



Reconectando Pessoas,
Ciências, Artes e
Tecnologia

Anais do

XI Congresso de Engenharias da UFSJ

Part of ISSN 2237-0358

Conteúdo disponível em: doi.org/10.29327/1317088.11-1



ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DE UM REDUTOR DE VELOCIDADE COMPOSTO POR ENGRENAGENS CILÍNDRICAS APLICADO AO PROTÓTIPO BAJA

Purgato, M.E. ⁽¹⁾ (marceloesposte@gmail.com)

Silva, E.M. ⁽¹⁾ (eduardosilva@ufsj.edu.br)

Silva, A.S.C ⁽¹⁾ (achaves@ufsj.edu.br)

Avelar, A.H.F. ⁽¹⁾ (arturavelar@ufsj.edu.br)

⁽¹⁾ Universidade Federal de São João del Rei - (UFSJ), Demep, Praça Frei Orlando, 170 - Centro, São João del Rei - MG, 36307-406

RESUMO: O projeto de extensão Baja consiste em desenvolver e construir um protótipo off road, com o intuito de estimular os estudantes de Engenharia a aplicar os conceitos aprendidos durante a graduação, através de competições entre universidades, com o propósito de preparar os novos Engenheiros para o mercado de trabalho. Com o objetivo de projetar um novo redutor de velocidades para o protótipo tipo KB-09 da Equipe Komiketo Baja, este trabalho propõe o dimensionamento de uma caixa de redução composta por engrenagens cilíndricas de dentes retos, que atenda às premissas do projeto. Por se tratar de um veículo para uso específico, o projeto apresenta algumas limitações prévias devido às condições impostas pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil. Como resultado, obteve-se um redutor de velocidade composto por dois pares engrenados, totalizando uma redução total de 8,1:1, o que proporcionou excelentes resultados em aceleração e velocidade final, quando comparado aos resultados das outras equipes durante a etapa nacional de 2022.

PALAVRAS-CHAVE: Redutor de velocidade; Projeto Baja; Equipe Komiketo Baja



Os autores são os únicos detentores dos direitos autorais.

São João del-Rei, Minas Gerais, Brasil

25-29 de setembro de 2023

[B.L. Resende](#), [C.M. Vale](#) & [R.J. Silva](#) (Organização & Edição)

1. INTRODUÇÃO

Durante a Revolução Industrial, houve um grande avanço quanto ao aprimoramento de mecanismos de multiplicação de força, que não mais utilizariam a natureza ou os animais, mas, sim, as máquinas a vapor, principalmente as locomotivas, que passaram por um grande processo de desenvolvimento nesse período (Padilha, 2018).

As primeiras aplicações de um multiplicador de força em motores são datadas de, pelo menos, 100 anos antes da data oficial da criação do automóvel. Por sua vez, o desenvolvimento de caixas de mudança de marchas estava diretamente ligado ao aprimoramento de máquinas a vapor, uma vez que as transmissões das forças geradas por esses equipamentos a vapor não eram suficientes para as aplicações desejadas. Dessa maneira, os sistemas de transmissões faziam a adaptação do movimento gerado pelos pistões a vapor, em movimento rotacional (Padilha, 2018).

Batizado com o nome de *motorwagen* (carro motorizado), com uma potência de 0,9cv, três rodas e velocidade máxima de 16km/h surge em 1885 projetado pelo engenheiro alemão Karl Benz o primeiro automóvel movido a motor a combustão interna com fins comerciais. A partir de então, teve início a corrida pela produção e venda de automóveis, com uma busca incessante por uma melhor eficiência, já que os primeiros veículos produzidos tinham um baixo desempenho devido aos sistemas de transmissão arcaicos e pouco confiáveis.

Segundo Gillespie (1992, p. 2), nas primeiras décadas de 1900, a maior parte da energia gasta pela engenharia da indústria automotiva foi para desenvolver novos designs que proporcionariam veículos mais rápidos e confortáveis.

