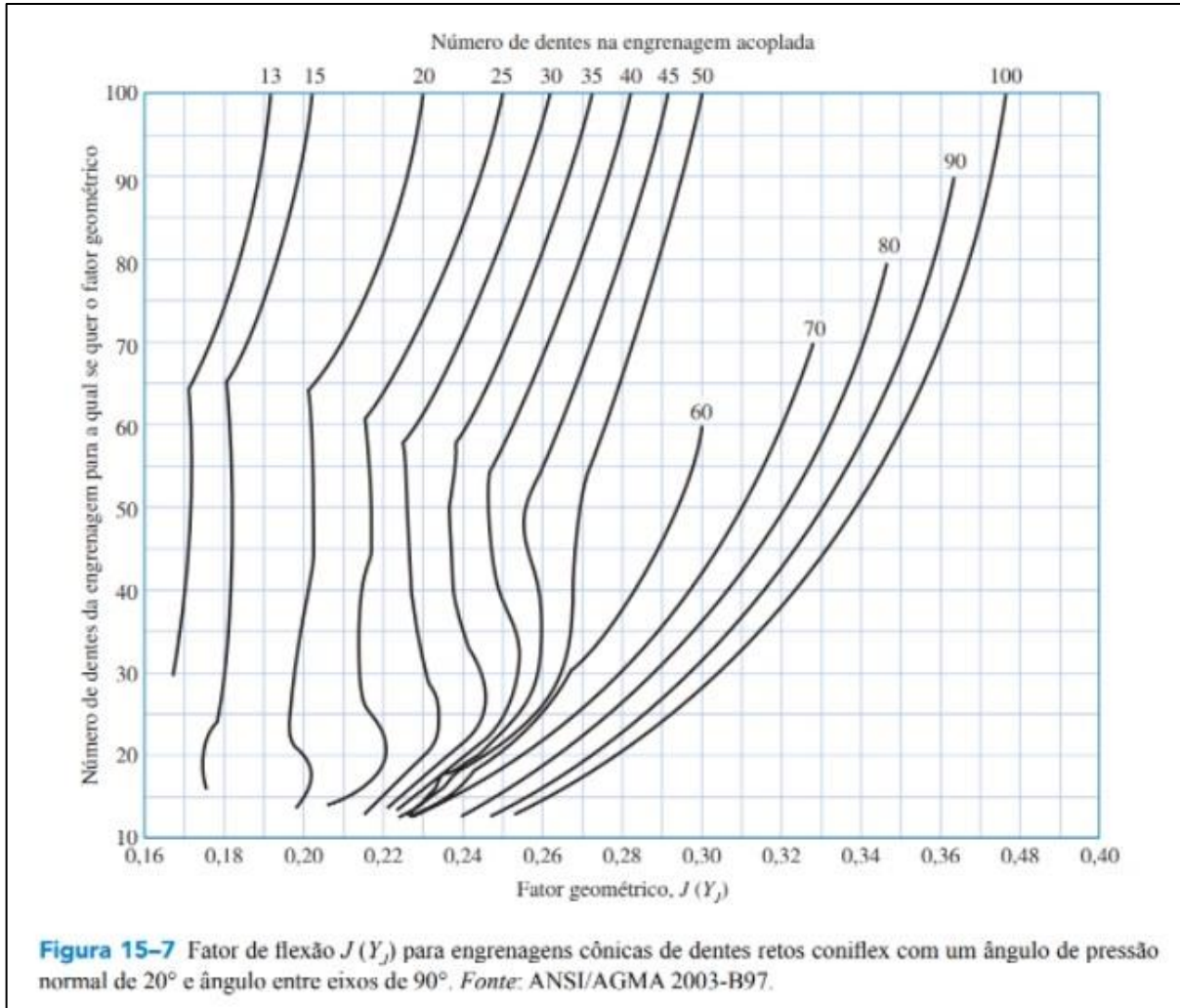
Figura 57 – Curvas para obtenção do valor de fator de vida (CL) para resistência à fadiga de superfície da AGMA em função dos números de ciclos de vida (N).



Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 727).

