

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA
DEPARTAMENTO DE EDUCAÇÃO SUPERIOR DO CEFET/RJ
ENGENHARIA MECÂNICA**

**Eduardo Andrade Lanes
Philippe Andrés Pais Pereira
Rafael Freitas de Lima e Silva**

**Projeto de bancada para análise do desempenho dinâmico de uma
Transmissão Continuamente Variável (TCV ou CVT) Gaged GX9b**

RIO DE JANEIRO

2022

Eduardo Andrade Lanes
Philippe Andrés Pais Pereira
Rafael Freitas de Lima e Silva

**Projeto de bancada para análise do desempenho dinâmico de uma
Transmissão Continuamente Variável (TCV ou CVT) Gaged GX9b**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como resultado parcial à obtenção do título de Bacharéis em Engenharia Mecânica, do Departamento de Educação Superior, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientadores:

Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Brenno Tavares Duarte

RIO DE JANEIRO

2022

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

L267 Lanes, Eduardo Andrade
Projeto de bancada para análise do desempenho dinâmico de uma transmissão continuamente variável (TCV ou CVT) Gaged GX9b / Eduardo Andrade Lanes, Philippe Andrés Pais Pereira [e] Rafael Freitas de Lima e Silva. — 2023.
xvi,113f. + anexo : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.
Bibliografia : f. 109-113
Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar
Coorientador: Brenno Tavares Duarte

1. Engenharia mecânica. 2. Sistema de transmissão com CVT – testes. 3. Projetos de engenharia. . I. Pereira, Philippe Andrés Pais. II. Silva, Rafael Freitas de Lima e. III. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de (Orient.). IV. Duarte, Brenno Tavares (Coorient.). V. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

Aos nossos familiares, amigos e entes queridos. Tudo o que fizemos e superamos, foi por amor a vocês.

AGRADECIMENTOS EDUARDO

Durante a graduação estive de frente com diversos desafios e dificuldades dos quais não teria vencido sem apoio técnico ou pessoal de amigos, familiares e professores.

Primeiramente, agradeço a minha família em especial a minha mãe, Maria Cristina, que sempre me apoiou e proporcionou um ensino de qualidade. Sem você eu não teria chegado até aqui. Ao meu irmão, Lucas Lanes, que me ouviu e me ajudou em momentos difíceis. À minha tia, Maria Amélia Lanes, que me acolheu em sua casa, próxima do CEFET. O tempo que passei morando com você facilitou muito a graduação, obrigado por todo o carinho e consideração.

Agradeço aos meus professores da graduação de Engenharia mecânica, pela qualidade técnica e excelência de ensino. Ao professor orientador, Ricardo Aguiar, com quem tive a oportunidade de produzir outros trabalhos, e ao coorientador, Brenno Duarte, por aceitarem conduzir este estudo. Obrigado pela paciência, pelos conselhos e orientação. Sem vocês este projeto não seria possível.

Aos meus amigos Eduardo Correia, Eduardo Pereira, Pedro Suzano, Alexia Duarte, Alexia Assumpção, Larissa Muche, Karina Peixoto, Luiza Braga, Julia Nishio, Ana Ferraz, Paulo Santos e Thiago Rodrigues. Por me confortarem e me animarem em dias difíceis e me proporcionarem momentos de descontração e felicidade.

A todos os meus colegas de equipe da Mud Runner em especial Natalia Maia, Gabriel Araújo, Thiago Frias, Leonardo Bollentini, Daniel Freitas, Luís Tanaka, Rodrigo Gomes, William Gomes, Luiz Henrique, Gabriel Mendes, Gabriel José, Izabela Ghazale, Julia do Nascimento, Michael Douglas, Guilherme Hintz, Raphael Cavalcante, Lucas Berton, Igor Guimarães, Pedro Ribeiro, Kalei Plocki, Victor Bittencourt e Vinicius Almeida. Vocês tornaram a graduação mais fácil e prazerosa e me proporcionaram momentos incríveis dentro e fora da faculdade. Obrigado por todos os conselhos, momentos de descontração na salinha, competições e oportunidades. Com vocês eu tive a oportunidade de me desenvolver pessoal e profissionalmente aprendendo, desenvolvendo e construindo Bajiotismo, Espírito Inovador e Legado. Dedico a vocês toda a minha gratidão.

Aos amigos do grupo “Bests Mec” por me acompanharem durante toda a graduação, compartilhando experiências e conhecimentos. Obrigado por todo carinho e consideração. Encarar a graduação foi mais fácil ao lado de vocês.

AGRADECIMENTOS PHILIPPE

Primeiramente agradeço a DEUS. É tudo por ELE e para ELE. DEUS tem sido meu sustento e ELE tem me conduzido sempre.

Agradeço a minha mãe, Sheila Maria Pais, por cada palavra de apoio e constante incentivo. Se eu cheguei até aqui foi porque você resistiu às adversidades por mim e por minhas irmãs. Te amo de todo o meu coração!

Agradeço às minhas irmãs, Juliana Pais e Fernanda Pais pelo apoio contínuo em meus estudos.

À tia Jurema, a cada instante presente, garantindo a formação do meu caráter e semeando em mim sabedoria. À tia Julia Pais, sempre presente em minha vida como fonte de inspiração nos estudos. À tia Carla Patrícia, pelo constante carinho, afeto e por me acolher como um filho. À Flávia Pais, que mais do que prima, sempre foi uma irmã. Sua vida de estudos e dedicação integral a uma formação intelectual é exemplar.

Agradeço a minha namorada, Lavínya São Paio, cuja contribuição na minha vida é ímpar, pois sempre acreditou em mim – em muitos momentos mais do que eu mesmo. Obrigado por ter lidado com todos os meus conflitos e dúvidas. Você me deu forças, motivação e inspiração. Te amo de todo o meu coração!

À Matheus Gomes por contribuir diretamente para que meu ciclo básico fosse menos tortuoso.

À Cecília Melo, por ter lutado para que eu tivesse condições de estudo mais favoráveis, por sempre acreditar em mim e me incentivar. Você foi essencial em minha formação profissional e terá minha eterna gratidão.

Aos amigos intitulados “bests mec”, sendo estes: Ariene Fontes, Cibele Sousa, Diogo Nascimento, Eduardo Lanes, Fabrício Domingues, Gabriel Mendes, Gabriel Monsanto, Gabriel Vieira, Guilherme Freire, Henrique Portes, João Gabriel, Pedro Figueiredo e Rafael Freitas. Sem vocês eu não teria chegado aqui. Muito obrigado por serem grandes companheiros de graduação, por compartilharem seus medos, dores, vitórias, saberes, e por tornarem este percurso mais alegre e humano.

Aos demais colegas de graduação: Matheus Edward Barta, Alessandra Costa, Allyson Adriano, Michael Douglas, Gabriel Mota e Sergio Roberto Cavalcanti, o meu muito obrigado. Vocês fizeram parte desta história.

Aos meus incansáveis orientadores, Brenno Duarte e Ricardo Aguiar. Vocês nos deram um suporte exemplar.

AGRADECIMENTOS RAFAEL

Primeiramente, agradeço a todos da minha família por terem, cada um a sua maneira, contribuído para que eu pudesse chegar até aqui. À minha mãe e pai, Ana Cristina e Sérgio Luiz, por terem abdicado de tanto para me dar uma educação de qualidade e a chance de lutar por uma vida melhor. Aos meus irmãos, Rodrigo e Mariana, por, dentre brigas e discussões, sempre estarem do meu lado. À minha avó, Marina Freitas, por ter me ensinado os valores que, em grande parte, formaram o que sou hoje e em especial ao meu avô, Cosme de Jesus, por ter me dado o melhor exemplo de pai e pessoa que alguém poderia ter. Não há palavras, nesta ou em qualquer outra linguagem, que expressem o quanto eu queria que estivesse aqui para me ver agora.

Agradeço às minhas tias avós, Ilsa e Isolina, por apoiarem e cultivarem em mim a curiosidade. O amor pelo aprendizado, a ânsia pelo conhecimento e a dedicação à ciência sei que devo a vocês e, por tanto, esta e todas as demais contribuições científicas que eu fizer, também serão de vocês.

Agradeço aos meus amigos, a cada um deles, que sempre estiveram do meu lado, me apoiando, me levantando, me ouvindo e aconselhando em toda essa jornada. Muitos de vocês sabem dos percalços enfrentados, das lágrimas derramadas, da triste, frustração, medo, raiva e toda sorte de barreiras que enfrentei até aqui e permaneceram ao meu lado pela tempestade. Hoje a bonança finalmente chegou e tenho prazer em tê-los ao meu lado para desfrutar disso: Felipe Pedro, Pedro Chujo, Lucas Casseres e Aimée Paiva.

Por fim, mas não menos importante, agradeço imensamente a todos os amigos que fiz no CEFET: os “Bests”, Ariene Fontes, Cibele Sousa, Diogo Nascimento, Eduardo Lanes, Fabrício Domingues, Gabriel Mendes, Gabriel Monsanto, Gabriel Vieira, Guilherme Freire, Henrique Portes, João Gabriel, Pedro Figueiredo e Philippe Andrés, e Daniel Freitas. No início eu acreditava que era capaz de fazer tudo sozinho, mas o tempo me ensinou que nenhum caminho trilhado sozinho merece ser trilhado. O poder para solucionar todas as adversidades da vida está nas minhas mãos, mas a energia para fazê-lo compartilho com todos vocês. Obrigado por dividirem tantos anos de alegrias, tristezas, dificuldades, fracassos e sucessos comigo. Sem vocês, eu não conseguiria. A todos que entraram na minha vida, meu mais sincero obrigado.

Se fiz descobertas valiosas, foi mais por ter paciência do que qualquer outro talento.
(NEWTON, Isaac, 1643-1727)

RESUMO

LANES, Eduardo; LIMA, Rafael; PAIS, Philippe. **Projeto de bancada para análise do desempenho dinâmico de uma Transmissão Continuamente Variável (TCV ou CVT) Gaged GX9b**. 2022. 129 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2022.

O presente projeto apresenta uma bancada de testes para análise do desempenho dinâmico de uma CVT do tipo VDP (Variable Diameter Pulleys) do modelo Gaged GX9b utilizado pela equipe Mud Runner Baja, tendo como principal objetivo o desenvolvimento de uma estrutura projetada para atender as necessidades de testes, bem como sanar os principais problemas observados no protótipo de bancada atualmente utilizado pela equipe. Para tal, foi realizado estudo da literatura base, essencialmente da dinâmica longitudinal veicular, e, posteriormente, desenvolvidas análises numéricas e analíticas do sistema, modelagem e simulação no SolidWorks e, por fim, a seleção dos sensores e dos materiais utilizados. Como resultado, obteve-se um projeto que otimizou sua estrutura, reduzindo peso e dimensões, e que sana a maioria dos problemas observados no protótipo em uso, apresentando soluções adequadas para a realidade da equipe. Sendo assim, o projeto apresenta uma estrutura de bancada viável e segura para testes, projetada em função dos testes de desempenho dinâmico, evidenciando possíveis melhorias a serem implementadas no CVT, de modo a subsidiar melhorias dos futuros protótipos e do desempenho da CVT, e contribuindo com o fortalecimento das atividades extensionistas da instituição.

Palavras-chave: Bancada. Baja. Câmbio. CVT. Gaged.

ABSTRACT

LANES, Eduardo; LIMA, Rafael; PAIS, Philippe. **Bench design for analyzing the dynamic performance of a Continuously Variable Transmission (TCV or CVT) Gaged GX9b**. 2022. 129 pages. Completion of Course Work – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2022.

This project presents a test bench for analyzing the dynamic performance of a CVT type VDP (Variable Diameter Pulleys) of the Gaged GX9b model used by the Mud Runner Baja team, having as main objective the development of a structure designed to meet the testing needs, as well as solving the main problems observed in the bench prototype currently used by the team. To this end, a study of the base literature was carried out, essentially of vehicle longitudinal dynamics, and, subsequently, numerical and analytical analyzes of the system were carried out, modeling and simulation in SolidWorks and, finally, the selection of sensors and materials used. As a result, we obtain a project that optimizes its structure, reducing weight and dimensions, and that solves most of the problems observed in the prototype in use, presenting adequate solutions for the reality of the team. Therefore, the project presents a viable and safe bench structure for testing, designed based on the dynamic performance tests, highlighting possible improvements to be implemented in the CVT, in order to support improvements in future prototypes and CVT performance, and contributing with the strengthening of the institution's extension activities.

Keywords: Bench. Low. Exchange. CVT. Gaged.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1: Sistema de Transmissão.....	22
Figura 2-2: Protótipo Mud Runner BAJA SAE	24
Figura 2-3: Bancada de testes anteriormente utilizada	24
Figura 2-4: Curva de Potência.....	25
Figura 2-5: Curva de Torque	25
Figura 2-6: Torque no sistema pistão-biela-manivela.....	26
Figura 2-7: Ciclo de 4 tempos de um motor a combustão interna	27
Figura 2-8: Câmbio de Leonardo da Vinci.....	28
Figura 2-9: Câmbio por polias expansíveis	29
Figura 2-10: Comparação entre as curvas de rotação do motor com transmissão manual de 4 marchas (esquerda) e com transmissão continuamente variável (direita)	30
Figura 2-11: Vista em corte do conjunto da polia motora	31
Figura 2-12: Vista explodida da polia movida da CVT Gaged GX9.....	32
Figura 2-13: Aceleração centrípeta	36
Figura 2-14: Representação da força centrípeta.....	37
Figura 2-15: Comportamento do rendimento da transmissão por carga	41
Figura 2-16: Veículo subindo rampa	42
Figura 2-17: Definição do aclave (para um aclave de 0,4)	42
Figura 2-18: Demanda de força trativa.....	48
Figura 2-19: Freio de <i>Prony</i>	50
Figura 3-1: Curva de relação de transmissão da CVT de acordo com o rotação do motor	59
Figura 3-2: Bancada de testes utilizada pela equipe atualmente	61
Figura 3-3: Sistema de freio da bancada atual.....	61
Figura 3-4: Sensor de <i>Hall</i> modelo NJK-5002A.....	64
Figura 3-5: montagem esquemática de um sensor de hall.....	64
Figura 3-6: Posicionamento do sensor no automóvel	65
Figura 3-7: Braçadeira comercial em “C”	66
Figura 3-8: Suporte para sensores de efeito Hall	67
Figura 3-9: (a) Tacômetro analógico, (b) Tacômetro digital	68

Figura 3-10: À esquerda o modelo de tacômetro usado, à direita a sua aplicação no automóvel.....	68
Figura 3-11: Célula de carga S9M da marca HBM.....	69
Figura 3-12: Solução preliminar da bancada de testes	72
Figura 3-13: Vistas referente à bancada de testes.....	73
Figura 3-14: Representação das forças na correia	78
Figura 3-15: Forças encontradas nos ramos tenso e frouxo	78
Figura 3-16: Representação do sistema motor x bloco	79
Figura 3-17: Representação dos torques atuantes na bancada (cenário1).....	80
Figura 3-18: Representação dos torques atuantes na bancada (cenário2).....	81
Figura 3-19: Distribuição gerais das forças na bancada de testes	82
Figura 3-20: Sistema de suporte e medição por meio dos elementos de fixação	84
Figura 3-21: Malha refinada para estudo da estrutura do freio de <i>Prony</i>	86
Figura 3-22: Características de malha da estrutura do freio de <i>Prony</i>	87
Figura 3-23: Malha refinada para estudo da estrutura da bancada.....	87
Figura 3-24: Características de malha da estrutura da bancada.....	87
Figura 3-25: Diagrama de tensões na estrutura do freio de <i>Prony</i>	88
Figura 3-26: Diagrama de tensões na aba de fixação da célula de carga.....	89
Figura 3-27: Diagrama de tensões na estrutura do freio de <i>Prony</i> após mudança de fixação	90
Figura 3-28: Fator de segurança para estrutura do freio de <i>Prony</i>	91
Figura 3-29: Diagrama de tensões na estrutura final do freio de <i>Prony</i>	92
Figura 3-30: Fator de segurança para geometria final da estrutura do freio de <i>Prony</i>	92
Figura 3-31: Diagrama de tensões na bancada	93
Figura 3-32: Diagrama de tensões após otimização geométrica.....	93
Figura 3-33: Análise de esforços na estrutura para dimensionamento de parafusos.....	94
Figura 3-34: Parafusos sob efeito de cisalhamento puro	95
Figura 3-35: Parafusos sob tração axial.....	96
Figura 3-36: Catálogo HBM.....	99
Figura 3-37: Elemento de fixação da célula de carga	100
Figura 3-38: Binário no centro dos parafusos.....	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1: Seção de correias em V padronizadas.....	33
Tabela 2-2: Coeficientes de atrito de rolamento.....	45
Tabela 3-1: Dados de RPM vs Potência do motor	55
Tabela 3-2: Relação de transmissão X RPM.....	60
Tabela 3-3: Propriedades mecânicas do aço SAE 1020	70
Tabela 3-4: Fator de correção com base na seção da correia	76
Tabela 3-5: Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis	85
Tabela 3-6: Tabela de resistência de acordo com as classes de parafusos	98
Tabela 3-7: Custo total de insumos e materiais de uma bancada de testes	105