Um grande avanço no sistema de transmissão veicular ocorreu quando os irmãos Lanchester desenvolveram o primeiro eixo de transmissão conhecido como “eixo cardan” e posteriormente criaram as primeiras caixas de engrenagens planetárias. Proporcionado uma forma mais efetiva de transmitir a potência gerada pelo motor às rodas, impactando diretamente no aumento da velocidade que os veículos poderiam alcançar. Atualmente, os sistemas de transmissão veiculares mais eficazes e seguros apresentam um alto nível de tecnologia empregado, como pode ser evidenciado nos câmbios CVT, transmissões automáticas e automatizadas. Para chegar a esse resultado é necessário dimensionar precisamente os elementos que compõem a caixa de redução, visando a melhor relação de transmissão e obtendo um conjunto leve, compacto e robusto.

O presente trabalho tem como objetivo o demonstrar como é realizado o dimensionamento de um redutor de velocidade composto por engrenagens cilíndricas de dentes retos aplicado ao protótipo off road tipo BAJA. Lembrando que, mesmo que a aplicação seja para um projeto específico, os métodos utilizados de acordo com as bibliografias são capazes de fornecer o conteúdo suficiente para elaborar dimensionamentos para redutores de velocidade com outras finalidades. Entretanto, nota-se que o projeto BAJA SAE, tem como objetivo colocar os estudantes de Engenharia em uma competição entre equipes de universidades. “Ao participar do programa, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo off road, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes” (SAE BRASIL, 2022). O protótipo é um veículo monoposto de estrutura tubular que durante a competição será avaliado entre provas estáticas e dinâmicas, tais como inspeções de conformidades técnicas de segurança, aceleração e retomada, enduro de resistência, força de tração, entre outras.

A motivação para este trabalho se deu com a necessidade de modificações do sistema de *powertrain* da Equipe Komiketo Baja, onde para o novo protótipo, a equipe visou mudanças no conjunto de transmissão, a fim de proporcionar melhores resultados em desempenho longitudinal.

Uma análise direcionada a automóveis dessa categoria será incorporada de forma a levantar discussões sobre a metodologia de projeto de um sistema de transmissão para essa classe de veículos, como suas limitações geométricas e de construção, por exemplo. Para isso, de forma inicial, foi realizada a análise bibliográfica sobre a dinâmica longitudinal, com a finalidade de escolha de uma relação de transmissão que viesse a ofertar o equilíbrio adequado ao protótipo, e de forma posterior, para o dimensionamento dos componentes do redutor de velocidade, sendo utilizada uma bibliografia de elementos de máquinas

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal abrange todo o comportamento de um veículo quando este está se movendo em linha reta, abordando o desempenho de suas acelerações e retomadas de velocidade, capacidades de frenagem e transposição de aclives, bem como a força trativa no reboque de cargas. O estudo de dinâmica longitudinal se baseia na análise da potência gerada pelo motor, sua interação com o sistema de transmissão e resistências que se opõem ao movimento do veículo (Nicolazzi, 2008).

Dentro do balanço de potência de um automóvel, apenas a potência gerada pelo motor possui saldo positivo, essa potência é utilizada para vencer as resistências geradas pelo sistema de transmissão e resistências ao movimento como; resistência aerodinâmica, resistência de inércia, resistência de atrie, resistência mecânica e resistência ao rolamento (Nicolazzi, 2008).

Gillespie (1992), afirma que para se ter uma avaliação mais precisa do desempenho longitudinal de um veículo é necessário realizar a modelagem de todo o subsistema de *powertrain*. A partir disso, é possível observar que como todo sistema mecânico apresenta perdas, sendo o desempenho longitudinal de um veículo diretamente relacionado com o quanto da potência gerada pelo motor é transmitida ao solo. A Figura 1 demonstra o subsistema de *powertrain* cujo sistema mecânico é referenciado por Gillespie