ANEXO J – FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO (J) PARA ENGRENAGENS CÔNICAS DE DENTES RETOS COM $\phi = 20^\circ$ DA AGMA

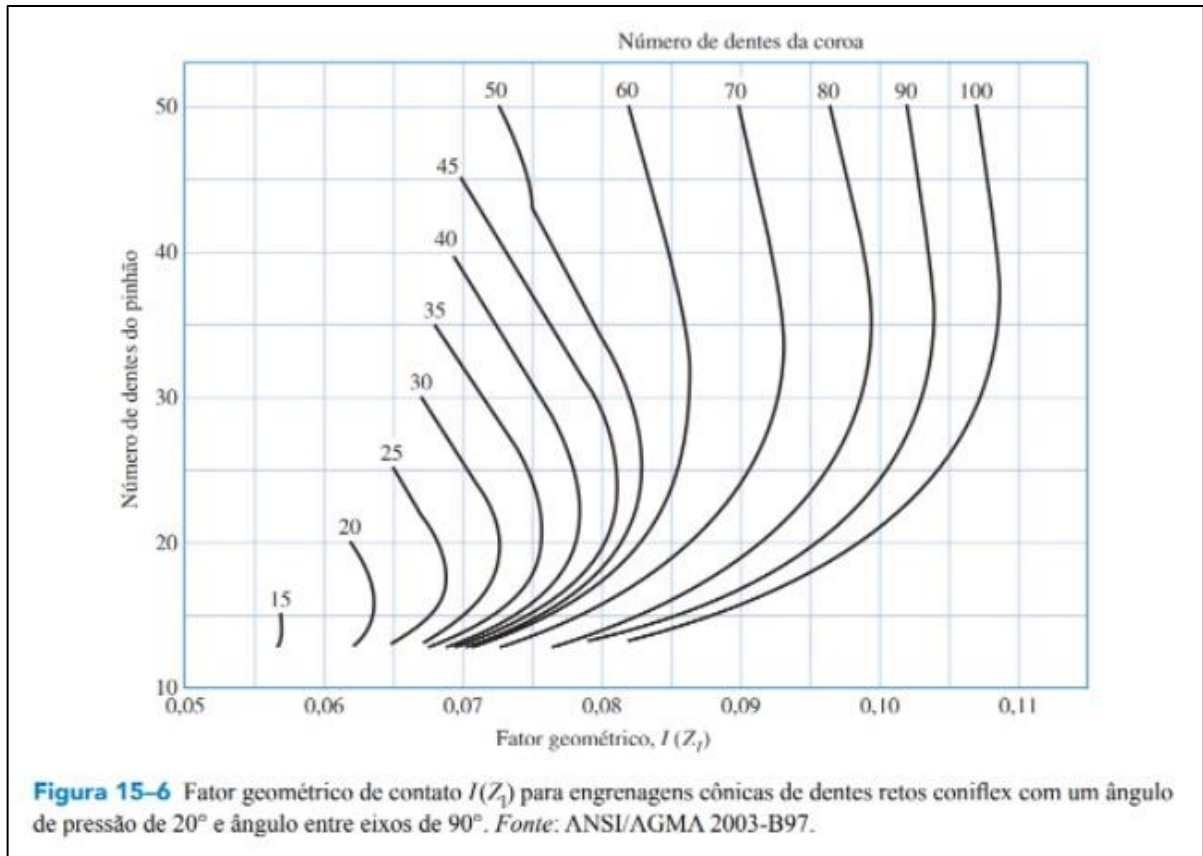
Figura 58 – Fator geométrico de flexão (J) da AGMA para engrenagens cônicas de dentes retos com ângulo de pressão $\phi = 20^\circ$.



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016, pg. 779).

ANEXO K – FATOR GEOMÉTRICO DE SUPERFÍCIE (I) PARA ENGRENAGENS CÔNICAS DE DENTES RETOS COM $\phi = 20^\circ$ DA AGMA

Figura 59 – Fator geométrico de superfície (I) da AGMA para engrenagens cônicas de dentes retos com ângulo de pressão $\phi = 20^\circ$.



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016, pg. 778).

ANEXO L – PROPRIEDADES MECÂNICAS DE ALGUMAS LIGAS E AÇOS FERRAMENTA

Figura 60 – Relação de valores de propriedades mecânicas de algumas ligas e aços ferramenta.