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	MOTIVAÇÃO	17
1.2	JUSTIFICATIVA	17
1.3	OBJETIVO.....	18
1.4	METODOLOGIA.....	18
1.5	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	O PROGRAMA BAJA SAE.....	20
2.1.1	Histórico	20
2.1.2	Competições	21
2.1.3	Pontos Avaliados	21
2.2	O SISTEMA DE TRANSMISSÃO	21
2.2.1	Relações de Transmissão.....	22
2.2.2	Redução Secundária.....	23
2.2.3	O Sistema de Transmissão de um Veículo Tipo BAJA SAE	23
2.2.4	Motor.....	24
2.2.4.1	Torque	26
2.2.4.2	Potência.....	27
2.3	TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)	28
2.3.1	Histórico	28
2.3.2	Tipos de CVT	28
2.3.2.1	Funcionamento do câmbio CVT por polias expansíveis	29
2.3.2.2	Gaged GX-9b.....	30
2.3.3	Correias	33
2.3.3.1	Tensionamento da correia	33
2.3.3.2	Dimensionamento da correia	34

2.4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	35
2.4.1	Aceleração Centrípeta	35
2.4.2	Força Centrípeta	36
2.4.3	Momento de Inércia	37
2.4.4	Força de Atrito Friccional	38
2.4.5	Disco de Inércia	39
2.5	DINÂMICA LONGITUDINAL	40
2.5.1	Resistências ao movimento	40
2.5.1.1	Resistência mecânica.....	40
2.5.1.2	Resistência ao aclave	41
2.5.1.3	Resistência de inércia.....	42
2.5.1.4	Resistência ao rolamento	44
2.5.1.5	Resistência aerodinâmica.....	46
2.5.2	Demanda de força trativa.....	46
2.6	DINAMÔMETRO	49
2.6.1	Sistema de freio	49
2.6.1.1	Freio a disco	49
2.6.2	Freio de <i>Prony</i>	50
3	BANCADA DE TESTES.....	53
3.1	PARÂMETROS ANALISADOS	53
3.1.1	Velocidade	53
3.1.2	Potência	54
3.1.3	Aceleração	56
3.1.4	Curva de Comportamento da CVT.....	58
3.2	PROJETO	60
3.2.1	Sensoreamento.....	62
3.2.1.1	Sensor de <i>Hall</i>	63

3.2.2	Tacômetro.....	67
3.2.3	Célula de carga.....	68
3.3	APLICAÇÃO DO FREIO DE PRONY.....	69
3.4	VALIDAÇÃO DA GEOMETRIA / ESTRUTURA.....	70
3.4.1	Seleção de materiais.....	70
3.4.2	Layout inicial.....	71
3.4.3	Análise Estrutural.....	73
3.4.3.1	Dimensionamento da correia.....	73
3.4.3.2	Bancada.....	78
3.4.3.3	Sistema de freio.....	82
3.4.3.4	Coeficiente de segurança.....	84
3.4.3.5	Análise pelo método de elementos finitos.....	86
3.4.3.6	Dimensionamento dos elementos de fixação.....	94
3.4.3.6.1	<i>Considerações iniciais.....</i>	94
3.4.3.6.2	<i>Parafusos de fixação da célula de carga.....</i>	95
3.4.3.6.3	<i>Parafusos do suporte fixo.....</i>	100
3.5	DESEMPENHO ESPERADO.....	104
3.6	ANÁLISE DE CUSTOS.....	105
4	CONCLUSÃO.....	107
4.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	108
5	BIBLIOGRAFIA.....	109
6	ANEXOS.....	114
6.1	CORREIA ENDURO 100.....	115
6.2	CONJUNTO.....	116
6.3	DIMENSÕES CONJUNTO.....	117
6.4	ABA DUPLA DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA.....	118
6.5	ABA SIMPLES DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA.....	119

6.6	SUPORTE DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA.....	120
6.7	SUPORTE DA PINÇA DE FREIO	121
6.8	CHAPAS DE FIXAÇÃO DA CAIXA DE REDUÇÃO.....	122
6.9	TAMPO DA BANCADA	123
6.10	PERFIL DE BASE	124
6.11	BASE DO SUPORTE DA PINÇA	125
6.12	CONJUNTO – SUPORTE DOS SENSORES DE EFEITO HALL.....	126
6.13	BASE CIRCULAR.....	127
6.14	TUBO DO SUPORTE.....	128
6.15	CASA DO SENSOR DE EFEITO HALL	129

1 INTRODUÇÃO

A equipe Mud Runner representa a unidade Maracanã do CEFET/RJ nas competições do programa Baja SAE. Com isso, a equipe já participou de mais de 20 competições nacionais da SAE e todas as edições do Baja Rio, o que evidencia que a equipe é consolidada no cenário de baja SAE. Dentre os melhores resultados da equipe pode-se citar a 8º colocação na competição regional etapa Sudeste, em 2018, a vigésima quarta colocação na competição nacional, também em 2018, e o status de tricampeã estadual, com duas vitórias em competições presenciais, em julho de 2018 e em julho de 2022, e uma vitória em competição online, por conta da pandemia da COVID-19, que contou com diversos desafios técnicos e de projeto.

No cenário atual, a Mud Runner tem como objetivo principal se tornar uma equipe de referência nacional a partir da definição de metas específicas de desempenho dinâmico do protótipo que, quando atingidas, devem garantir a melhoria de desempenho e, conseqüentemente, melhores colocações em competições nacionais e regionais.

1.1 MOTIVAÇÃO

A motivação do presente trabalho, se dá em função da necessidade de análises que visem melhoria no desempenho da CVT (*Continuously Variable Transmission*) utilizada pela equipe Mud Runner, a Gaged GX9b, uma vez que ela é o único componente do sistema de transmissão que possui grande quantidade de ajustes de configuração e, por isso, tem grande influência no desempenho longitudinal, o que interfere significativamente na performance do veículo em diversas etapas da competição.

1.2 JUSTIFICATIVA

O projeto da bancada de testes apresentado no presente trabalho será de extrema valia para a equipe Mud Runner. O projeto justifica-se pela necessidade de análises quantitativas do sistema de transmissão e da influência da CVT no desempenho do veículo. Tendo em vista que há a carência destas análises na equipe, o

presente trabalho irá contribuir para que a equipe Mud Runner possa utilizar tais resultados para a otimização do projeto e performance de seus protótipos em futuras competições.

Além disso, para avaliar as necessidades da equipe, foi analisada a bancada de testes utilizada atualmente para estudos do sistema de transmissão e observou-se diversos pontos de melhoria, como por exemplo: o sistema de freio não realiza medições de força aplicada, os materiais utilizados são inadequados ou estão avariados (fora de condição de uso), a bancada não foi projetada em função dos testes para a CVT, sendo compartilhada com outras atividades, além de não ser fixada, causando interferência nas medições por vibrações excessivas na estrutura de fixação da CVT e dos sensores, e não possuir suporte para a caixa de redução.

1.3 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma bancada e metodologia de testes para o sistema de transmissão baseado na CVT Gaged GX9b utilizada pela equipe Mud Runner.

Por meio de análises de diversas naturezas, objetiva-se o desenvolvimento de um projeto de uma bancada de testes focada na obtenção de resultados e melhorias nas análises de desempenho da CVT considerando o sistema de transmissão, entregando um projeto com viabilidade de aplicação para a equipe Mud Runner.

1.4 METODOLOGIA

Em primeiro momento será realizada uma revisão bibliográfica, cujo objetivo é a apresentação dos principais conceitos teóricos do funcionamento de uma CVT e a realização de uma breve análise do impacto do sistema de transmissão na performance do veículo BAJA SAE.

Posteriormente, serão desenvolvidos estudos dos dados registrados por meio de abordagem numérica e analítica, para melhoria de características de desempenho de um protótipo da equipe Mud Runner.

Esses estudos visam a produção de dados fundamentais para a compreensão e melhoria do sistema de transmissão da equipe, bem como a influência da CVT e suas diferentes configurações possíveis no desempenho dinâmico do protótipo.

Por fim, será realizado o projeto de uma bancada de testes, onde será descrita a sua montagem, dimensionamento e os estudos que validarão a sua estrutura para os testes da CVT. Como será abordado ao longo do presente trabalho, a bancada proposta foi dimensionada de modo a buscar comprovar a segurança para utilização em testes da CVT, apresentando uma estrutura mais rígida, minimizando vibrações e incluindo a caixa de redução no estudo da transmissão.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O capítulo 1 apresenta o projeto baja e o contexto das competições que justificam o presente trabalho. Além do resumo do que será encontrado ao longo do trabalho e da sua metodologia utilizada.

O capítulo 2 trata da revisão bibliográfica percorrendo o sistema de transmissão, o histórico do câmbio CVT, seu funcionamento e a teoria analítica envolvida, além dos parâmetros avaliados posteriormente.

O capítulo 3 discorre sobre como foi desenvolvido o projeto, o detalhamento das considerações tomadas para a escolha de componentes e de materiais, bem como dos parâmetros a serem analisados pela bancada. Ainda no capítulo 3 haverá um aprofundamento acerca do projeto da bancada de testes, resultados que se deseja extrair de tais testes, o dimensionamento estrutural da bancada e as análises numéricas por meio do software SolidWorks.

O capítulo 4 traz a conclusão de todo o trabalho realizado, apresentando os principais objetivos alcançados com o projeto e o que ele traz de inovador a equipe Mud Runner. Também há sugestões de melhorias para a bancada de testes, por intermédio da seção de sugestões para trabalhos futuros.

O Capítulo 5 fornece as referências bibliográficas utilizadas no presente trabalho, e o capítulo 6 fica dedicado aos anexos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O PROGRAMA BAJA SAE

2.1.1 Histórico

O projeto Baja SAE teve como precursor um concurso de construção de um veículo Ecológico recreativo (REV – *Recreational Ecological-Vehicle*), idealizado pelo Dr. William R. Shapton, em 1973, que tinha como objetivo o projeto e construção de um veículo anfíbio para dois passageiros do tipo ATV (*All-Terrain Vehicle*). Os veículos construídos eram modelos únicos que simulavam protótipos para produção em massa e, a partir desse conceito, as competições com esse tipo de viés ganhou destaque ao demonstrar em competições voltadas para a construção desse tipo de veículo (REV).

Baseado no conceito dos REV's o Dr. Stephens, em 1976, criou o conceito do mini baja, com objetivo de projetar o veículo REV mais competitivo possível dentro de parâmetros preestabelecidos, como a utilização do mesmo motor, por exemplo, e atender alguns requisitos desejados. A partir disso, ocorreu, na Universidade da Carolina do Sul, nos Estados Unidos, a primeira competição de BAJA, em 1976, contando com 10 equipes inscritas (SAE, 2000).

Após a consolidação da competição BAJA SAE nos EUA, no ano de 1991 iniciaram-se as atividades da SAE BRASIL que, somente em 1994, anunciou o Projeto Baja SAE BRASIL, no entanto, a primeira competição nacional só ocorreu em 1995, na pista Guido Caloi, bairro do Ibirapuera – São Paulo. A partir de 1997 a SAE BRASIL começou a apoiar a realização de competições regionais, o que possibilitou a realização de eventos da SAE em todo o Brasil e gerou oportunidade de participação para mais equipes, além de incentivar a implementação do projeto em diversas universidades do país. Atualmente, a competição nacional ocorre em São José dos Campos, no estado de São Paulo, e conta com a participação de mais de 50 equipes.

O principal objetivo do programa é desafiar os estudantes a aplicarem na prática seus conhecimentos de engenharia adquiridos em sala de aula e, dessa forma, aprimorar esses conhecimentos, ganhando experiência e preparação para o mercado de trabalho. (SAE BRASIL)

2.1.2 Competições

Anualmente, o programa Baja SAE Brasil realiza competições de âmbito nacional e regional. A equipe Mud Runner, que representa a unidade Maracanã do CEFET/RJ, além de participar dessas competições, ainda representa o CEFET em mais duas competições de nível estadual, reconhecidas, porém não oficializadas pela SAE. As competições visam avaliar o desempenho dos protótipos desenvolvidos pelos estudantes de cada equipe inscrita. Sendo tais quesitos, o projeto, a confiabilidade e o desempenho dinâmico. As três primeiras colocadas na competição nacional se habilitam a participar da etapa mundial, que ocorre em Rochester – NY, incentivando ainda mais o viés competitivo do projeto de extensão.

2.1.3 Pontos Avaliados

Para avaliar as equipes, são organizadas durante os eventos provas que testam os limites dos protótipos desenvolvidos, bem como o conhecimento dos membros envolvidos no projeto. Para avaliar o conhecimento dos membros e toda a parte técnica envolvida no projeto, é realizada uma prova de apresentação de projeto, com uma apresentação por tema estabelecido, em que as apresentações devem ser elaboradas por cada equipe para explicar para os juízes todo o processo de idealização, fabricação, testes e melhorias do protótipo. Já para avaliar o veículo, as provas são divididas em estáticas e dinâmicas, sendo que a primeira consiste em uma inspeção técnica de segurança e a segunda corresponde a provas de aceleração, velocidade, conforto, resistência e manobrabilidade.

As provas dinâmicas exigem que o protótipo tenha um desempenho mínimo estipulado pelas premissas de projeto do Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (SAE BRASIL, 2021).

2.2 O SISTEMA DE TRANSMISSÃO

O sistema de transmissão é responsável por transmitir a rotação do motor até as rodas. Porém a rotação que é produzida, em função do torque do motor, comparada com a rotação que chega as rodas não é a mesma. Por este motivo, existem elementos intermediários que agem para fazer este ajuste, onde adapta-se, no que é chamado de relação de transmissão, a rotação do motor para que chegue até as rodas da melhor forma possível.

A figura 2-1 ilustra muito bem todo esse sistema:

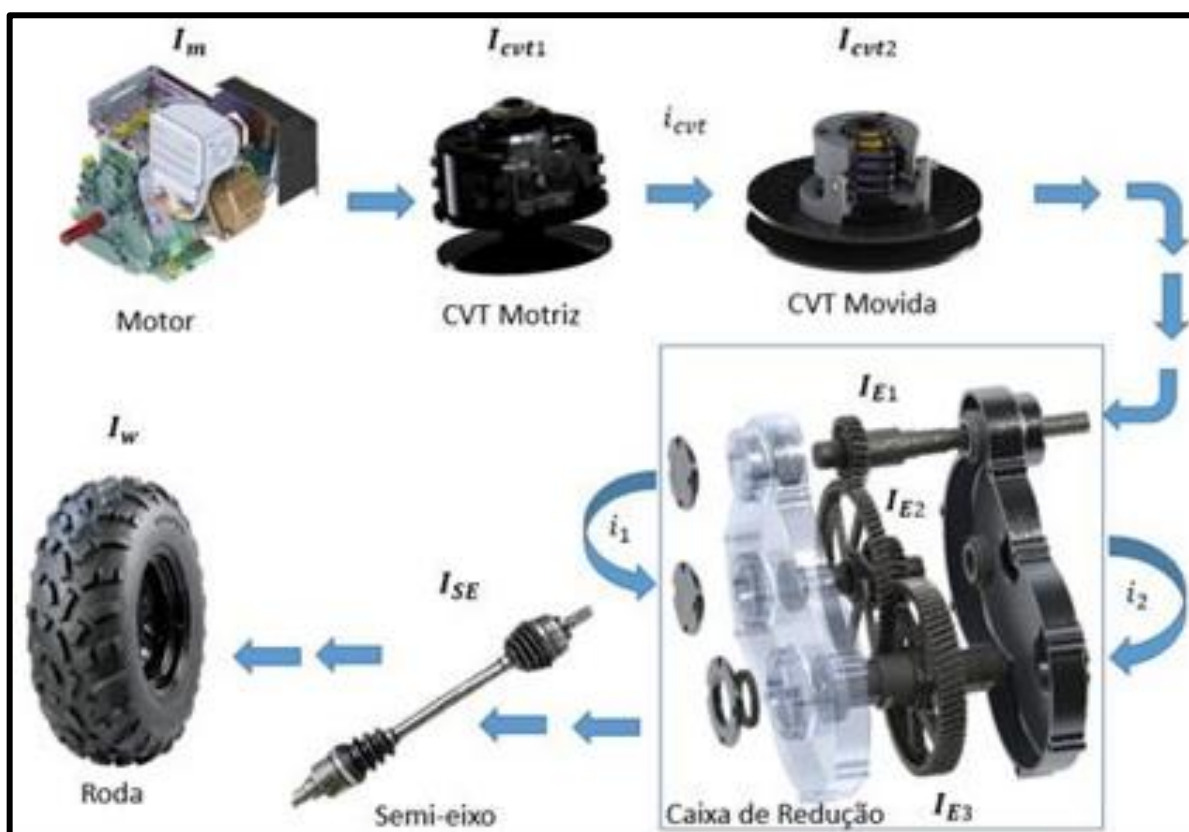


Figura 2-1: Sistema de Transmissão
 Fonte: (DUARTE, AMARAL e AMARAL, 2016)

2.2.1 Relações de Transmissão

O sistema de transmissão de veículos BAJA SAE tem como objetivo principal transmitir a potência e torque do motor para as rodas da forma mais eficiente possível. Além disso, o sistema de transmissão é projetado para adaptar esses parâmetros às necessidades do protótipo, a partir de uma relação de transmissão projetada.

A relação de transmissão é definida pelo aumento ou diminuição da rotação do motor a partir da diferença de diâmetro das polias motora e movida de um dispositivo redutor ou ampliador, no caso da CVT essas relações mudam de forma dinâmica e contínua, o que, em relação à outras opções viáveis de redução primária, favorece a economia de combustível, elimina trancos, provenientes de trocas de marcha e, especificamente para o projeto baja, possui volume reduzido e menor momento de inércia, o que facilita o empacotamento.

De forma geral, a relação de redução final deve ser projetada de acordo com a necessidade de força trativa e velocidade final do veículo. No caso de veículos BAJA

SAE, por conta dos modelos de CVT disponíveis e da necessidade, principalmente de maior força trativa, é necessário um segundo estágio de redução para alcançar a relação final ideal.