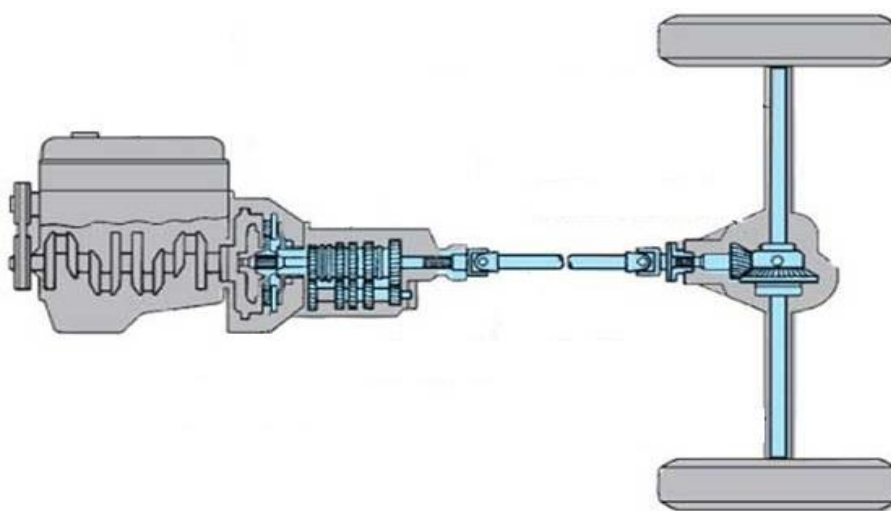


FIGURA 1. Subsistema de *powertrain* de um automóvel.

Fonte: adaptado de <https://www.drivespark.com/off-beat/car-drivetrain-systems-explained-022723.html> (Acesso em 28/09/2022).

Segundo Nicolazzi (2008, p. 120), para veículos se deslocando no plano, com velocidade constante, as forças resistentes ao movimento se reduzem apenas à resistência aerodinâmica e a de rolamento. Dessa forma, o desempenho longitudinal, para essas condições de contorno, se resume apenas à potência entregue pelo motor, pois, para manter o movimento constante deve ter a capacidade de fornecer potência suficiente para igualar às resistências aplicadas. Caso o motor tenha condições de variar sua admissão e entregar mais potência, o veículo terá capacidade de vencer o equilíbrio estático e obter uma aceleração.

Após essa análise, é possível perceber que o desempenho longitudinal de um veículo não depende apenas da potência gerada pelo motor, mas sim de todo o conjunto de transmissão. Visto isso, para se ter um ganho na aceleração e velocidade de um veículo, é necessário vencer as resistências que se opõem ao movimento, e para isso, é indispensável uma mudança nas relações de transmissão possibilitando uma maior variação no torque e rotação entre o motor e as rodas, introduzindo assim, o sistema de transmissão.

2.2. Sistema de transmissão

Segundo Bosch (2005, p. 736) os sistemas de transmissão de um automóvel possuem a função de fornecer força de tração e impulsão necessárias para induzir o movimento. Uma vez que os motores possuem uma capacidade limitada de entrega de potência, rotação e torque, tem-se a necessidade de utilizar um sistema de transmissão com capacidade de variação, para que haja a possibilidade de transformar o torque gerado pelo motor, em maiores força de tração para suprir as necessidades que o veículo esteja submetido. Assim dentre os vários tipos de sistema de transmissão temos a transmissão manual onde os sistemas de transmissão compostos por caixas de câmbio manual estão presentes na maioria dos veículos populares devido ao seu baixo custo, robustez e praticidade de aplicação. Acopladas ao motor através da embreagem o condutor do veículo deve realizar movimentos manuais para ocasionar a troca de marcha em função das condições de carga do veículo e do terreno em que trafega, de modo a obter maior eficiência em relação ao consumo de combustível e tempo de deslocamento (Bosch, 2005).

Essas caixas de transmissão são compostas por eixos e engrenagens que possibilitam em sua grande maioria a combinação de cinco marchas para a frente e uma marcha à ré, variando sua faixa de relação de 4 a 6,3, e atingindo até 99% de eficiência (Bosch, 2005, p. 743). Assim, na Figura 2 é possível verificar uma caixa de marchas manual.

Ao passo que a transmissão automática Segundo Bosch (2005, p. 743) há dois conceitos de transmissão automática, diferenciadas pelo seu efeito no comportamento dinâmico do veículo: O primeiro conceito é o de câmbio automatizado, composto por uma caixa de marcha similar ao câmbio manual convencional, porém com os comandos para a troca de marchas realizados por um sistema de atuadores eletrônicos. O outro tipo é a transmissão totalmente automática (Figura 3), onde um conversor de torque realiza a troca de marchas de acordo com a carga enquanto ocorre o aumento da velocidade do veículo.



FIGURA 2. Caixa de marchas manual.

Fonte: adaptado de <https://planetcarseminovos.com.br/cambio-automatico-automatizado-ou-manual/> (Acesso em 29/09/2022).



FIGURA 3. Caixa de marcha automática.