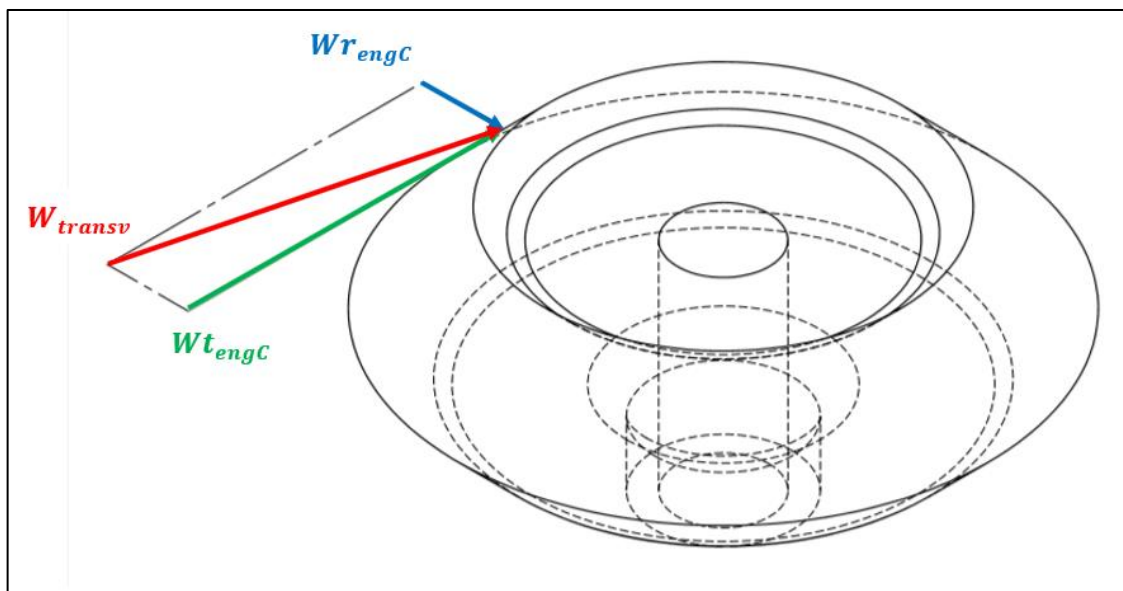
Tabela A-10 Propriedades mecânicas de algumas ligas e aços ferramenta							
Dados de várias fontes. * Valores aproximados. Consulte o fabricante de materiais para informações mais precisas							
Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in	Dureza Brinell ou Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	
1340	recozida	63	434	102	703	25	204HB
	temperada e revenida	109	752	125	862	21	250HB
4027	recozida	47	324	75	517	30	150HB
	temperada e revenida	113	779	132	910	12	264HB
4130	recozida a 1450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizada a 1650°F	63	434	97	669	25	197HB
	temperada e revenida a 1200°F	102	703	118	814	22	245HB
	temperada e revenida a 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	temperada e revenida a 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recozida a 1450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizada a 1650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	temperada e revenida a 1200°F	95	655	110	758	22	230HB
	temperada e revenida a 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	temperada e revenida a 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	temperada e revenida a 1200°F	124	855	140	965	19	280HB
	temperada e revenida a 1000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	temperada e revenida a 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	temperada e revenida a 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recozida	59	407	96	662	23	192HB
	temperada e revenida	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recozida	60	414	95	655	25	190HB
	temperada e revenida	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recozida a 1600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	temperada e revenida a 1000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recozida a 1425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	temperada e revenida a 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recozida a 1425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	temperada e revenida a 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recozida a 1425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	temperada e revenida a 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recozida a 1475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	temperada e revenida a 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recozida a 1450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	temperada e revenida a 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recozida a 1525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	temperada e revenida a 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recozida a 1550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	temperada e revenida a 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

*Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

Fonte: Adaptado de Norton (2013, pg. 993).

ANEXO M – REPRESENTAÇÃO DAS COMPONENTES DAS FORÇAS ATUANTES SOBRE O ELEMENTO DE ENGRENAMENTO CÔNICO

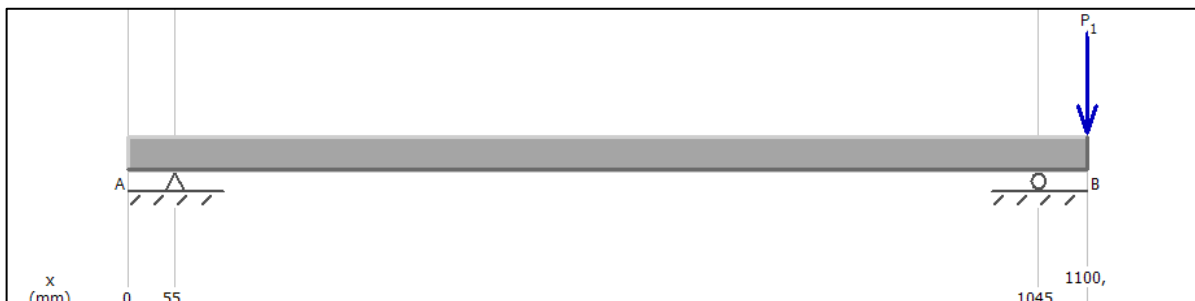
Figura 61 – Representação em perspectiva isométrica das componentes das forças atuantes sobre o elemento de engrenamento cônico.



Fonte: Autor (2021).