2.2.2 Redução Secundária

Para transpor os obstáculos impostos pelas competições de BAJA, descritos no regulamento, a redução fornecida pela CVT não é suficiente, que seria apenas de 3,9:1, já que apenas com essa redução não é alcançado o valor mínimo de torque necessário. Por isso, a maioria das equipes utilizam alguma redução secundária ou até árvores de transmissão mais complexas com outros estágios de redução, mas no caso da equipe Mud Runner, utiliza-se apenas uma caixa de engrenagens de relação fixa e, por isso, este será o sistema analisado no presente trabalho.

2.2.3 O Sistema de Transmissão de um Veículo Tipo BAJA SAE

Dependendo do objetivo adotado ao projeto, o sistema de trem de força poderá ser elaborado de diversas formas, porém, em função do benchmark das últimas competições, é possível perceber um padrão ligado a maioria dos protótipos que é seguido pela equipe Mud Runner. Dessa forma, o sistema de trem de força conta com um motor (definido por regulamento), um ou mais estágios de redução, eixos e rodas. Atentando-se ao fato de que a maioria das equipes do Brasil, incluindo a Mud Runner, adotam a transmissão continuamente variável (CVT ou TCV) como redução primária. Em função disso, é evidente a necessidade de estudos acerca do comportamento dinâmico de uma CVT para o aumento da performance da equipe em competições, uma vez que, em um sistema convencional, como mencionado anteriormente, a CVT é o componente do trem de força com maior possibilidade de ajustes que afetam direta e significativamente no desempenho dinâmico do protótipo.

Na figura 2-2 é possível ver o protótipo MR 19, da equipe Mud Runner, usado em competições BAJA SAE e na figura 2-3 a montagem do sistema de transmissão com a bancada anteriormente usada pelo Baja.



Figura 2-2: Protótipo Mud Runner BAJA SAE
Fonte: Os autores (2020)



Figura 2-3: Bancada de testes anteriormente utilizada
Fonte: Os autores (2021)

2.2.4 Motor

Como citado anteriormente, o motor utilizado em todos os protótipos da competição deve ser o mesmo, definido pelo regulamento (SAE BRASIL, 2021). Sendo assim, é utilizado o motor estacionário monocilíndrico de ciclo Otto de 4 tempos, 10 HP do tipo OHV (válvulas no cabeçote) da marca Briggs & Stratton Model Series 19 (19L232-0054-G1). As curvas características de potência (figura 2-4) e torque (figura

2-5) são fornecidas pelo fabricante, demonstrando que a maior potência é atingida a 3600 RPM e o maior torque a 2600 RPM.

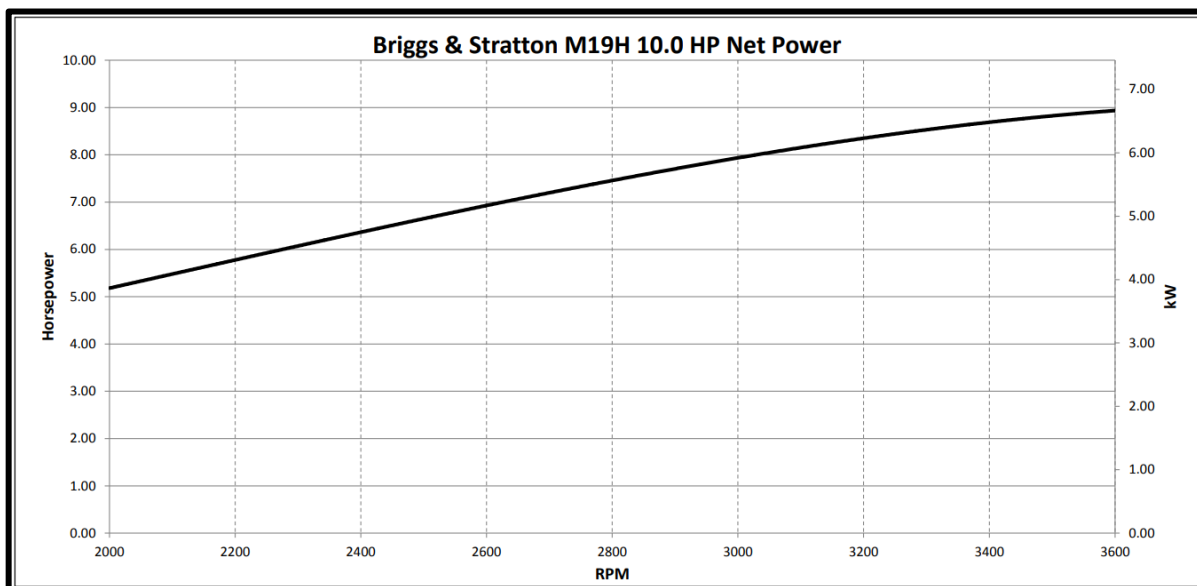


Figura 2-4: Curva de Potência
Fonte: Adaptado de (BRIGGS & STRATTON, 2021)

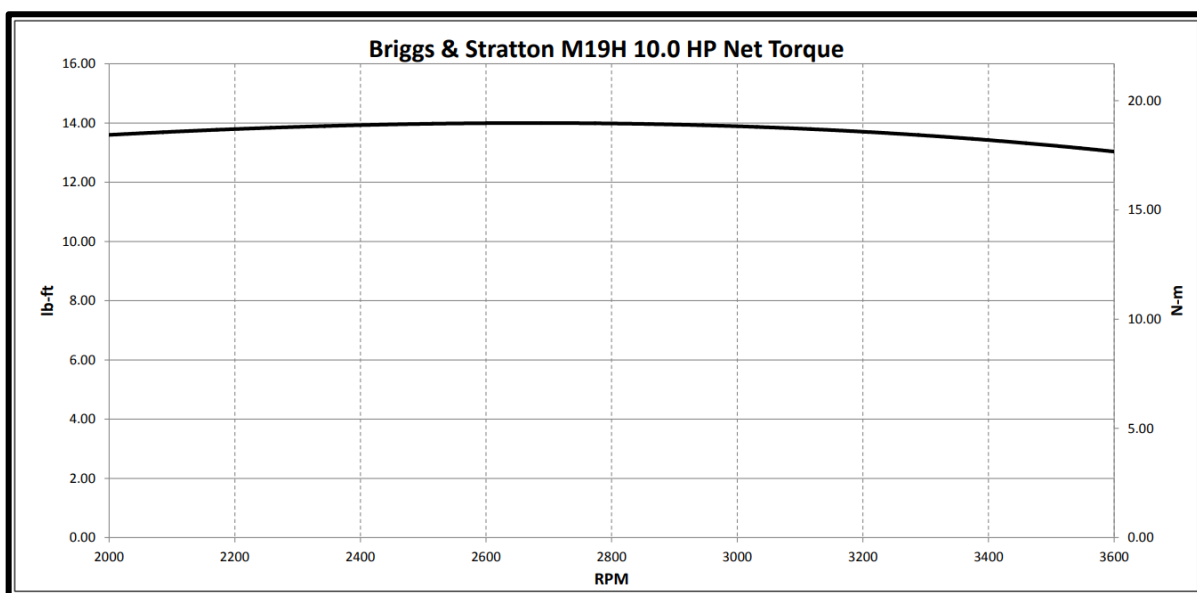


Figura 2-5: Curva de Torque
Fonte: Adaptado de (BRIGGS & STRATTON, 2021)

Como o motor é o componente que fornece os dados de entrada para a CVT essas curvas são de grande importância para o estudo do desempenho da transmissão.

2.2.4.1 Torque

A figura 2-6 mostra um sistema pistão-biela-manivela pertencente a um motor alternativo.

É fácil perceber que a resultante F no pistão é composta pelas forças F_r e F_n , que se transmite a biela e desta à manivela, dando origem a F_{tan} (Força Tangencial), e com isso tem-se um momento instantâneo no eixo do motor. (FRANCO BRUNETTI, 2012, p. 159)

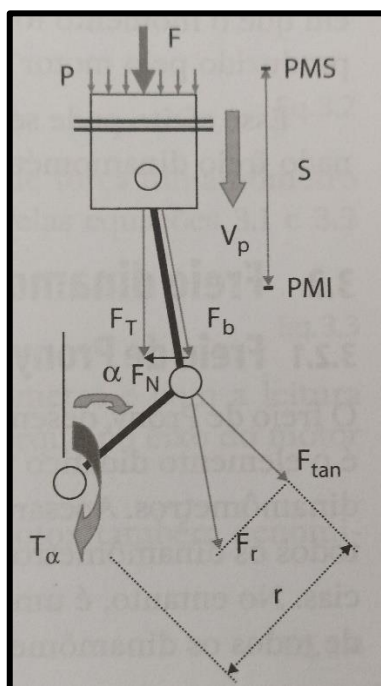


Figura 2-6: Torque no sistema pistão-biela-manivela
Fonte: (BRUNETTI, 2012)

A força de pressão F depende da posição angular da manivela, portanto, sabe-se que F_{tan} é variável. O braço de alavanca r é fixo, não importando qual seja o ângulo α . Porém o momento no eixo do motor varia de acordo com o mesmo ângulo α medindo a partir da posição em que a biela e a manivela estão alinhadas. Com base em todas as afirmativas feitas por Brunetti (2012), é razoável afirmar que o torque obtido em cada um dos tempos do motor é diferente (figura 2-7).

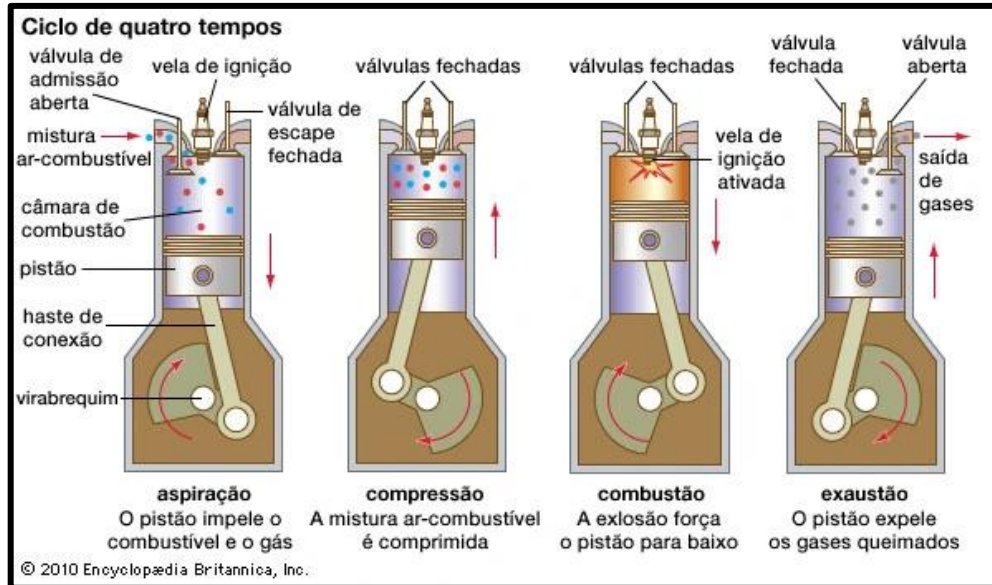


Figura 2-7: Ciclo de 4 tempos de um motor a combustão interna
Fonte: (VARAN, 2006)

2.2.4.2 Potência

Além do torque, existem outras propriedades que descrevem as características do motor, seja quanto ao desempenho, seja quanto a eficiência.

No caso do presente trabalho, será importante apresentar-se o termo da potência efetiva, que é a potência medida no eixo do motor

Sendo definida pela equação 2.1:

$$N_e = T * \omega = T * 2\pi * n \quad \text{Equação 2.1}$$

Em que:

ω = Velocidade angular do eixo dado [rad/s];

n = rotação do eixo [RPM].

Se T for expresso em $N \times m$, n em rpm e N_e em Kw, com a isso, a equação 2.1 tornar-se de acordo com a equação 2.2:

$$N_e = \frac{T * n}{9549} \quad \text{Equação 2.2}$$

2.3 TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)

2.3.1 Histórico

A primeira menção ao que se aproximava de um câmbio continuamente variável na história, data de 1490, por Leonardo da Vinci (figura 2-8). Sua intenção era aprimorar os veículos movidos a força animal e humana.

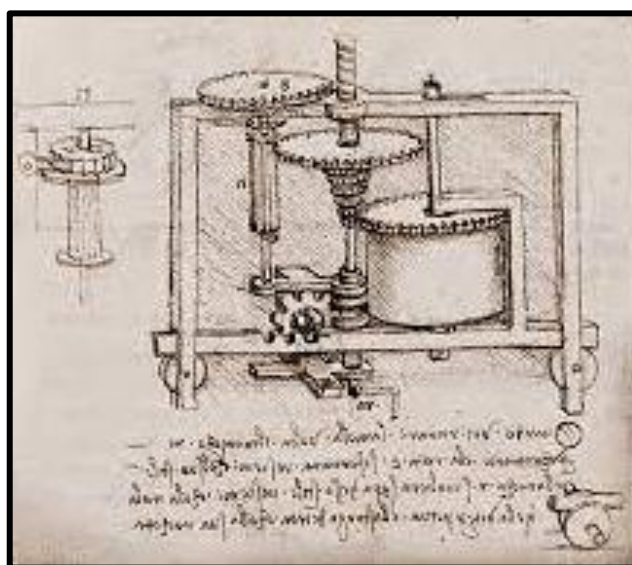


Figura 2-8: Câmbio de Leonardo da Vinci
Fonte: (FARAG, 2018; SCOTT, 10 de ago. de 2019)

Porém, somente em 1886 foi registrada uma patente da transmissão continuamente variável. A CVT toroidal, patenteada por Daimler-Benz.

Sua popularização data a partir da década de 90, quando a Nissan N-CVT em parceria com a Fuji Heavu Industries, com um tipo de CVT que permitia mais torque e mais potência. Desde então, com a evolução da indústria automobilística, novos modelos de CVT têm sido criados, e sua relação de torque e potência são cada vez mais aperfeiçoadas. O câmbio CVT tem sido uma das melhores opções para veículos modernos, que visam uma melhor eficiência de transmissão para o automóvel e inclusive economia de combustível.

2.3.2 Tipos de CVT

Existem vários tipos de CVT: CVT Toroidal, composta por dois discos e dois roletes; CVT Hidráulica, composta por uma bomba hidráulica e um motor. E a CVT por polias expansíveis, que é justamente a usada nos protótipos da Mud Runner.

2.3.2.1 Funcionamento do câmbio CVT por polias expansíveis

Da classe de câmbios automáticos, o câmbio CVT (*Continuously Variable Transmission*) funciona como um sistema de “infinitas marchas”. O que o diferencia dos demais tipos de câmbio (manual e automático por jogo de engrenagens) é justamente por ele trabalhar com um jogo de polias de diâmetro variável, sendo uma a polia motora (*drive*) e a outra a polia movida (*driven*), e a correia entre as polias possibilitando a conexão e transmissão de potência entre ambas.

A polia motora fica ligada diretamente ao motor do veículo, já a polia movida é ligada ao próximo componente da transmissão. A relação entre os diâmetros das polias é conhecida como relação de transmissão do componente e descreve como a força do motor é transmitida para a redução secundária. Como as polias funcionam no princípio de diâmetro variável, enquanto uma polia diminui, a outra aumenta, além do fato da correia estar sujeita a uma tensão constante, mesmo que haja variação dinâmica entre as polias. E, desta forma, a relação de transmissão entre os eixos se altera e, com isso, o carro consegue desenvolver a força necessária para a devida solicitação de torque do momento (figura 2-9).

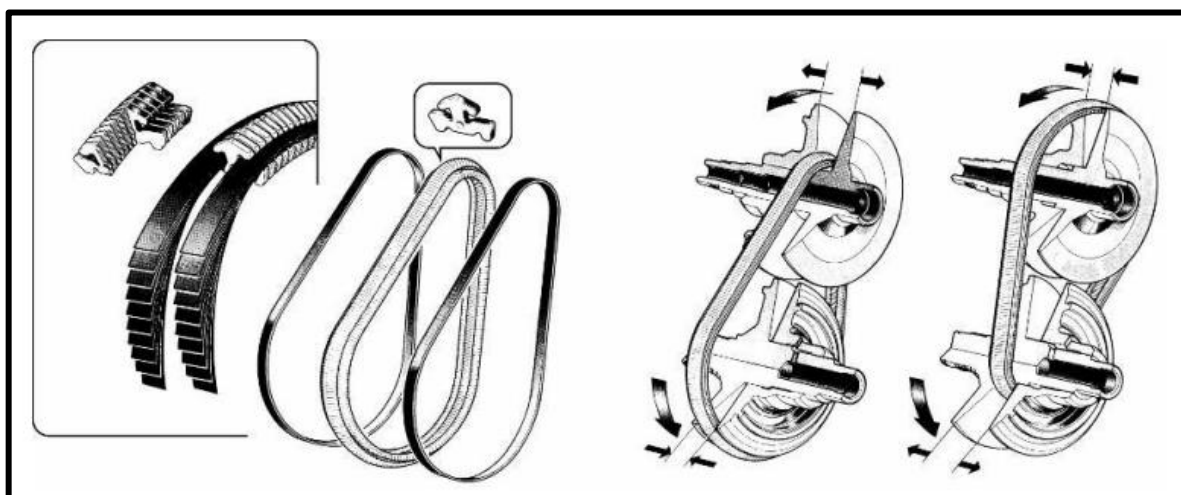


Figura 2-9: Câmbio por polias expansíveis
Fonte: (LECHNER e NAUNHEIMER, 2010)

A utilização de um câmbio CVT permite que o motor opere em uma mesma faixa de rotação, podendo ser a de maior potência, maior torque ou menor consumo de combustível de acordo com as condições de pilotagem do veículo, como demonstrado na figura 2-10. Para uma determinada rotação, o veículo se movimenta a diferentes velocidades dependendo da sua relação de transmissão. O resultado desta

característica de funcionamento é uma aceleração mais adequada comparada a veículos equipados apenas com uma transmissão automática ou com uma transmissão manual convencional, com um menor consumo de combustível.