Fonte: adaptado de <https://www.carrodegareagem.com/como-funciona-cambio-automatico/> (acesso em 29/09/2022).

Entretanto a transmissão continuamente variável (CVT), consiste em uma polia motora, fixada ao eixo do motor e uma polia movida, que são interligadas através de uma correia trapezoidal. Seu funcionamento se dá através das forças centrífugas impostas pelo eixo do motor, alterando a relação de transmissão de acordo com a variação dos diâmetros das polias. Segundo Bosch (2005, p. 749), as CVTs são capazes de converter cada ponto de operação do motor em uma curva operacional, e estas em uma faixa de operação dentro do campo característico de tração. Fazendo com que este tipo de transmissão reduza o consumo de combustível e aumente a performance. A figura 4 mostra a transmissão continuamente variável.



FIGURA 4. Transmissão continuamente variável

Fonte: adaptado de <https://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/novo-cambio-cvt-garante-economia-e-finalmente-desempenho/> (acesso em 29/09/2022).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Com o intuito de aprimorar o sistema de transmissão da equipe Komiketo Baja, neste capítulo será apresentada a metodologia adotada para o dimensionamento da caixa de redução do protótipo KB09. Será tomado como base a bibliografia sobre dinâmica longitudinal de Gillespie (1992) para definição da relação de transmissão ideal do redutor, e a bibliografia de Norton (2013), sobre elementos de máquinas para o dimensionamento dos eixos e engrenagens.

Portanto para o desenvolvimento do protótipo a equipe Komiketo Baja adota uma sequência lógica de fases dividindo as atividades em quatro etapas, sendo: Planejamento e Gerenciamento, onde evidenciam o cronograma de tarefas e a forma de trabalho da equipe; Projeto Detalhado, que retrata de forma técnica os parâmetros utilizados para o dimensionamento do protótipo; Manufatura, expondo os métodos empregados para fabricar os componentes e testes, que demonstra o real desempenho do protótipo em avaliações dinâmicas.

3.1. Dados de Entrada

Para seguir com o projeto do redutor, inicialmente foi necessário obter os dados de entrada e identificar os parâmetros preestabelecidos pela equipe Komiketo Baja, para que estes pudessem ser incorporados nos cálculos do dimensionamento dos componentes. Três itens de extrema importância foram identificados nesta etapa, sendo: Modelo do motor (Regulamentado pela SAE-Brasil); Modelo da redução primária composta por uma CVT; Definição da relação de transmissão ideal para o protótipo.

Porém para assegurar a equiparidade entre as equipes durante os eventos dinâmicos da competição, a SAE BRASIL estabelece que todas as equipes devem utilizar o motor da marca Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19 (série 19) de quatro tempos, mono cilíndrico, com injeção via carburação, do tipo estacionário e com uma potência de 10 HP. Sendo proibida qualquer modificação nos elementos constituintes do mesmo.

Assim sendo, por se tratar de um motor que não atende por si só as necessidades de torque requeridas por um protótipo Baja, é conveniente utilizar meios de redução primária como CVT e caixa de redução para suprir esta demanda.

A SAE Brasil, não restringe a utilização de meios de redução acionados mecanicamente. Desta forma, a equipe selecionou como redução primária a CVT da marca Gaged modelo GX9, pois esta apresenta uma maior relação de transmissão e menor massa, quando comparada à outras da categoria. Além de permitir maiores variações de parâmetros que proporcionam modificar a velocidade final do protótipo com simples ajustes.

Para calcular o torque e a velocidade de saída concedida pela CVT, é necessário conhecer as relações de transmissão inicial e final. Desta forma, foi possível constatar em catálogo fornecido pelo fabricante que estas relações são de 3,7:1 no início e 0,85:1 no final.