ANEXO N – DIAGRAMAS DE CARGA, ESFORÇO CORTANTE E MOMENTO FLETOR SOBRE O EIXO CARDAN

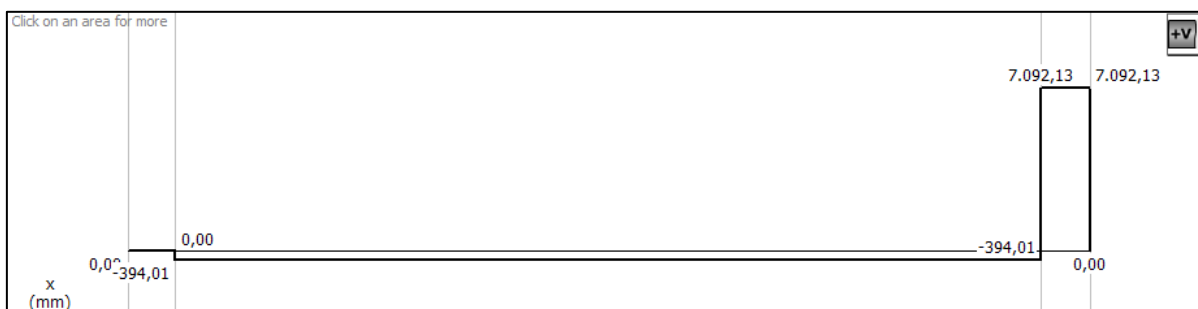
Figura 62 – Diagrama de carga no eixo cardan.



Fonte: Autor (2021).

Obs.: Carga (P_1) aplicada igual à $W_{transv} = 7092,13$ (N);

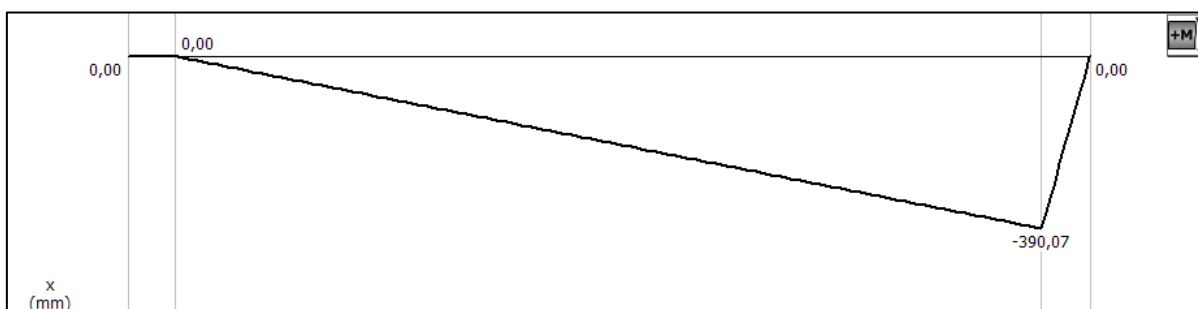
Figura 63 – Diagrama de esforço cortante no eixo cardan.



Fonte: Autor (2021).

Obs.: Valores de esforços cortantes em (N);

Figura 64 – Diagrama de momento fletor no eixo cardan.

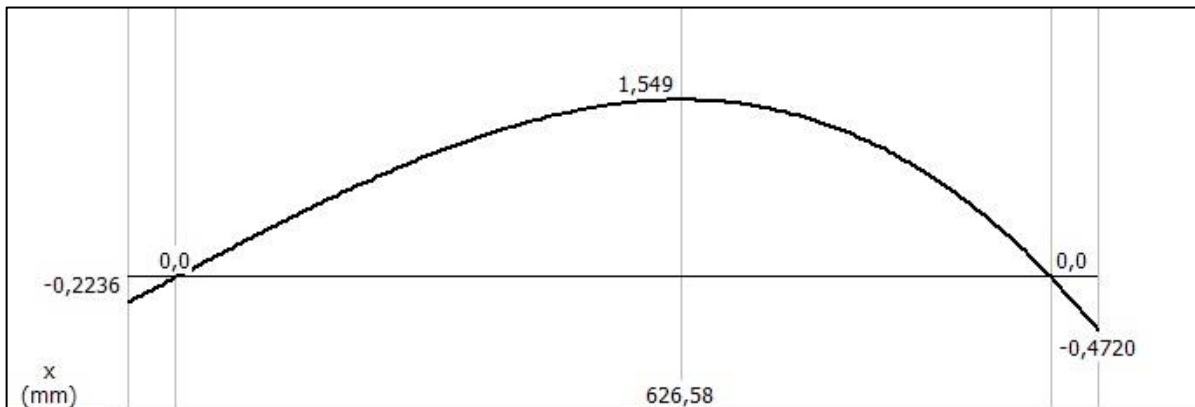


Fonte: Autor (2021).

Obs.: Valores de momento fletor apresentados em (Nm);

ANEXO O – DIAGRAMA DE DEFLEXÃO DO EIXO CARDAN

Figura 65 – Diagrama de deflexão do eixo cardan.



Fonte: Autor (2021).

Obs.: Valores de deflexão apresentados em (mm);

Módulo de elasticidade do material utilizado para análise igual à 207 (GPa).