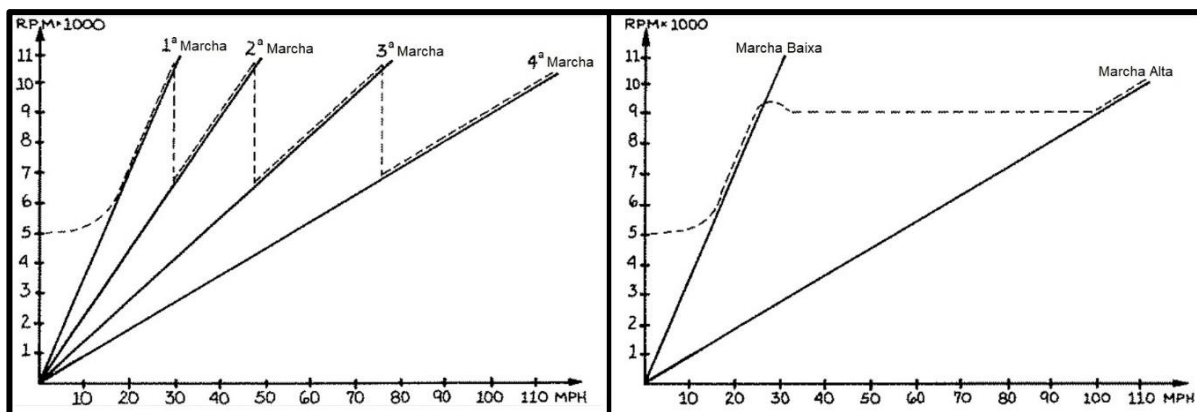


Figura 2-10: Comparação entre as curvas de rotação do motor com transmissão manual de 4 marchas (esquerda) e com transmissão continuamente variável (direita)

Fonte: Adaptada de (AAEN'S, 2007)

2.3.2.2 Gaged GX-9b

A CVT Gaged modelo GX-9b é amplamente utilizada pelas equipes de baja no Brasil, bem como nos protótipos da equipe Mud Runner. Essa CVT quando comparada com suas concorrentes no mercado Brasileiro apresenta um maior custo de aquisição, no entanto também conta com um maior alcance de redução, menor massa e momento de inércia e maior quantidade de ajustes e configurações possíveis, o que a torna muito atrativa em termos de adaptabilidade de projeto.

A polia motora é ligada diretamente ao eixo do motor por uma chaveta e, por isso, herda seus status. O conjunto dessa polia é composto por dois pratos, um fixo e um móvel, quatro hastes, quatro rampas internas, quatro roletes e uma mola, como demonstrado na figura 2-11. Adaptado de (FAULHABER, 2021)

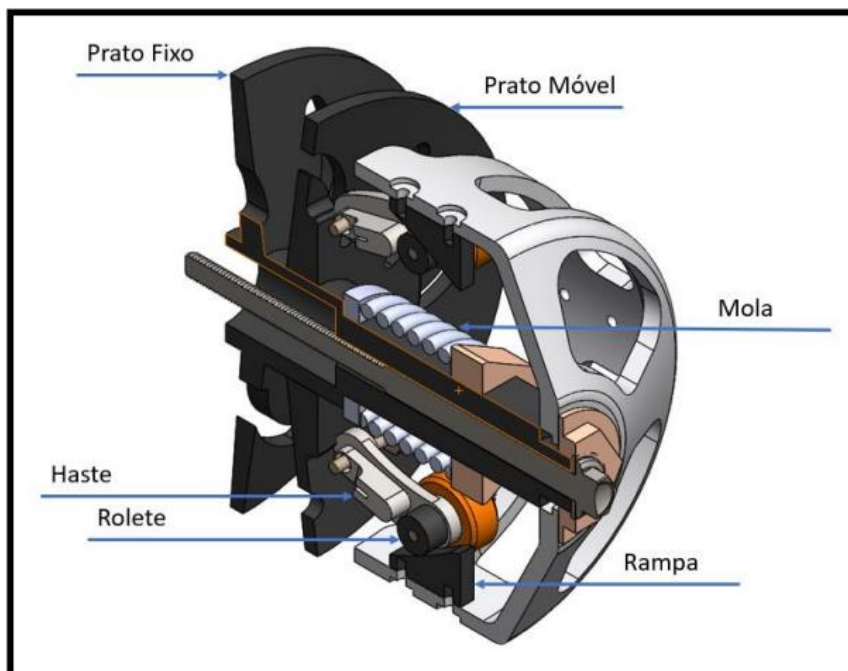


Figura 2-11: Vista em corte do conjunto da polia motora
Fonte: (FAULHABER, 2021)

O funcionamento deste conjunto tem como base a rotação da polia, que gera uma força centrípeta que ocasiona o movimento dos roletes pela rampa e, dessa forma, ocorre o movimento no sentido radial do prato móvel que movimenta a correia e modifica o diâmetro da polia e, conseqüentemente, a relação de transmissão. Adaptado de (FAULHABER, 2021)

A polia conduzida ou movida, mostrada na figura 2-12, é composta por um camo, três roletes, um prato fixo, um prato móvel, um eixo e três hastes de fixação, e é acoplada a um sistema de redução secundário onde se conecta a caixa de redução fixa, que, através de juntas homocinéticas, acoplam-se as rodas e com isso adapta-se a rotação obtida no motor, até as mesmas (LANES, 2021).

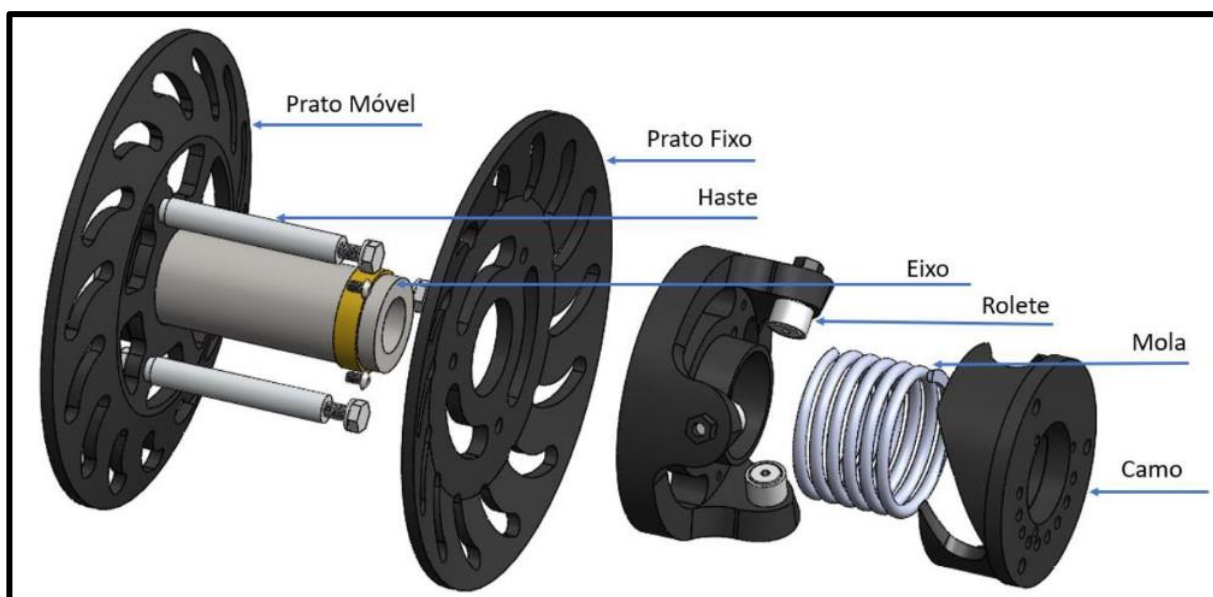


Figura 2-12: Vista explodida da polia movida da CVT Gaged GX9
Fonte: (FAULHABER, 2021)

Por conta do acoplamento dessa polia no segundo estágio de transmissão ela está sujeita a influência das forças resistivas do veículo, além da força elástica provinda de uma mola interna. Diferente da polia condutora, a polia movida depende tanto da constante elástica quanto da furação do camo na qual é posicionada, pois esta irá gerar uma força adicional de torção, denominada pré-carga e da força vinda da polia motora, transmitida através da correia. Para que ocorra movimento é necessário que a força transmitida pela correia da polia motora para a movida seja superior às forças resistivas e, dessa forma movimento os roletes pelas rampas presentes no camo, gerando o movimento de afastamento dos pratos. Vale ressaltar que o funcionamento ideal dessa polia consiste na saída da posição inicial, em que os pratos estão sofrendo forças de compressão e, por isso, encontram-se “fechados”, o que ocasiona o maior raio efetivo possível para a posição final em que as forças resistivas são vencidas pela força do motor e, dessa forma, os pratos se afastam e alcançam o menor raio efetivo. Adaptado de (FAULHABER, 2021)

O movimento do conjunto de polias varia de acordo com parâmetros adotados durante a montagem ou configuração do mecanismo. Em função da variação desses parâmetros, é possível obter diferentes resultados de desempenho do veículo o que indica que o estudo desses parâmetros é de extrema importância para o desenvolvimento e melhoria do desempenho dos protótipos da equipe em competições.

2.3.3 Correias

A correia recomendada pelo fabricante para utilização no câmbio CVT Gaged modelo GX-9b é a enduro 100, com distância entre centros entre 8,5” e 10”, considerada uma correia em “V”, ou correia trapezoidal.

Para especificar uma correia em V, basta classificar conforme a sua seção (A, B, C). Dimensões, tamanhos mínimos de roldanas e o intervalo de potência para cada uma das seções designadas por letras são listadas na tabela 2-1, conforme dados obtidos através de (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

Tabela 2-1: Seção de correias em V padronizadas

Seção da Correia	Largura a, mm	Espessura b, mm	Diâmetro mínimo de roldana, mm	Intervalo de kW, uma ou mais correias
A	12	8,5	75	0,2 – 7,5
B	16	11	135	0,7 – 18,5
C	22	13	230	11 - 75
D	30	19	325	37 - 186
E	38	25	540	75 e acima

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Para o presente trabalho, optou-se por considerar a correia como seção **B**, uma vez que a sua largura se encaixa na largura **a**, e mesmo que espessura **b** ultrapasse seu limite em 2 mm, a faixa de operações da correia se enquadra no limite estipulado entre 0,7 kW a 18,5 kW, cuja potência máxima chega a 6,711 kW.

Na seção de anexos é possível ver as cotas de largura e comprimento da correia enduro 100.

2.3.3.1 Tensionamento da correia

Quando se opera por meio do sistema polias e correia, um dos primeiros procedimentos a serem feitos é aplicar uma pré carga ao sistema, para evitar sobrecarga ou escorregamento da correia e, conseqüentemente, diminuir o risco de apresentar falha na estrutura da CVT.

A tensão de contato entre a correia e as polias é um ponto de extrema importância e que impacta significativamente, na eficiência do mecanismo, no ciclo de vida em operação da correia e na relação de transmissão da CVT.

Para tanto, sabe-se que uma forma que impacta diretamente no tensionamento do sistema polias e correia é justamente a distância entre eixos das polias, sob o qual a correia, em movimento e tensionamento constante, opera.

As falhas provenientes de um ajuste equivocado da distância entre eixos podem acarretar as falhas descritas a seguir:

No primeiro caso, quando a distância de entre eixos está acima de 10", a correia recebe um tensionamento superior à sua distância entre eixos permitida e, por isso, apresenta como sinal de falha eminente um esticamento do arco de contato da polia motora e um afrouxamento do arco de contato da polia movida. Então a correia sofre cada vez mais com aplicação de maior tensão de contato, aumentando progressivamente o seu comprimento por deformação plástica, até que esta não suporte mais receber tensão e venha a romper.

No segundo caso, quando a distância entre eixos está abaixo de 8,5", a correia recebe um tensionamento inferior à sua distância entre eixos permitida, apresenta, como sinal de falha eminente uma demanda de torque excedente ao atrito disponível no sistema polias e correia e, com isso, ocorre falha por ciclagem, de forma que a correia perde seu tempo de vida útil através destes constantes escorregamentos. Portanto, para evitar tal problema, seria necessário aplicar uma pré carga devidamente calculada para a demanda do sistema proposto.

2.3.3.2 Dimensionamento da correia

Os tamanhos mínimos de roldana estão na tabela 2-1. O comprimento primitivo L_p (Equação 2.3) e a distância de centro a centro C (Equação 2.4) são dados pelas fórmulas estabelecidas por (BUDYNAS e NISBETT, 2011):

$$L_p = 2C + \pi * \left(\frac{D + d}{2}\right) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Equação 2.3}$$

$$C = \frac{1}{4} * \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2} * (D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2} * (D - d) \right]^2 - 2 * (D - d)^2} \right\} \quad \text{Equação 2.4}$$

C = Distância de Centro a centro [m];

D = Diâmetro primitivo da polia grande [m];

d = Diâmetro primitivo da polia pequena [m].

Os detalhes que sucedem o dimensionamento de uma correia estão além de estabelecer o seu comprimento primitivo e distância de centro a centro, quando se busca encontrar as tensões no ramo tenso e ramo frouxo da correia. Por este motivo, este tópico será aprofundado na seção 3.4.3.1 “Dimensionamento da correia”.

Porém, em termos gerais, este é o procedimento a ser adotado para encontrar as forças no ramo tenso e ramo frouxo são:

- Encontrar a velocidade v da correia (Equação 3.11), o ângulo de abraçamento θ_d entre a polia menor e a correia (Equação 3.12), e $e^{(0,5123 \times \theta)}$ define a geometria de acionamento da correia com base em seu coeficiente de atrito entre a correia e polia menor (Equação 3.13);
- Encontrar H_d/H_a comparando com o número de correias N_b usado no sistema em questão (Equação 3.14);
- Encontrar a força centrípeta F_c entre a correia e a polia menor (Equação 3.15), A diferença de força entre os ramos tenso e frouxo da correia ΔF (Equação 3.17), A força no ramo tenso F_1 (Equação 3.18), e a força no ramo frouxo F_2 (Equação 3.16).

2.4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.4.1 Aceleração Centrípeta

A aceleração centrípeta é um vetor que descreve uma trajetória circular, e que sempre aponta para o centro da trajetória. Sua componente vetorial sempre fará um ângulo de 90 graus com a velocidade tangencial, como pode ser visto na figura 2-13. (CALÇADA e SAMPAIO, 1998)

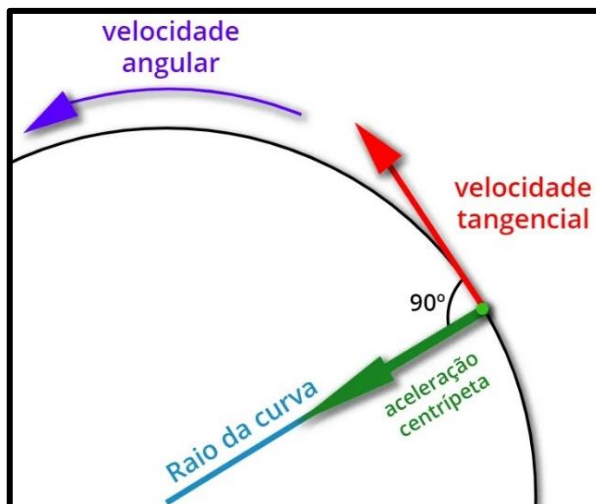


Figura 2-13: Aceleração centrípeta
 Fonte: Brasil ESCOLA, UOL (2022)

A aceleração centrípeta tem seu módulo definido pela equação 2.5:

$$|\vec{a}_c| = \frac{|\vec{v}|^2}{R} \quad \text{Equação 2.5}$$

$|\vec{a}_c|$ = Aceleração centrípeta em módulo [m/s^2];

$|\vec{v}|$ = Velocidade tangencial em módulo, em torno do centro da trajetória [m/s];

R = Raio da trajetória [m].

2.4.2 Força Centrípeta

A força centrípeta é um vetor que descreve uma trajetória circular, e que sempre aponta para o centro da trajetória. Sua componente vetorial sempre fará um ângulo de 90 graus com a velocidade tangencial, como pode ser visto na figura abaixo (figura 2-14) e na equação 2.6. (CALÇADA e SAMPAIO, 1998)

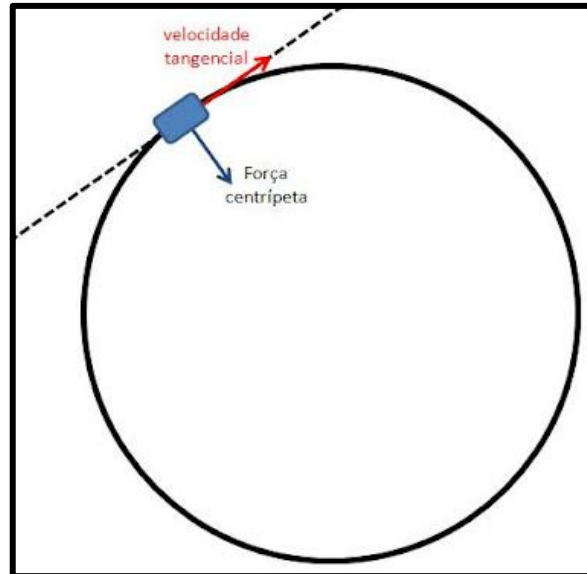


Figura 2-14: Representação da força centrípeta
Fonte: (HELERBROCK, 2022)

$$\vec{F}_c = m * \vec{a}_c$$

Equação 2.6

\vec{F}_c = Força centrípeta [N];

m = massa do ponto ou do corpo que percorre a trajetória [kg].