3.2. Definição da relação de transmissão

Para determinar a relação de transmissão ideal da caixa de redução é necessário definir o máximo esforço que o protótipo pode transmitir ao solo. Sendo assim, é possível utilizar a Equação 1 para encontrar esta força

$$máx = \frac{\left(\frac{\mu \times W_e \times b}{L}\right)}{1 - \left(\frac{h}{L} \times \mu\right)} \quad (1)$$

Onde:

$Fmáx$ = Força máxima transmitida ao solo

μ = Coeficiente de atrito pneu solo

W_e = Peso no eixo de tração

b = Distância do centro de gravidade do protótipo com piloto ao eixo livre

h = Altura do centro de gravidade em relação ao solo, incluindo piloto

L = Distância entre eixos do protótipo

Após definir a força máxima capaz de ser transmitida ao solo, é necessário correlacionar os parâmetros de torque máximo do motor, com a máxima redução proporcionada pela CVT e raio do pneu selecionado para calcular a relação ideal da caixa de engrenagens. A Equação 2 demonstra a forma de correlacionar os parâmetros para encontrar a relação ideal.

$$R_{ideal} = \frac{F_{max} \times r}{T_{motor} \times R_{CVT}} \quad (2)$$

Onde:

R_{ideal} = Relação ideal da caixa de engrenagens

r = Raio do pneu

T_{motor} = Torque máximo do motor

R_{CVT} = Relação de transmissão máxima da CVT

3.3. Dimensionamento das Engrenagens

Com a relação de transmissão definida e com os dados de entrada do motor e CVT coletados, é possível dimensionar as engrenagens do redutor de velocidades do protótipo. O primeiro passo é a definição da composição da caixa de engrenagens, estabelecida visando a otimização do empacotamento do sistema de *powertrain* do protótipo, sendo a melhor relação entre confiabilidade, manutenção e dimensões, o arranjo de um trem de engrenagens composto por dois pares de engrenagens do tipo cilíndricas de dentes retos.

Em seguida, com a composição e tipo de engrenagem definidos, determina-se seus parâmetros dimensionais e geométricos. Os três principais parâmetros são o número de dentes das engrenagens, o módulo e o ângulo de pressão, e a partir destes, é possível estabelecer os demais parâmetros como diâmetro primitivo, passo circular e passo de base.

O material escolhido para a fabricação das engrenagens foi o SAE 8620 com tratamento térmico de cementação. Este possui capacidade de adquirir alta dureza superficial e boa ductibilidade em seu núcleo, evitando possíveis fraturas frágeis.

Para auxiliar nos cálculos do dimensionamento das engrenagens foi desenvolvida uma planilha que leva em consideração todos os fatores requeridos, possibilitando assim, obter os resultados para as características geométricas e cinemáticas das engrenagens. A Tabela 1 demonstra os dados de entrada para o dimensionamento das engrenagens.

TABELA 1. Parâmetros de entrada para o dimensionamento das engrenagens.

Fonte: Próprio Autor.

Dados de entrada	
Torque do motor (N.m)	18,6
Relação transmissão máxima CVT	3,7
Relação de transmissão redutor	8,10
Número de dentes pinhão 1	18
Número de dentes coroa 1	43
Número de dentes pinhão 2	18
Número de dentes cora 2	61
Módulo	2,5
Ângulo de pressão	20°

3.4. Dimensionamento das Estrias

Para o dimensionamento das estrias foi analisado os critérios de falha por cisalhamento e esmagamento. Essa abordagem foi aplicada devido a geometria das estrias já serem previamente definidas. Segundo Norton (2013), a SAE define padrões tanto para estrias de dente de forma quadrada, quanto de involuta, e a ANSI publica padrões de estrias de involuta.

Foram utilizadas as Equações 3 e 4, para encontrar as tensões de cisalhamento e esmagamento, respectivamente.

$$\tau \cong \frac{8T}{d_p A_{cis}} \quad (3)$$

Onde:

τ = Tensão de cisalhamento

T = Torque do eixo

$$\sigma_{esm} \cong \frac{F}{A_{esm}} \quad (4)$$

Sendo:

σ_{esm} = tensão de esmagamento

F = Força perpendicular à área de esmagamento

A_{esm} = Área de esmagamento

Após encontrar estes valores foi possível aplicar o conceito de fator de segurança comparando a tensão de cisalhamento com o limite de escoamento ao cisalhamento do material, e para o esmagamento, a tensão obtida foi relacionada com o limite de escoamento do material. As Equações 5 e 6 representam a forma de relacionar as tensões de cisalhamento e compressão para a obtenção do fator de segurança.