2.4.3 Momento de Inércia

De acordo Hibbeler (2017), o momento de inércia de massa de um corpo é a medida de sua resistência a aceleração angular.

Sabendo disso, fixando o raio variável r ao eixo z , onde temos dm , sabe-se, através da equação 2.7:

$$I = \int_m r^2 * dm$$

Equação 2.7

Em que:

I = Momento de inércia de massa [$kg \times m^2$];

r = Distância perpendicular do eixo até o raio de giração dm [m];

dm = Massa diferencial [kg].

Ao se levar em consideração a inércia de um corpo rígido em relação a um eixo qualquer, é necessário o uso do *teorema dos eixos paralelos*, conforme mostra a equação 2.8.

$$I = I_G + m * d^2 \quad \text{Equação 2.8}$$

Em que:

I = Momento de inércia de massa [$kg \times m^2$];

I_G = Momento de inércia de massa a um eixo z' passando pelo centro de massa G [$kg \times m^2$];

m = massa do corpo [kg];

d = distância entre os eixos paralelos [m].

2.4.4 Força de Atrito Friccional

De acordo com Hibbeler (2017) e (DIAS, 2010), o atrito friccional é a força que age quando duas superfícies são postas a deslizar uma sobre a outra. Este fenômeno acontece através da força normal que os corpos agem sobre si, e do coeficiente de atrito (geralmente definidos pelo tipo de material usado). Antes do deslizamento ocorrer surge o fenômeno do atrito estático, após o deslizamento ocorrer surge o atrito dinâmico. Esses conceitos podem ser descritos matematicamente pelas equações 2.9, 2.10 e 2.11:

Atrito estático:

$$F_m = \mu_s * N \quad \text{Equação 2.9}$$

Atrito dinâmico:

$$F_k = \mu_k * N \quad \text{Equação 2.10}$$

Força de atrito friccional:

$$F_{fr} = \mu * N \quad \text{Equação 2.11}$$

Sendo:

F_m = Atrito estático [N];

μ_s = Coeficiente de atrito estático [adimensional];

F_k = Atrito dinâmico [N];

μ_k = Coeficiente de atrito cinético [adimensional];

F_{fr} = Força de atrito friccional [N];

μ = Coeficiente de atrito estático ou dinâmico [adimensional];

N = Força normal [N].

2.4.5 Disco de Inércia

Ao girar, um disco armazena energia cinética associada à sua rotação. Tratando o disco como rígido, considera-se que cada ponto deste corpo possui uma velocidade distinta (equações 2.12, 2.13 e 2.14).

Logo:

$$K = \sum \frac{1}{2} * m_i * v_i^2 \quad \text{Equação 2.12}$$

Então:

$$v = \omega * r \quad \text{Equação 2.13}$$

$$K = \frac{1}{2} \sum m_i * r_i^2 * \omega^2 \quad \text{Equação 2.14}$$

Quando se extrai a massa e o raio ao quadrado da expressão de energia cinética, chega-se ao que se entende por momento de inércia de um disco, com relação ao seu eixo de rotação. Sendo ele, conforme a equação 2.15:

$$I = \sum m_i * r_i^2 \quad \text{Equação 2.15}$$

2.5 DINÂMICA LONGITUDINAL

2.5.1 Resistências ao movimento

As resistências ao movimento provêm de várias fontes e influenciam diretamente na dinâmica longitudinal do veículo. Além disso, como a CVT é o mecanismo que une o motor aos outros componentes da redução é possível dizer que ela está diretamente sujeita a essas resistências e, por isso, o entendimento delas é importante para este estudo.

2.5.1.1 Resistência mecânica

A resistência mecânica ocorre entre o motor e as rodas. Pois a potência que é gerada no motor deve ser convertida em trabalho para as rodas e, no meio do caminho, há perdas mecânicas por conta dos componentes intermediários do sistema de transmissão que sofrem atrito, consumindo parte desta potência. Do motor as rodas, pode-se considerar as perdas na caixa de câmbio, eixo cardan, no diferencial, nos mancais e outros pontos de atrito. (NICOLAZZI, 2021)

A forma analítica de considerar tais perdas está representada na equação empírica 2.16:

$$P_c = P_e * \eta_m \quad \text{Equação 2.16}$$

P_c = Potência no cubo de roda [kW];

P_e = Potência efetiva no motor [kW];

η_m = Rendimento mecânico de transmissão [%].

Como a potência efetiva é a soma da potência do cubo com a potência perdida na transmissão, sabe-se que, de acordo com a equação 2.17:

$$P_m = (1 - \eta_m) * P_e \quad \text{Equação 2.17}$$

P_m = Perda mecânica [kW].

Na figura 2-15 é possível ver que não é vantajoso um veículo baixa operar abaixo da sua carga nominal, que é definida pela tendencia de horizontalidade da linha de carga no gráfico, correndo o risco de operar com queda de rendimento.

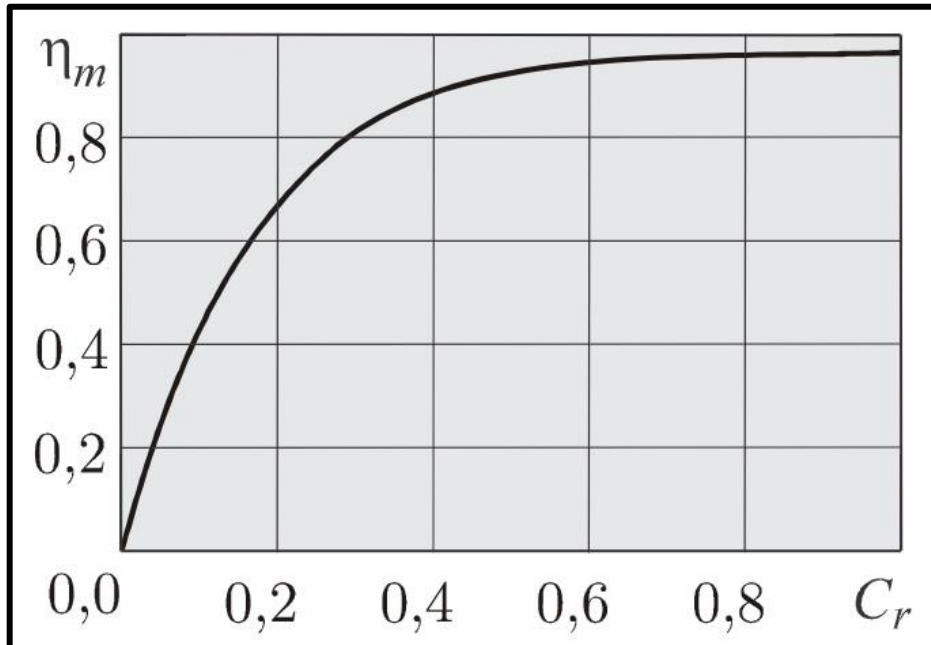


Figura 2-15: Comportamento do rendimento da transmissão por carga
Fonte: (NICOLAZZI, 2021)

2.5.1.2 Resistência ao aclave

De acordo (NICOLAZZI, 2021), a resistência ao aclave é a projeção do peso do veículo na direção do seu movimento, tal como pode ser visto na figura 2-16. Desta forma, a resistência ao aclave, Q_s , é dada pela equação 2.18:

$$Q_s = G * \text{sen}\alpha \quad \text{Equação 2.18}$$

Em que:

Q_s = Resistencia ao aclave [N];

G = Peso do veículo [N];

α = Inclinação da pista [°].

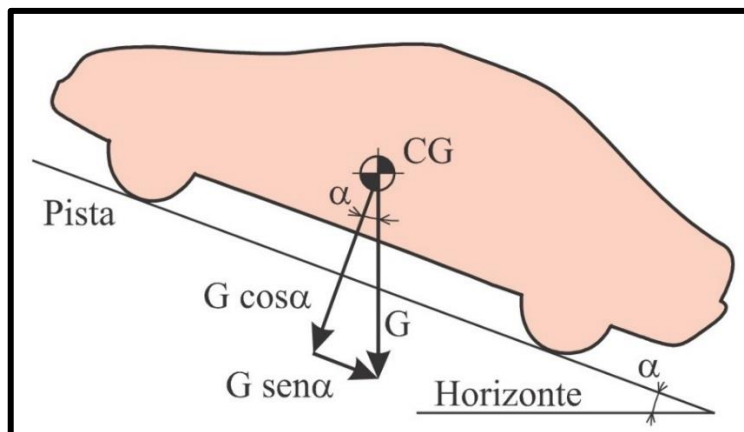


Figura 2-16: Veículo subindo rampa
Fonte: (NICOLAZZI, 2021)

O aclive β , é representado pela equação 2.19:

$$\beta = tg\alpha$$

Equação 2.19

Em que:

β = Aclive [%].

Na figura 2-17 é possível ver um exemplo da representação de um aclive.

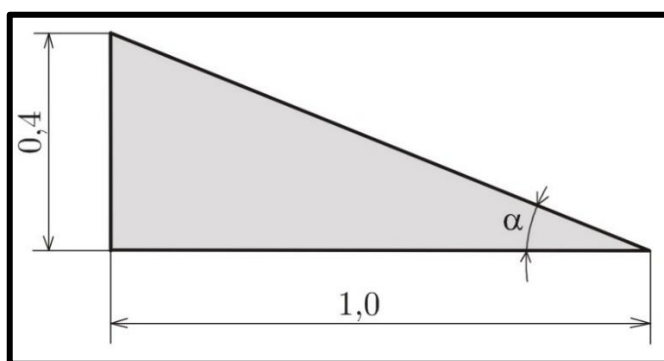


Figura 2-17: Definição do aclive (para um aclive de 0,4)
Fonte: (NICOLAZZI, 2021)

2.5.1.3 Resistência de inércia

De acordo com a segunda lei de *Newton*, para se alterar um estado de movimento do corpo, seja em repouso ou em movimento retilíneo uniforme, deve-se aplicar uma força no mesmo.

Para tanto, deve-se considerar as massas em translação e em rotação no automóvel. Diante disso, há duas abordagens que devem ser levadas em consideração, que somadas fornecem a resistência de inércia. (NICOLAZZI, 2021)

Ainda citando (NICOLAZZI, 2021), para acelerar um veículo é necessário aplicar uma força sobre ele, ou seja, pode-se descrever a primeira parcela da resistência de inércia como (equações 2.20 e 2.21):

$$F = m * a \quad \text{Equação 2.20}$$

$$Q'I = m * a \quad \text{Equação 2.21}$$

Para causar uma dada aceleração angular em um corpo que gira a uma dada inércia rotacional, é necessário aplicar um momento dado pela equação 2.22:

$$M = J * \alpha \quad \text{Equação 2.22}$$

α = aceleração angular [rad/s^2];

J = Inercia de rotação, proporcional a massa e a geometria da peça sob giro [$kg \times m^2$].

Sendo J , conforme a equação 2.23:

$$J = \int r^2 \times dm \quad \text{Equação 2.23}$$

Para se obter a força equivalente à de inercia, no ponto de contato com o solo é necessário dividir o momento dado pela equação 2.22 pelo raio dinâmico do pneu (equação 2.25), e tendo correlação com o raio estático (equação 2.24):

$$r_e = 0,47 * D \quad \text{Equação 2.24}$$

$$r_D = 1,02 * r_e \quad \text{Equação 2.25}$$

r_e = Raio estático do pneu [m];

r_D = Raio dinâmico do pneu [m];

D = Raio externo do pneu [m].

$$Q''I = \frac{J * \alpha}{r_d} \quad \text{Equação 2.26}$$

A relação entre a aceleração angular e linear, de uma roda no ponto de contato com o solo é dado pela equação 2.27:

$$a = \alpha * r_d \quad \text{Equação 2.27}$$

Sendo:

a = Aceleração linear [m/s^2];

r_d = Raio dinâmico do pneu [m];

α = Aceleração angular [rad/s^2]

Com isso, tem-se a equação 2.28:

$$\alpha = \frac{a}{r_d} \quad \text{Equação 2.28}$$

Substituindo a equação 2.27 na equação 2.26, obtém-se a equação 2.29:

$$Q''I = \frac{J * a}{r_d^2} \quad \text{Equação 2.29}$$

Portanto, a resistência total da aceleração é dada pela soma da resistência a translação e rotação, dada pela equação 2.30:

$$QI = Q'I + Q''I \quad \text{Equação 2.30}$$

2.5.1.4 Resistência ao rolamento

De acordo com (NICOLAZZI, 2021), a resistência ao rolamento é devida às perdas sofridas pelo pneu na tentativa de vencer o atrito de contato com o solo, conforme a equação 2.31.

$$Q_r = f * G * \cos\alpha$$

Equação 2.31

Sendo:

f = Coeficiente de atrito [*adimensional*];

G = Peso do veículo [N];

α = Inclinação da pista [$^\circ$].

Experimentalmente verifica-se que o coeficiente de resistência ao rolamento varia com a velocidade, pressão de inflagem do pneu, carga radial, tipo de pneu, tipo de piso, temperatura etc.

Na tabela 2-2 é possível ver orientações gerais de coeficientes de resistência ao rolamento. Caso seja necessária uma análise mais apurada, a equipe Mud Runner precisaria fazer uma análise experimental nos terrenos que são utilizados na competição. Como a equipe não possui esses dados, serão considerados os dados presentes na literatura de (NICOLAZZI, 2021).

Tabela 2-2: Coeficientes de atrito de rolamento

Tipo de piso	Valor de f
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compacta	0,045
Pedra britada solta	0,080
Terra batida	0,060
Areia solta	0,100 a 0,300
Gramma	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400
Neve profunda	0,075 a 0,300

Fonte: (NICOLAZZI, 2021)

2.5.1.5 Resistência aerodinâmica

Para (NICOLAZZI, 2021), nos automóveis, a resistência aerodinâmica provém de três formas distintas, a saber:

- I. Resistência de forma: Ocorre devido à geometria da carroceria;
- II. Resistência de atrito: Ocorre devido à viscosidade, pois existem perdas por atrito do ar com a superfície externa do veículo;
- III. Perdas por corrente de ar: Ocorre devido ao ar que penetra no veículo para refrigeração do motor e ventilação.

Considerando as três perdas em conjunto, o cálculo da resistência aerodinâmica é dado pela equação 2.32:

$$Q_a = q * C_x * A \quad \text{Equação 2.32}$$

q = Pressão dinâmica [Pa];

C_x = Coeficiente de resistência aerodinâmica (em geral determinado em testes com modelos em escalas reduzidas ou em tamanho real) [*adimensional*];

A = Área projetada da seção transversal do veículo [m^2].

Para definir a pressão dinâmica, tem-se a equação 2.23:

$$q = \frac{1}{2} * \rho * v^2 \quad \text{Equação 2.33}$$

Sendo:

$\rho = 1,22557$ – Massa específica do ar a 15° C e 760 mm Hg [kg/m^3];

v = Velocidade relativa do vento [m/s].

2.5.2 Demanda de força trativa

O limite de tração de um veículo é a quantidade máxima de força trativa que pode ser desenvolvida pelo sistema de transmissão e está diretamente relacionado com o seu peso, distribuição de massa e o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo. Logo, qualquer situação que gere transferência de carga como a inclinação da pista, por exemplo, altera esse fator e, por isso, o limite de tração deve ser analisado de

forma independente para cada situação. Para este estudo, será considerado o cenário em que o veículo anda em linha reta em um solo de terra batida, que é o mais comum para o cenário de baja.

Vale destacar que para o cálculo do limite de tração considera-se que há potência suficiente chegando nas rodas e, utilizando diversos parâmetros, (GILLESPIE, 1992), equaciona-se a força limite de tração. A forma final simplificada dessa equação, já levando em consideração um veículo com suspensão traseira independente e tração traseira, como é o caso dos veículos baja da equipe Mud Runner, pode ser escrita da seguinte forma, segundo a equação 2.34:

$$F_{lim} = \frac{\mu * (Wb/L)}{1 - \mu * (h/L)} \quad \text{Equação 2.34}$$

Onde:

F_{lim} = Força limite de tração [N];

μ = Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo [adimensional];

W = Peso do veículo no eixo traseiro do veículo [N];

b = Distância do centro de gravidade até o eixo dianteiro [m];

h = Altura do centro de gravidade [m];

L = Distância entre eixos do veículo [m].

A partir das curvas de torque e potência do motor, do limite de tração e das resistências básicas do veículo, caracterizadas pela soma das resistências aerodinâmica e ao rolamento, é possível construir um gráfico com a curva ideal do motor, que considera que a transmissão consegue entregar o máximo de potência e força em todas as velocidades representadas, o que caracteriza a curva chamada hipérbole ideal de tração, e realizar uma comparação com a curva gerada pela transmissão projetada, o que torna possível dimensionar os componentes da redução de forma mais assertiva.

Vale ressaltar que a construção desse gráfico é realizada utilizando, inicialmente, dados teóricos do veículo projetado e posteriormente, com a obtenção de dados reais a partir de uma bancada de testes, pode ser reconstruído a fim de obter-se um gráfico mais preciso.

Para atingir um bom desempenho, busca-se um sistema de transmissão que se aproxime ao máximo da curva ideal, já que, segundo Duarte, Ramos e Amaral (2016), ela representa um cenário ideal em que se existisse um motor real que atendesse a essa demanda não seria necessário utilizar um sistema de redução, mas se mantendo sempre a baixo e a esquerda da mesma, pois caso contrário significaria uma relação que ultrapassa a potência máxima entregue pelo motor em questão, o que caracteriza um cenário impossível. Ademais, também é desejável que a curva do sistema de transmissão esteja sempre abaixo do limite de tração estipulado para o terreno em que será utilizado, já que qualquer força trativa acima desse limite não será transmitida para o solo e, conseqüentemente não trará benefícios ao desempenho do veículo. Por fim, também é necessário que a curva do sistema de transmissão esteja acima das resistências básicas, já que elas representam o mínimo de força necessária para manter o carro em movimento. Portanto, a área ideal para a curva do sistema de redução, no caso da equipe Mud Runner um sistema CVT – Redução fixa, está representada na figura 2-18 como a área hachurada em vermelha. Vale ressaltar que a distância entre as curvas real e ideal indica a diferença de desempenho entre o sistema de redução real ou projetado e o ideal.

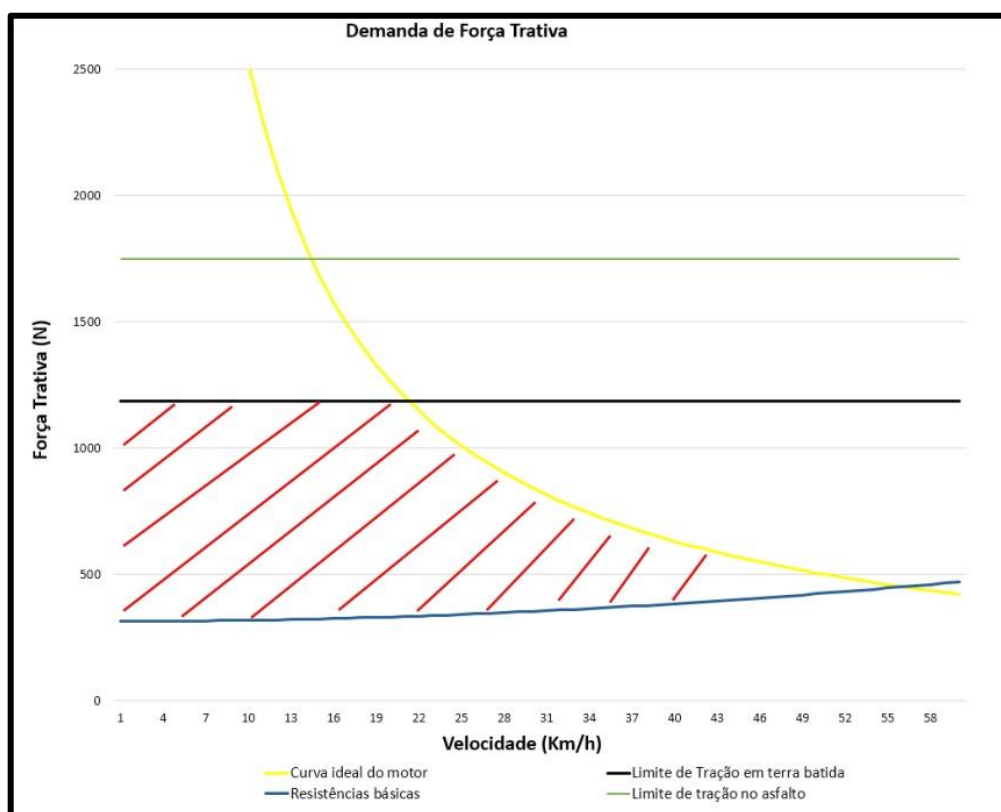


Figura 2-18: Demanda de força trativa
Fonte: (LANES, 2021)

Como a hipérbole ideal de tração é confeccionada a partir das curvas ideais do motor, fornecidas pelo fabricante, para uma análise mais assertiva é importante medir e elaborar as curvas reais do motor a partir de um dinamômetro e comparar com as curvas reais da transmissão, obtendo dessa forma resultados mais próximos da realidade.

2.6 DINAMÔMETRO

Dinamômetros são equipamentos ou sistemas que tem por objetivo medir forças. Existem diversos modelos de dinamômetros como hidráulicos, elétricos e de fricção, por exemplo, cada um com sua devida aplicação de acordo com a necessidade e, por isso, deve-se estudar cada um deles antes de realizar uma aplicação direta em projeto. No entanto, como o motor do Baja é de baixa potência e busca-se um projeto com viabilidade econômica para a equipe, o Freio de *Prony* mostra-se como o mais adequado.

2.6.1 Sistema de freio

Os protótipos do tipo baja estão sujeitos a diversas forças resistivas ao movimento que afetam sua dinâmica longitudinal. Como o intuito do experimento, que será explicado de forma detalhada posteriormente, é obter o melhor desempenho de uma CVT a partir de uma bancada de testes, é necessário simular essas resistências para a obtenção de resultados mais confiáveis e condizentes com a realidade. Portanto, com esse propósito, utiliza-se um sistema de freio a disco acoplado à essa bancada de testes (LANES, 2021).

2.6.1.1 Freio a disco

O sistema de freio a disco é composto, geralmente, por um disco de freio, acoplado ao eixo final do sistema de transmissão, um par de pastilhas, uma pinça e um acionador, que pode ser hidráulico ou mecânico. Para realizar uma força contrária ao movimento do eixo, com objetivo de simular uma resistência ou travá-lo completamente, esse sistema utiliza o princípio do atrito a partir da aplicação de força nas pastilhas que entram em contato com o disco no sentido radial, o que gera o efeito de

frenagem. Vale ressaltar que o torque resultante no eixo depende diretamente do raio do disco e da força de atrito gerada pelo contato entre ele e as pastilhas. (LANES, 2021)

2.6.2 Freio de *Prony*

O freio de Prony é um tipo de dinamômetro de fricção. Desenvolvido em 1821, pelo engenheiro francês Gaspard Prony, foi desenvolvido inicialmente com a função de ser didático na abordagem do funcionamento de um dinamômetro. Apesar de apresentar desvantagem para altas potências, pelo seu simples funcionamento e baixo custo, possui aplicabilidade em veículos de projetos de extensão, que apresentam baixa potência, como é o caso de um protótipo baja SAE. Adaptado de (BRUNETTI, 2012, p. 160)

Na figura 2-19 é possível ver uma imagem representativa de um freio de Prony.

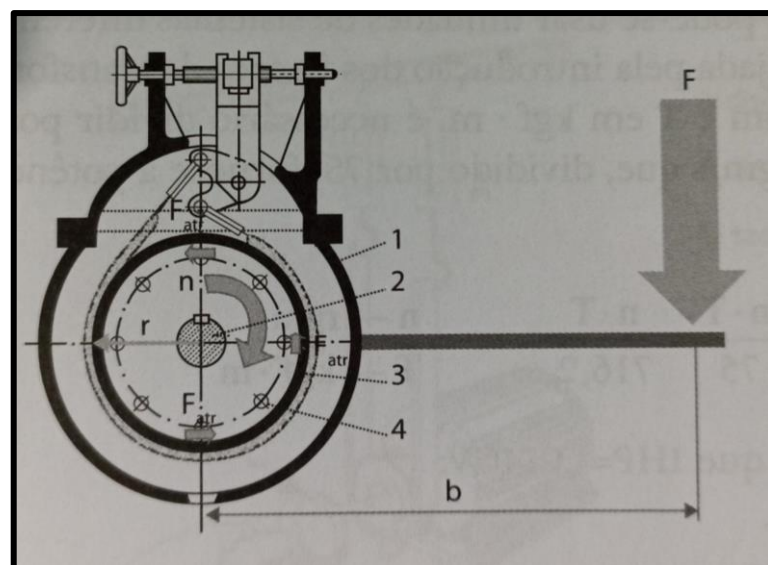


Figura 2-19: Freio de Prony
Fonte: (BRUNETTI, 2012, p. 161)

Neste dinamômetro, ao apertar a cinta do freio sobre o rotor, aplica-se uma força de atrito F_{atr} sobre o eixo, de forma a se obter uma situação de equilíbrio dinâmico considerando uma rotação $\omega = \text{constante}$. Com isso, o torque T produzido pelo motor deverá ser equilibrado pelo torque resistente originário da força de atrito F_{atr} multiplicada pelo raio r , exatamente como ilustra a figura 2-19 e equação 2.35.

Portanto:

$$T = F_{atr} * r \quad \text{Equação 2.35}$$

Segundo o princípio da terceira lei de Newton, a força de atrito F_{atr} se opõem ao sentido de movimento do rotor. O freio naturalmente seguiria o mesmo sentido de giro do rotor, se não fosse a ação o apoio na “balança” ou equipamento de medição que atua para manter o equilíbrio estático de todo o sistema (equação 2.36 e 2.37). Logo:

$$F_{atr} * r = F * b \quad \text{Equação 2.36}$$

Em que:

F = Força de ação do braço b do freio sobre o medidor de força, que fornece a leitura da mesma [N];

b = Braço de alavanca do dinamômetro [m].

$$T = F * b \quad \text{Equação 2.37}$$

Com o auxílio do braço de alavanca b e com leitura obtida no medidor de força, é possível obter o valor do torque no eixo do motor quando a velocidade angular ω = constante.

Para o cálculo de potência disponível no eixo do motor (também denominada potência efetiva ou útil), sabe-se que, conforme as equações 2.38 e 2.39:

$$N = \omega * T \quad \text{Equação 2.38}$$

ou

$$N = 2\pi * n * T \quad \text{Equação 2.39}$$

Por outro lado, combinando-se as equações 2.39 e 2.37, se obtém a equação 2.40:

$$N = 2\pi * n * F * b \quad \text{Equação 2.40}$$

Como b tem valor constante para um dado dinamômetro, considera-se também, para a equação 2.41:

$$N = K * F * b \quad \text{Equação 2.41}$$

F = Leitura do medidor de força (balança ou célula de carga) [N];

N = é leitura do tacômetro [RPM];

K = é a constante do dinamômetro dada por $2 * \pi * b * \text{fator de transformação de unidades}$ [*adimensional*];

b = Braço de alavanca do dinamômetro [m].

Como será visto nas seções subsequentes, o dinamômetro desempenha um papel importante na leitura do torque do eixo de saída que sai da redução secundária e é ligada as rodas, tal como torna-se possível traçar as curvas de torque e potência do sistema de transmissão utilizado (3.3 “Aplicação do freio de *prony*”). A relação entre potência e torque é definida justamente pelas equações descritas nesta própria seção.

3 BANCADA DE TESTES

3.1 PARÂMETROS ANALISADOS

Para o projeto da bancada de testes devem ser definidos os parâmetros com maior relevância para o protótipo. Visto isso, busca-se os dados mais impactantes no desempenho longitudinal do veículo que foram definidos em alinhamento com as dinâmicas das competições oficiais de BAJA SAE. Portanto, o projeto da bancada busca ter a capacidade de medir e coletar dados de potência, aceleração e velocidade final que o protótipo consegue desempenhar de acordo com o sistema de transmissão analisado, sendo a CVT o único componente com possibilidade de ajustes que afetam significativamente no desempenho do veículo, mantendo uma caixa de redução fixa.

3.1.1 Velocidade

Como a velocidade final é de extrema importância para a caracterização do desempenho dinâmico do veículo, a bancada de testes deve ser capaz de fornecer como dado de saída a velocidade que o protótipo pode alcançar com uma determinada configuração de transmissão. Segundo Nicolazzi (2021), é possível calcular a velocidade final teórica de um veículo a partir da rotação do motor, da relação de transmissão e do raio dinâmico do pneu do eixo trativo como pode ser observado nas equações 3.1 (em m/s) e 3.2 (em km/h) e por meio:

$$v_t = 0,1047 * r_d * \frac{n_m}{i_{cj} \times i_d} \quad \text{Equação 3.1}$$

$$v_t = 0,377 * r_d * \frac{n_m}{i_{cj} \times i_d} \quad \text{Equação 3.2}$$

Sendo:

v_t = Velocidade tangencial do pneu [m/s];

r_d = Raio dinâmico do pneu [m];

$0,1047 = (\pi/30)$ uma constante [*adimensional*];

n_m = Rotações do motor [*RPM*];

i_{cj} = Relação de transmissão da caixa de marchas na j-ésima marcha [*adimensional*];
 i_d = Relação de transmissão do diferencial [*adimensional*].

É importante ressaltar que a CVT tem grande influência neste parâmetro uma vez que ela age variando a relação de transmissão do veículo, e dessa forma a sua velocidade, ademais, dependendo da configuração, define a relação de redução final que será alcançada, que é utilizada para o cálculo da velocidade final.

A partir da velocidade teórica, utilizando um fator de escorregamento do pneu, que é medido a partir de dados experimentais ou utilizando valores típicos tabelados, é possível calcular a velocidade final real do veículo, conforme a equação 3.3 e gerando as equações 3.3 (em m/s) e 3.4 (em km/h):

$$v = \frac{v_t}{(1 - e)} \quad \text{Equação 3.3}$$

v = Velocidade Linear do automóvel [m/s];

$$v_t = 0,377 * (1 - e) * r_d * \frac{n_m}{i_{cj} * i_d} \quad \text{Equação 3.4}$$

Sendo:

v_t = Velocidade tangencial do pneu [m/s];

r_d = Raio dinâmico do pneu [m];

$0,1047 = (\pi/30) \rightarrow$ uma constante [*adimensional*];

e = Escorregamento - com valor tabelado [*adimensional*];

n_m = Rotações do motor [RPM];

i_{cj} = Relação de transmissão da caixa de marchas na j-ésima marcha [*adimensional*];

i_d = Relação de transmissão do diferencial [*adimensional*].

3.1.2 Potência

Os principais dados do motor são os de potência e torque fornecidos. Estes dados são fornecidos pelo fabricante através de um gráfico, como demonstrado na revisão bibliográfica, no entanto, os valores apresentados são extraídos em condições

ideais de funcionamento e em um ambiente controlado, o que faz com que os valores de torque e potência atingidos nas condições impostas pelas competições de BAJA SAE sejam diferentes dos especificados. Visto isso, com o objetivo de aumentar a precisão dos dados que serão fornecidos pela bancada, observou-se a necessidade de utilizar os valores reais de torque e potência fornecidos pelo motor em bancada, que podem ser obtidos através de um dinamômetro. Vale ressaltar que este estudo já foi realizado por (FILHO e NOGUEIRA, 2015) que obtiveram, a partir de testes de bancadas, curvas características geradas pelos resultados descritos na tabela 3-1. Dessa forma, esses resultados podem ser utilizados como base para o presente estudo, considerando a potência máxima de 8,5 CV sendo atingida a cerca de 3800 RPM.

Tabela 3-1: Dados de RPM vs Potência do motor

Ponto	Rotação (RPM)		Potência (CV)	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
2000 RPM	1922	60,67	4,84	0,12
2500 RPM	2470	54,01	6,10	0,10
3000 RPM	2927	38,41	7,06	0,07
3500 RPM	3558	45,02	8,36	0,79
4000 RPM	3839	34,57	8,50	0,88

Fonte: (FILHO e NOGUEIRA, 2015)

Além disso, a fim de analisar a eficiência do sistema de transmissão e coletar dados de torque e potência após o sistema de redução, optou-se por utilizar um dinamômetro no eixo final deste sistema. Esses dados são de suma importância para avaliar o sistema de transmissão como um todo, e as influências de cada modificação na configuração da CVT nos dados de torque e potência de saída, na capacidade do veículo de transpor obstáculos e entender a dinâmica longitudinal do protótipo.

Para o presente trabalho, dentro da gama de dinamômetros disponíveis para medição do torque de um motor, o escolhido para o projeto foi o Freio de *Prony*, que já teve seu funcionamento explicado na seção 2.6.2. Seu baixo custo, simplicidade e a capacidade de avaliar motores de baixa cilindrada, tal como os utilizados em protótipos BAJA SAE, dispensa a utilização de dinamômetro mais complexos, caros e robustos.

Para se medir a potência entregue pelo sistema de transmissão, bem como as perdas de potência que ocorrem por conta das resistências provenientes dos componentes mecânicos, antes devemos medir o torque gerado por ele. Para isso, um Freio de *Prony* (dinamômetro de fricção) é acoplado ao eixo de saída do sistema, gerando um momento torçor contrário ao do eixo, ou seja, uma resistência ao movimento, de mesma magnitude, o que permite a leitura do valor da carga aplicada a partir de um equipamento de medição como uma célula de carga, por exemplo.

Logo após a leitura do torque pelo Freio de *Prony*, sabe-se que a potência é a energia de movimento entregue por unidade de tempo. Esta é definida pelo momento que os pistões do motor de combustão interna geram, e com isso liberam energia através da fase de explosão dos combustíveis e a descida dos pistões gera o movimento do virabrequim, que movimentam o eixo, que passa pelo sistema de transmissão e então gera o movimento das rodas. Logo, a potência entregue relaciona-se justamente com o produto do torque pela rotação do motor, tal como foi explicado nas seções 2.2.4.2 e Equação 2.1, seção 2.6.2 e Equação 2.37.

Uma vez que o motor utilizado nas competições de BAJA SAE são definidos pelo regulamento administrativo e técnico da competição, a potência de cada protótipo depende somente de ajustes realizados no motor (apenas os permitidos pela competição), do sistema de transmissão e dos pneus utilizados, uma vez que estes são responsáveis pelo contato do veículo com o solo. Como o sistema de redução do protótipo MR 21 conta com uma CVT Gaged GX9 como redução variável, o desempenho deste componente afeta o torque desenvolvido no eixo final do sistema de transmissão de acordo com a relação de redução alcançada e, conseqüentemente, afeta diretamente a potência final do veículo.