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (5)$$

Onde:

FS = Fator de segurança ao cisalhamento da estria

S_{ys} = Limite de escoamento ao cisalhamento do material

τ = Tensão de cisalhamento

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{esm}} \quad (6)$$

Sendo:

FS = Fator de segurança ao esmagamento da estria

S_y = Limite de escoamento do material

σ_{esm} = Tensão de esmagamento

3.5. Seleção de rolamento e Redutores

Para a seleção dos mancais de rolamento da caixa de engrenagens foi utilizada a metodologia do fabricante SKF, que leva em consideração o critério de vida nominal dado em milhões de revoluções. A Equação 29 apresenta a forma de calcular a vida nominal dos rolamentos.

$$N_r = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (7)$$

Onde:

N_r = Número de revoluções

C = Classificação de carga dinâmica

P = Carga dinâmica equivalente

p = Fator de vida (3 para rolamentos de esferas e 10/3 para rolamentos de rolos)

A carga dinâmica equivalente P pode ser calculada pela Equação 30.

$$P = XF_r \quad (8)$$

Sendo:

X = Fator de carga radial no rolamento

F_r = Força radial.

Como a caixa de engrenagens é composta por engrenagens cilíndricas de dentes retos não há presença de cargas axiais. Com relação a seleção dos redutores, devido aos eixos 1 e 3 da caixa de redução fazerem contato com a parte externa para que ocorra a transmissão do movimento, fez-se necessário selecionar retentores para que seja possível a utilização do óleo SAE 90 na lubrificação dos elementos internos.

Assim sendo, foram selecionados retentores do tipo HMS5 do fabricante SKF por apresentarem diâmetro externo recoberto em borracha, oferecendo uma vedação estática otimizada e lábio de vedação principal com mola, aumentando a proteção contra vazamentos e contaminação por poeira.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A partir dos dados obtidos foi realizado o dimensionamento da caixa de engrenagem partindo da definição da relação de transmissão, iniciando com a obtenção dos dados do motor e CVT utilizados no protótipo e aplicação destes nas formulações da bibliografia de Gillespie (1992), foi possível encontrar a relação de transmissão ideal para a caixa de redução.

A relação encontrada foi de 8,1:1, o que resultou em um desempenho longitudinal teórico de 49,7 km/h de velocidade máxima em 100m e tempo de aceleração em 30m de 3,9s. Estes resultados foram satisfatórios, uma vez que quando comparado aos resultados da competição nacional do ano de 2022, o protótipo ficaria entre os três primeiros colocados nessas provas.

4.1. Dimensionamento das engrenagens

A partir de todos os dados de entrada e utilizando um fator de segurança de 1,5, foi realizado o dimensionamento das engrenagens de acordo com os critérios de tensão de flexão e desgaste superficial, foi possível obter os resultados do dimensionamento conforme apresentado na Tabela 2.

TABELA 2. Resultados do dimensionamento das engrenagens. **Fonte:** Próprio Autor.

	Pinhão 1	Coroa 1	Pinhão 2	Coroa 2
Número de dentes	18,00	43,00	18,00	61,00
Módulo	2,5	2,5	2,5	2,5
Ângulo de pressão	20°	20°	20°	20°
Diâmetro primitivo (mm)	45,00	107,50	45,00	152,50
Diâmetro externo (mm)	50,00	112,50	50,00	157,50
Razão de contato (RC)	1,63	1,63	1,66	1,66
Largura das engrenagens (mm)	21,35	21,35	35,41	35,41

4.2. Dimensionamento dos eixos

Para o dimensionamento dos eixos, foram utilizados os valores obtidos no dimensionamento das engrenagens para realizar uma disposição inicial do conjunto. Visto que o redutor é composto por dois pares de engrenados, foi aplicado a disposição que melhor se adequa ao projeto de *powertrain* da equipe Komiketo Baja.

Com a disposição definida, algumas premissas de projeto foram adotadas no dimensionamento dos eixos. O diâmetro do eixo 1, teve seu diâmetro limitado pelo valor do furo da polia motora da CVT em que trabalha em conjunto, tal valor foi de 20 mm. Devido a maior facilidade na montagem e alinhamento das engrenagens, este foi fabricado em conjunto com o pinhão 1. Para fabricação dos eixos, foi selecionado o aço SAE 8640 como material. Tal escolha se deu pelo fato deste ser um aço comumente empregado nesse tipo de aplicação. Com todas as considerações feitas e estipulando um fator de segurança de 1,5 em projeto, foi possível dimensionar os eixos do redutor de acordo com a metodologia proposta. Tais resultados podem ser observados na Tabela 3.