3.1.3 Aceleração

De acordo com (NICOLAZZI, 2021), para acelerar um automóvel, usa-se toda a potência líquida do veículo para deslocar a sua massa.

Por este motivo, primeiramente define-se potência líquida de acordo com a equação 3.5:

$$P_L = Q_I * v_t \quad \text{Equação 3.5}$$

P_L = Potência Líquida [kW];

Q_I = Resistência de inércia [N];

v_t = Velocidade tangencial do pneu [m/s];

Com isso, consegue-se desenvolver um equacionamento que permite relacionar a aceleração com potência colocada à disposição do veículo pelo seu motor.

A resistência de inércia, abordada também na seção 2.4.3, em função das características do veículo é dada pela equação 3.6:

$$Q_I = m * a * (1 + \delta) \quad \text{Equação 3.6}$$

Q_I = Resistência de inércia [N];

m = Massa do veículo [kg];

a = Aceleração do veículo [m/s^2];

δ = Inércia de translação equivalente à de rotação [$kg \times m$];

Igualando e manipulando as equações 3.5 e 3.6, é possível chegar à aceleração final de veículo, usual para qualquer velocidade. E para o auge máximo, a máxima aceleração segue a relação ($\frac{P_L}{v}$) máxima e na marcha mais curta, portanto, conforme a equação 3.7:

$$a = \frac{P_L}{v} * \frac{(1 - e)}{[m * (1 + \delta)]} \quad \text{Equação 3.7}$$

P_L = Potência Líquida [kW];

m = Massa do veículo [kg];

v = Velocidade linear do veículo [m/s];

a = Aceleração do veículo [m/s^2];

δ = Inércia de translação equivalente à de rotação [$kg \times m$];

e = Escorregamento - com valor tabelado [adimensional];

Para a inércia de translação, equivalente à de rotação, sabe-se pela equação 3.8 e 3.9:

$$\delta = \frac{J}{m * r_d^2} \quad \text{Equação 3.8}$$

r_d = Raio dinâmico do pneu [m];

J = Inércia de rotação do veículo [$kg \times m$];

$$J = \int r^2 * dm \quad \text{Equação 3.9}$$

J = Inércia de rotação do veículo [$kg \times m$];

m = Massa do veículo [kg];

r = Geometria da peça girante [m];

A inércia equivalente, representa o acréscimo de massa do veículo devido a necessidade de acelerar as inércias rotativas. Uma boa estimativa, a título de um anteprojeto de um automóvel, é (equação 3.10):

$$\delta = 0,004 + 0,05 * i_{cj}^2 \quad \text{Equação 3.10}$$

δ = Inércia de translação equivalente à de rotação [$kg \times m$];

i_{cj} = Relação de transmissão da caixa de marchas na j-ésima marcha;

Sendo assim, é possível obter a aceleração ideal, que neste caso mede a resistência de inércia de rotação que deve ser vencida, para que o automóvel altere a sua velocidade. Quanto menos o protótipo resistir, mais “rápida”, ou seja, em menos tempo ocorrerá esta mudança de velocidade.

3.1.4 Curva de Comportamento da CVT

Como descrito nas sessões anteriores, a relação de redução da CVT é de grande importância para este estudo, uma vez que, além de ser o único componente com ajustes que afetam significativamente a dinâmica longitudinal do protótipo, ela

afeta diretamente a relação de redução do veículo, que é utilizada para o cálculo dos parâmetros definidos como mais relevantes para o protótipo.

A curva de comportamento da CVT é caracterizada pela medição simultânea das velocidades angulares das duas polias do mecanismo, dessa forma é possível analisar a relação de redução máxima e mínima alcançada numa dada configuração que, em alguns casos, por dependerem de ajustes precisos, são diferentes das informadas pelo fabricante, a rotação de acoplamento e o momento exato em que ocorre a mudança da relação de transmissão. Essa curva já foi estudada anteriormente (LANES, 2021), utilizando uma Gaged GX9, e foi encontrado o perfil demonstrado na figura 3-1.

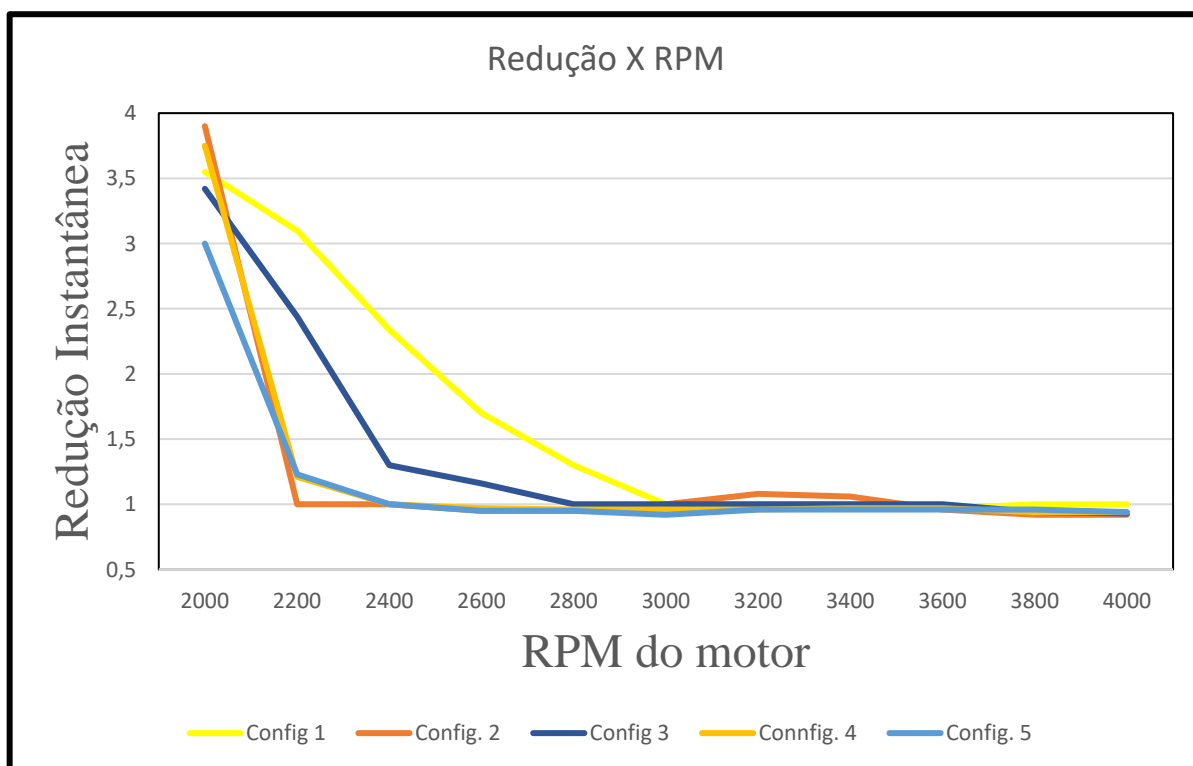


Figura 3-1: Curva de relação de transmissão da CVT de acordo com o rotação do motor
Fonte: Os autores

A partir do gráfico da figura 3-1, é possível observar que algumas configurações não alcançam a relação final de redução de 3,9:1, descrita pelo fabricante. Essa diferença de especificação se dá pelo ajuste incorreto da CVT para uma dada aplicação. Esse ajuste incompatível provém muitas vezes da dificuldade de testagem e análise do comportamento da CVT no protótipo, uma vez que existe uma grande quanti-

dade de ajustes possíveis. Logo, a curva de redução mostrada, apresenta um resultado que facilita a análise dinâmica e, dessa forma, leva-se a uma escolha da melhor configuração dentre as testadas, com base nos dados extraídos da tabela 3-2.

Tabela 3-2: Relação de transmissão X RPM

RPM	CVT	ífixa	Red. Final
2000	3,9	8,49	33,11
2200	3,9	8,49	33,11
2400	3,4	8,49	28,92
2600	2,8	8,49	24,07
2800	2,1	8,49	18,31
3000	1,7	8,49	14,62
3200	1,5	8,49	12,41
3400	1,2	8,49	10,48
3600	1,1	8,49	9,10
3800	0,9	8,49	7,64
4000	0,9	8,49	7,64

Fonte: Os autores

3.2 PROJETO

Para iniciar o projeto da bancada de testes, foi observado o sistema utilizado pela equipe para a aquisição de dados do sistema de transmissão, figuras 3-2 e 3-3. Foi observado que esse sistema coleta apenas informações de RPM das duas polias da CVT, sem o acoplamento da caixa de redução, com um sistema de freio para simular as resistências dos componentes. No entanto, foi possível notar que o sistema apresentava dados imprecisos e, muitas vezes, incoerentes, o que foi atrelado ao mal posicionamento dos sensores, dificuldade de medir e ajustar a força aplicada na frenagem, poucos ajustes de posicionamento dos componentes, falta de ajuste de entre eixos e falta de validação de dados.



Figura 3-2: Bancada de testes utilizada pela equipe atualmente
Fonte: Os autores (2022)



Figura 3-3: Sistema de freio da bancada atual
Fonte: Os autores (2022)

Para o projeto de uma bancada de testes que apresente os resultados desejados, é necessário desenvolver uma estrutura com design de engenharia que comporte todos os componentes do trem de força e sensores que são necessários para analisar com precisão o sistema de transmissão de um protótipo do tipo BAJA SAE no que diz respeito à velocidade final, aceleração e potência. Ademais, deve-se reali-

zar uma análise de esforços que serão impostos à estrutura, buscando conferir confiabilidade e basear as escolhas de componentes estruturais utilizados para a construção da bancada.

3.2.1 Sensoreamento

Sensores são equipamentos que são sensíveis a diversos fenômenos energéticos, apresentando, portanto, uma leitura de tais fenômenos. Sendo estes: luminosa, cinética, térmica relacionadas a grandezas que necessitam de medição como temperatura, velocidade, pressão, posição, corrente etc. (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2011). O transdutor engloba o sensor e todos os circuitos de interface, sendo o sensor responsável pela detecção da variável física de interesse e o transdutor pela conversão do sinal de uma forma física para outra correspondente.

A classificação de sensores pode ser classificada pelo tipo de sinal de saída:

- a) Sensores Analógicos: Podem assumir qualquer valor no seu sinal dentro de sua faixa de operação, ou seja, possuem saída contínua em sua leitura.

Temperatura, pressão, força e luminosidade são exemplos de grandezas físicas que podem ser medidas por esse tipo de sensoriamento. (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2011)

- b) Sensores Digitais: Podem assumir apenas dois valores, que podem ser lidos como zero e um.

Como não existem grandezas que assumam posição binária (zero ou um), estes são convertidos em circuito eletrônico no transdutor. A frequência dos pulsos de sinais digitais pode informar quantitativamente a grandeza medida (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2011).

3.2.1.1 Sensor de *Hall*

O sensor de Hall tem seu princípio de funcionamento de acordo com o efeito de Hall, sendo uma propriedade que surge em um condutor quando um campo magnético perpendicular ao fluxo de corrente é aplicado sobre ele, ou seja, é usada para medir a densidade do efeito do fluxo de um campo magnético.

Este sensor é geralmente aplicado para verificar:

- A. Rotação do motor;
- B. Rotação da roda.

Em um protótipo *baja* este sensor pode ser acoplado diretamente na polia motriz da CVT, com o objetivo de medir o a rotação do motor ou, caso a medição ocorra com o veículo em movimento, o acoplamento pode ser no semieixo ou até na roda do veículo, para medir a velocidade do veículo em um dado momento.

O sensor de efeito *Hall* foi escolhido como sistema de captação de dados de RPM, pois tem a capacidade de ler a velocidade diretamente em RPM, sem a necessidade de ter contato direto com o componente metálico girante, ou seja, a velocidade é captada por meio dos objetos metálicos que entram em seu campo magnético. A equipe Mud Runner já possui um sensor deste tipo, de modelo njk5002a, conforme ilustrado na figura 3-4. Logo, a aplicação desses sensores no projeto facilita a utilização da bancada, já que a equipe dispõe de equipamento e conhecimento para operar esses sensores, o que torna o projeto menos custoso.



Figura 3-4: Sensor de *Hall* modelo NJK-5002A
 Fonte: (STORE)

Além disso, os sensores de efeito Hall quando comparados com os demais sensores apresentam vantagens por serem lineares, muito sensíveis e de simples medida, bastando apenas posicionar o sensor na região onde se queira captar o campo magnético. Estes sensores por usarem materiais que sofrem o efeito *Hall* com mais intensidade (materiais semicondutores- melhor custo-benefício), podem apresentar dimensões reduzidas (refletindo em seu preço). Desta forma, caso seja necessária a troca dos sensores, o custo de manutenção da bancada também se mantém condizente com a realidade financeira da equipe.

Na figura 3-5 tem-se um exemplo da montagem de um sensor de hall:

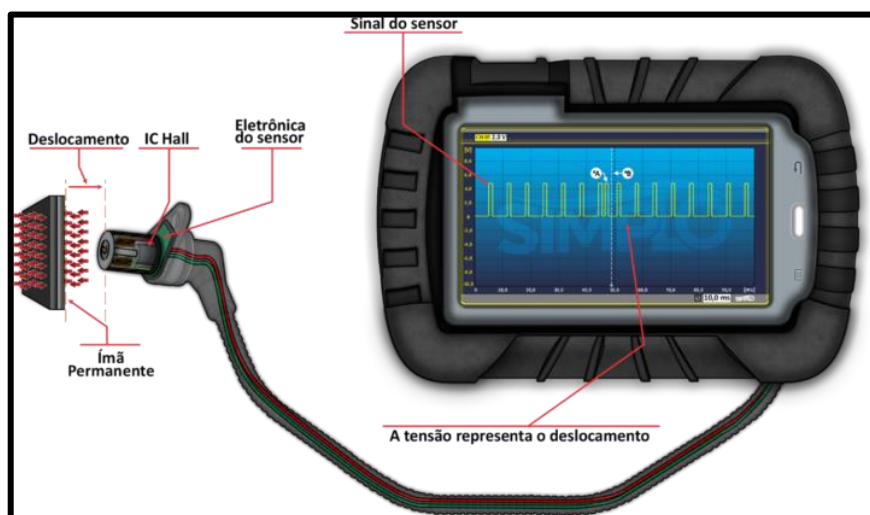


Figura 3-5: montagem esquemática de um sensor de hall
 Fonte: (SIMPLO, 2020)

Ao captar o campo magnético, a leitura obtida no sensor é em formato de onda quadrada, com a tensão representada pelo seu deslocamento. Abaixo, na figura 3-6, é possível visualizar uma representação esquemática de sua montagem em um automóvel comum:

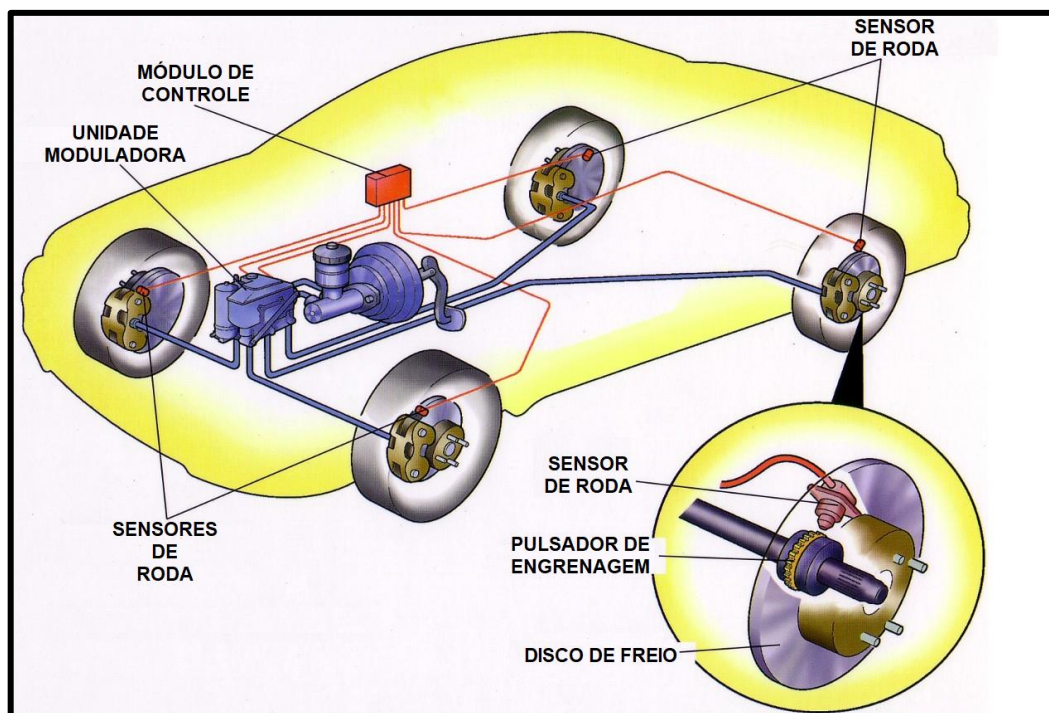


Figura 3-6: Posicionamento do sensor no automóvel
 Fonte: (DANTAS, 2011)

Num veículo baja, o posicionamento é similar ao de um automóvel comum, no entanto deve-se ter atenção especial na escolha do modelo do sensor, já que nesse tipo de veículo o componente será exposto a condições mais críticas de funcionamento e, por isso, deve ser posicionado de forma que não sofra grandes impactos. Para a bancada de testes, serão utilizados dois sensores para medição simultânea das velocidades angulares das polias motriz e movida e seus posicionamentos devem levar em consideração apenas o distanciamento correto dos ímãs, recomendado pelo fabricante, para manter a precisão de medição, uma vez que não existem riscos de impacto nem exposição a condições críticas, como ocorre no protótipo. Vale ressaltar que, mesmo que a bancada aceite um modelo de sensor menos robusto, como a equipe já possui o modelo citado, para fins de redução de custos, optou-se por utilizar o modelo do sensor atual.