TABELA 3. Resultados do dimensionamento dos eixos. **Fonte:** Próprio Autor

	Eixo 1	Eixo 2	Eixo 3
Diâmetro	20mm	20mm	28mm
Comprimento	244mm	88mm	220mm
Fator de segurança	2,34	1,76	1,87

4.3. Dimensionamento das estrias

Como elemento de transmissão de torque entre a engrenagem e o eixo, foi escolhida a utilização de estrias para desempenharem tal função. Essa escolha se deu pelo fato de que utilizando estrias, reduziria o número de componentes livres do sistema e serviria para guiar as engrenagens no eixo devido à montagem ser feita por interferência. Para o eixo 1 não foi possível dimensionar estrias, pois este seguiu o dimensionamento da chaveta imposta pela polia motora da CVT em que vai acoplado.

O fator de segurança adotado em projeto para as estrias foi de 1,5. Com a geometria das estrias pré-definidas e levando em consideração a largura de cada engrenagem acoplada ao eixo, foi possível realizar as verificações de acordo com a metodologia proposta. Os resultados encontrados podem ser vistos na Tabela 4.

TABELA 4. Resultados encontrados na verificação das estrias. **Fonte:** Próprio Autor

	Eixo 2 (C1)	Eixo 2 (P2)	Eixo 3 (C2)
Tensão de cisalhante	65,76Mpa	44,29Mpa	103,47Mpa
Tensão normal	8,34Mpa	11,14Mpa	11,14Mpa
Fator de segurança	5,27	7,48	3,81

4.4. Seleção dos Rolamentos

Para a seleção dos rolamentos foi levado em consideração dois fatores: O primeiro é a carga que este deve suportar, e o segundo a facilidade de manutenção que ele proporciona. Definida essas duas condições iniciais, foram selecionados os rolamentos SKF 30204 para os eixos 1 e 2, e o SKF 32006X/116 para o eixo 3. Ambos os rolamentos selecionados são do tipo cônico. Apesar de não ser o mais indicado para esta aplicação de carga puramente radial, este proporciona facilidade de manutenção por ter suas partes separáveis, impedindo que ocorra perda de interferência entre a pista interna do rolamento com os eixos e a pista externa com a carcaça do redutor. A partir de todas as considerações, foi possível calcular a vida dos rolamentos de acordo com a metodologia proposta. Os resultados do número de revoluções encontrada podem ser vistos na Tabela 5.

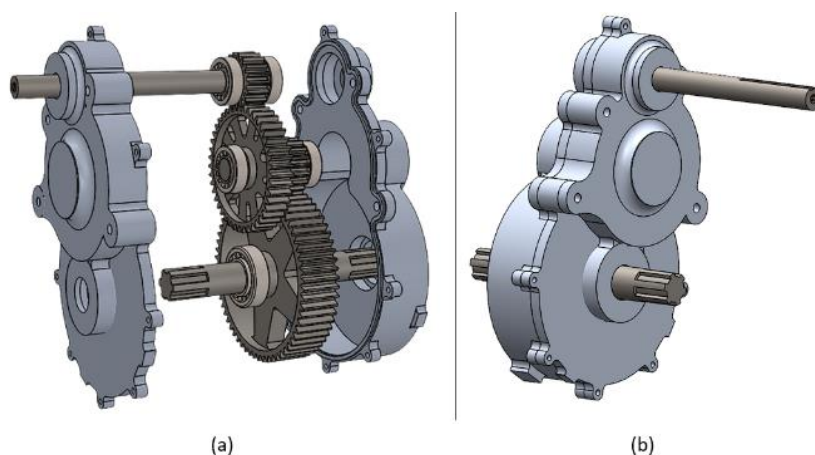
Como pode ser observado, ambos os rolamentos atingiram um número de revoluções satisfatório, superando o definido em projeto de 10^6 .

Tabela 5. Número de revoluções calculada. **Fonte:** Próprio Autor.

	Rolamento eixo 1	Rolamento eixo 2	Rolamento eixo 3
Nº de revoluções	$5,46 \times 10^{10}$	$8,72 \times 10^9$	$7,34 \times 10^{10}$

4.5. Carcaça

Para o projeto da carcaça do redutor, foi levado em consideração a disposição das engrenagens, eixos e rolamentos que compõem o conjunto, sendo idealizada de modo a acomodar todos os componentes ocupando o menor espaço possível. Para isso, ela foi projetada de forma a deixar um espaço livre de 4 mm entre as engrenagens e a parede interna da carcaça. Esta, por não fazer parte estrutural do protótipo, não recebe os esforços que o chassi está submetido, tendo como objetivo suportar os componentes internos e o óleo lubrificante. O material utilizado em sua fabricação foi o alumínio 7075-T4, por ter baixa densidade e boa resistência a solicitações mecânicas. A Figura 5 ilustra o resultado alcançado.

**FIGURA 5.** (a) disposição dos componentes internos (vista da caixa aberta) e (b) montagem final do redutor (vista da caixa fechada. **Fonte:** Próprio Autor.

5. CONCLUSÃO

Esse trabalho intitulado como estudo do dimensionamento de um redutor de velocidade composto por engrenagens cilíndricas aplicado ao protótipo baja nos permite concluir que:

- ✓ Com a obtenção dos dados de entrada, foi possível iniciar o dimensionamento dos elementos, definindo as dimensões dos componentes de acordo com a metodologia desenvolvida e seguindo a bibliografia empregada. Após os cálculos impostos, foi realizada a modelagem em

CAD dos elementos, facilitando a visualização de sua forma final de construção. A partir da modelagem das engrenagens, foi possível realizar as simulações topológicas e estruturais, de forma a reduzir a massa total do redutor e confirmar a veracidade do dimensionamento.

- ✓ Com a relação de transmissão ideal para o protótipo de 8,1:1, foi possível alcançar o desempenho longitudinal teórico de 49,7 km/h de velocidade máxima em 100m e tempo de aceleração em 30m de 3,9s. Além disso, o redutor apresentou dimensões que se enquadram às premissas do projeto e foi possível alcançar a facilidade de manutenção.

6. AGRADECIMENTO

Os autores agradecem a Equipe Komiketo Baja pela colaboração na execução do estudo e a UFSJ.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo das informações contidas neste artigo

8. REFERÊNCIAS

AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. ANSI/AGMA 2001-D04: **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth** (Metric Edition). Alexandria, 2004.

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BRIGGS & STRATTON DO BRASIL. **Catálogo do motor**. Milwaukee, 2013.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica** 8.ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: Society Of Automotive Engineers, 1992.

JÚNIOR, A. **Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**. Universidade Federal de Campinas, 2003. Disponível em: <<https://silo.tips/download/universidade-estadual-de-campinas-engrenagens-cilindricas-de-dentes-retos>>. Acesso em 03 novembro 2022.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4.Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9.Ed. São Paulo: Erica, 2009.

NICOLAZZI, Lauro Cesar; LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison da. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2008.

NORTON, R, L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4.Ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PADILHA, J. **Sistemas de Transmissão Automotiva**. 1.Ed. Brasília: NT Editora, 2018.

SAE BRASIL. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**. 2022. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras-e-relatorios-2/>>. Acesso em 07 novembro2022.

SKF. **Catálogo Rolamentos de Rolos**. Disponível em: <<https://www.skf.com>>. Acesso em: 22 novembro 2022.

STUDY OF THE DESIGN OF A SPEED REDUCER COMPOSED OF CYLINDRICAL GEARS APPLIED TO THE BAJA PROTOTYPE

Purgato, M.E. et al.

(marceloesposte@gmail.com)

Federal University of São João del-Rei

ABSTRACT: *The Baja extension project consists of developing and building an off-road prototype, in order to stimulate Engineering students to apply the concepts learned during graduation, through competitions between universities, with the purpose of preparing the new ones Engineers for the job market. In order to design a new speed reducer for the prototype type KB-09 of the Komiketo Baja Team, this work proposes the sizing of a reduction box composed of cylindrical gears with straight teeth, which meets the premises of the project. Because it is a vehicle for specific use, the project has some previous limitations due to the conditions imposed by the Administrative and Technical Regulation Baja SAE Brazil. As a result, a speed reducer composed of two geared pairs was obtained, totaling a total reduction of 8.1:1, which provided excellent results in acceleration and final speed, when compared to the results of the other teams during the 2022 national stage.*

KEYWORDS: *Speed reducer; Baja Project; Team Komiketo Baja*