Para posicionar os sensores, foram pensados suportes externos à estrutura da bancada, obedecendo o limite de distância definido pelo fornecedor de 10 mm, com o objetivo de reduzir dificuldades de posicionamento e medição proporcionados pela bancada atual. Logo, para a fabricação dos suportes dos sensores foi escolhido o processo de impressão 3D de um tubo, uma ponteira e uma base, utilizando filamento de PLA, pois esses componentes não serão sujeitos a grandes esforços, necessitando de uma estrutura adaptável, leve e simples.

Para a fixação em outras mesas, bancadas e bordas, utiliza-se uma braçadeira em “C” comercial, figura 3-7 para acoplar o tubo do suporte e travar uma posição. Para apoio em superfícies, utiliza-se a base, o tubo e a ponteira impressos, acoplado por encaixe e fixado por pressão pelo mesmo parafuso da braçadeira. Em caso de dificuldades em adquirir peças impressas em 3D, pode-se utilizar canos de PVC como substitutos. A figura 3-8 representa a montagem do suporte para superfícies planas, apresentado com mais detalhes no Anexo 6.12.



Figura 3-7: Braçadeira comercial em “C”
Fonte: (ALIEXPRESS, 2022)

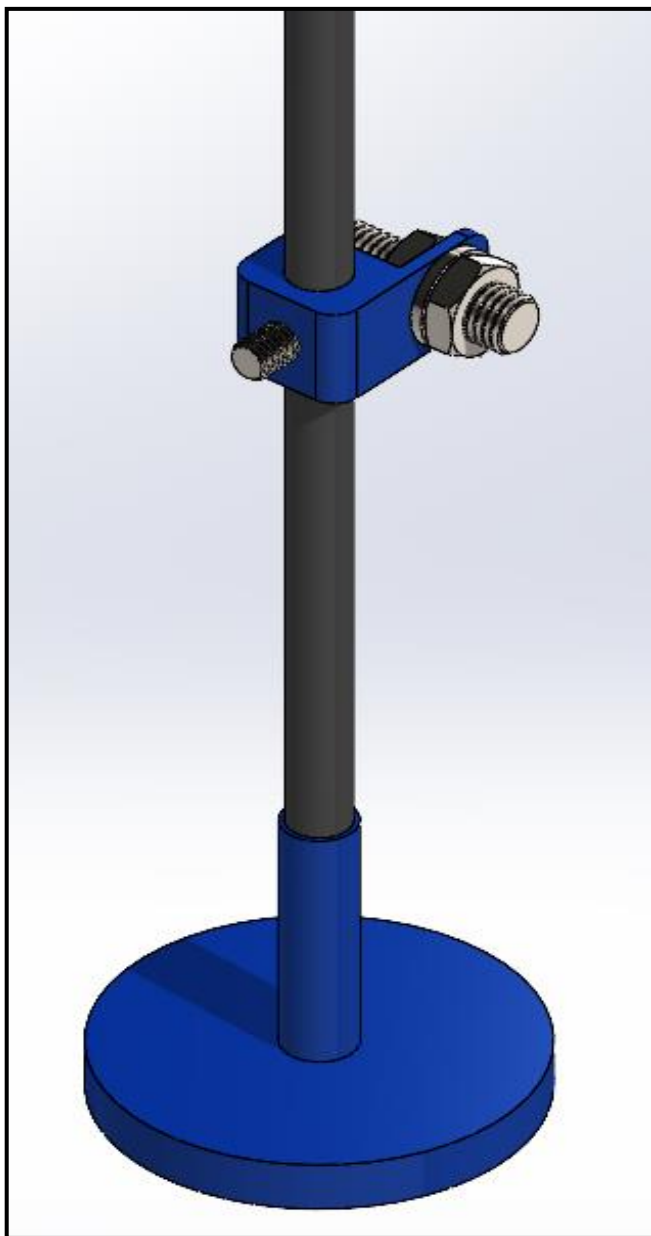


Figura 3-8: Suporte para sensores de efeito Hall
Fonte: Os autores (2022)

3.2.2 Tacômetro

O tacômetro é um dispositivo que pode ser usado tanto para medir rotações por minuto em um motor, tal como medir as vibrações ou oscilações de peças. Atualmente há dois tipos de tacômetros, analógico e digital, a diferença entre eles se dá na precisão deles com relação aos dados colhidos.

Abaixo, figura 3-9, tem-se o exemplo de tacômetros (analógico e digital):

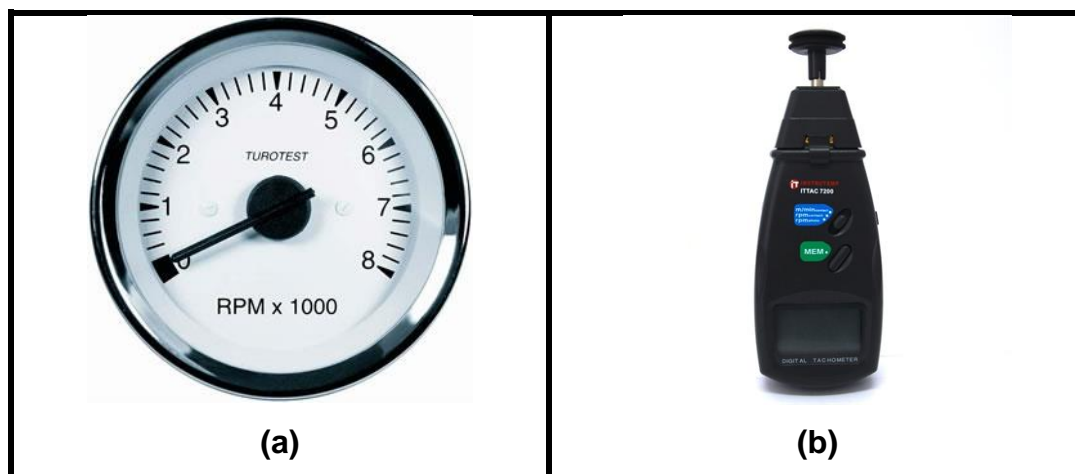


Figura 3-9: (a) Tacômetro analógico, (b) Tacômetro digital
Fonte: (PORTAL LUBES, 2017)

Para o presente trabalho, o tacômetro será essencial para a validação da medida de RPM junto ao sensor de *Hall*. Pois o resultado colhido por ambos será comparado, a fim de aumentar o grau de confiabilidade dos dados aquisitados. Para essa validação, foi escolhido o tacômetro de modelo KITEST-KA-052, como consta na figura 3-10, sabendo que este pode aferir o RPM por indução do cabo de vela do motor, além de possuir uma boa relação de custo-benefício.

O tacômetro digital apresenta maior grau de confiabilidade em sua leitura em relação ao analógico, justamente por eliminar a possibilidade de induzir o aferidor ao erro de ler incorretamente RPM fora da faixa de graduação do tacômetro analógico.

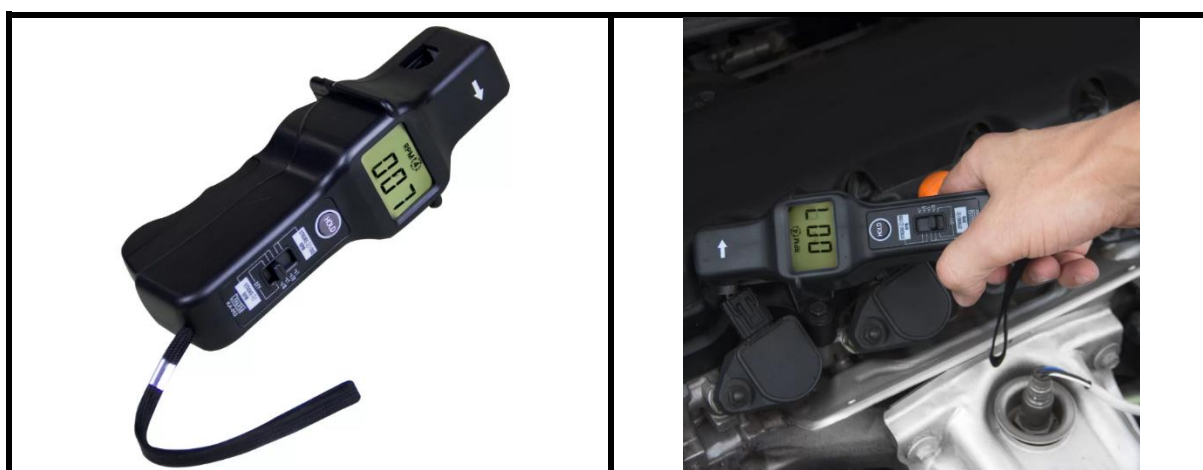


Figura 3-10: À esquerda o modelo de tacômetro usado, à direita a sua aplicação no automóvel
Fonte: (LOJA DO MECÂNICO, 2022)

3.2.3 Célula de carga

Células de carga são dispositivos que medem forças de tração e compressão. As células de cargas consistem em estruturas com *Strain Gages* fixados. Esses *Strain*

Gages medem micro deformações na estrutura quando submetidos a carregamentos e, a partir disso, consegue-se calcular a força atuante.

Para selecionar adequadamente uma célula de carga para este projeto, foi considerada a força de frenagem como a força máxima que pode ser imposta ao componente. Além disso, foi considerado um fator de segurança de 2, dessa forma a célula de carga terá uma boa adaptabilidade ao projeto e estará segura contra danos causados pelo serviço.

Com as considerações acima, buscou-se uma opção comercial de célula de carga em sites de fabricantes e a opção que melhor se adequa aos parâmetros citados é a célula de carga S9M/20 kN da marca HBM, representado na figura 3-11, capaz de medir com precisão forças de até 20 kN.



Figura 3-11: Célula de carga S9M da marca HBM
Fonte: (HBM, 2022)

Vale ressaltar que, apesar do elevado custo de aquisição para a equipe, uma célula de carga dedicada a testes controlados representa um investimento, uma vez que entrega uma longa vida útil e agrega confiabilidade aos testes realizados, além de ser um componente adaptável podendo, dessa forma, ser utilizado em diversos estudos diferentes.

3.3 APLICAÇÃO DO FREIO DE PRONY

Para medição do torque final do sistema de transmissão acoplado à bancada é utilizada uma adaptação do Freio de *Prony*, que teve seu princípio de funcionamento

explicado em capítulos anteriores. Tal adaptação consiste na utilização de um sistema de freio composto por um disco, uma pinça, linhas hidráulicas e o conjunto de acionamento e uma célula de carga acoplada.

A célula de carga, acoplada à pinça de freio, é submetida a uma força de tração sempre que o freio é acionado. Dessa forma, é medida uma força com direção conhecida e, a partir dela, utilizando cálculos simples, como discutido em capítulos anteriores, é possível calcular o torque do eixo no qual o sistema está acoplado.

Com o dado de torque de saída do sistema em mãos pode-se calcular a potência gerada. Por fim, torna-se possível traçar as curvas de torque e potência do sistema de transmissão utilizado, que servem para a realização de análises de eficiência da transmissão como um todo e, principalmente, a influência da CVT nesse sistema de acordo com os parâmetros escolhidos para cada testagem.

3.4 VALIDAÇÃO DA GEOMETRIA / ESTRUTURA

3.4.1 Seleção de materiais

Levando em consideração o custo, usinabilidade e facilidade de soldagem, foi escolhido para a estrutura da bancada o aço SAE 1020 que possui as propriedades mecânicas descritas na tabela 3-3.

Tabela 3-3: Propriedades mecânicas do aço SAE 1020

Propriedades mecânicas do aço SAE 1020	
Massa específica	7870 Kg/m ³
Limite de escoamento	350 MPa
Resistência a tração	420 MPa
Módulo de elasticidade	205 GPa

FONTE: (LUZ, 2017)

A princípio, para possibilitar a realização de estudos pelo Método de Elementos Finitos (MEF), foi definida arbitrariamente a espessura de chapas de 4 mm e escolhidos perfis de 1,2 mm de espessura de parede. Em capítulos posteriores, as análises estruturais mostram a possibilidade de modificação dessas geometrias para otimização de projeto.

3.4.2 Layout inicial

Primeiramente, foram levantadas as dimensões dos componentes que serão acoplados à bancada, o motor, uma CVT Gaged GX9b e uma caixa de redução por engrenagens com relação fixa, sendo esta considerada a utilizada atualmente pela equipe para fins de fixação e posicionamento. Dessa forma, foi possível estabelecer as dimensões iniciais da estrutura, bem como uma geometria aceitável para atender os parâmetros citados.

Inicialmente, foi pensada uma estrutura em formato de mesa com os componentes dispostos de forma similar à que é vista nos protótipos da equipe. No entanto, foi observado que esta geometria dificultava a variação da distância entre eixos da CVT, o que poderia aumentar o tempo necessário para realizar ajustes e, consequentemente o tempo de testagem, o que prejudica a praticidade do teste. Após diversas tentativas de adaptar o sistema à essa geometria de bancada foi encontrada uma geometria que alinha os componentes na vertical. Porém, verificou-se que esta estrutura novamente trazia complexidade ao projeto, com ajustes difíceis e a necessidade de muitos componentes de fixação, conforme demonstrado na figura 3-12.

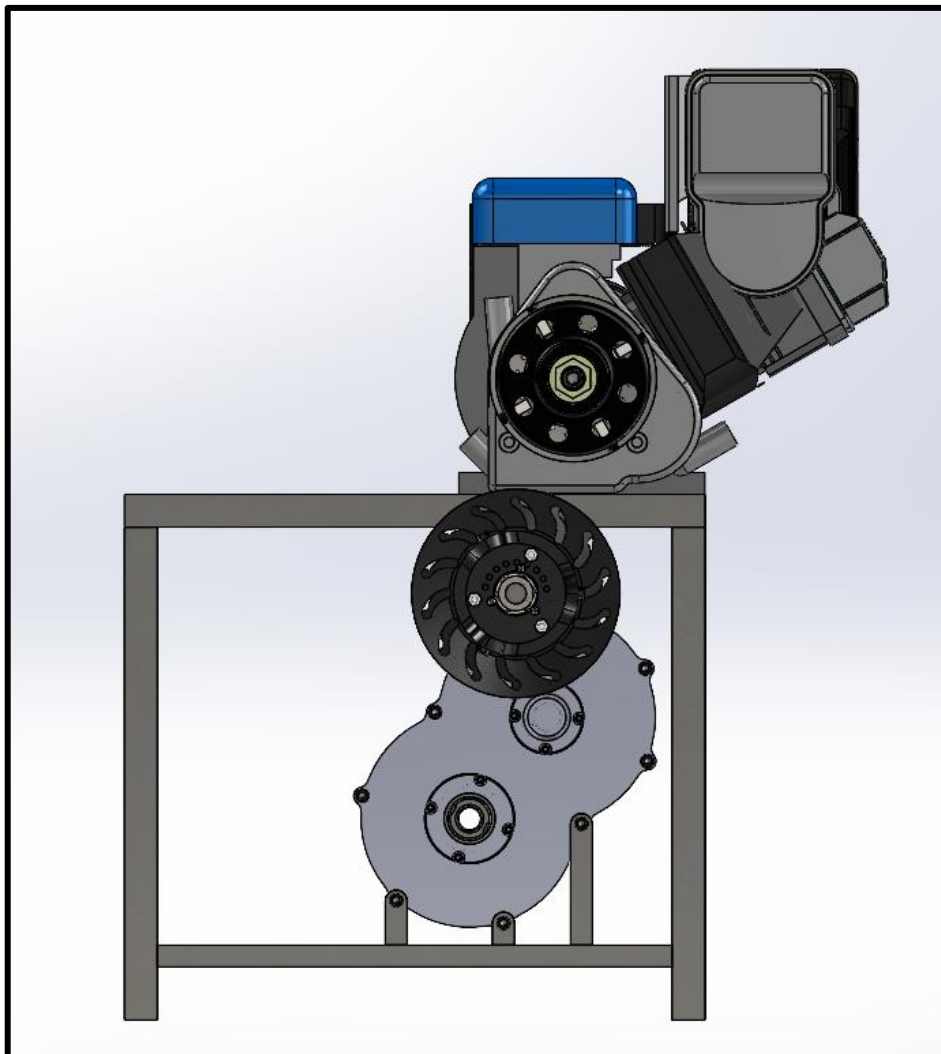


Figura 3-12: Solução preliminar da bancada de testes

Fonte: Os autores (2022)

Por fim, foi elaborada uma estrutura mais simples, com menos componentes de fixação, mas que mantivesse a possibilidade de ajustes no posicionamento dos componentes da transmissão, o que permite a variação de peças como outros modelos de CVT e caixa de redução, e de parâmetros como a distância entre eixos da CVT, que afeta diretamente no tensionamento da correia e, por conseguinte, na dinâmica do mecanismo. Esta estrutura é demonstrada na figura 3-13. Vale ressaltar que nesta versão as orelhas de fixação da caixa foram pensadas para serem adaptáveis a outras caixas a partir da furação em posições diferentes para fixação, existem diversos furos de fixação para o motor para ajuste da distância entre eixos a partir do deslocamento do componente e a estrutura se mostra bem mais leve e mais barata, por conta da redução da quantidade de material necessário para fabricação.

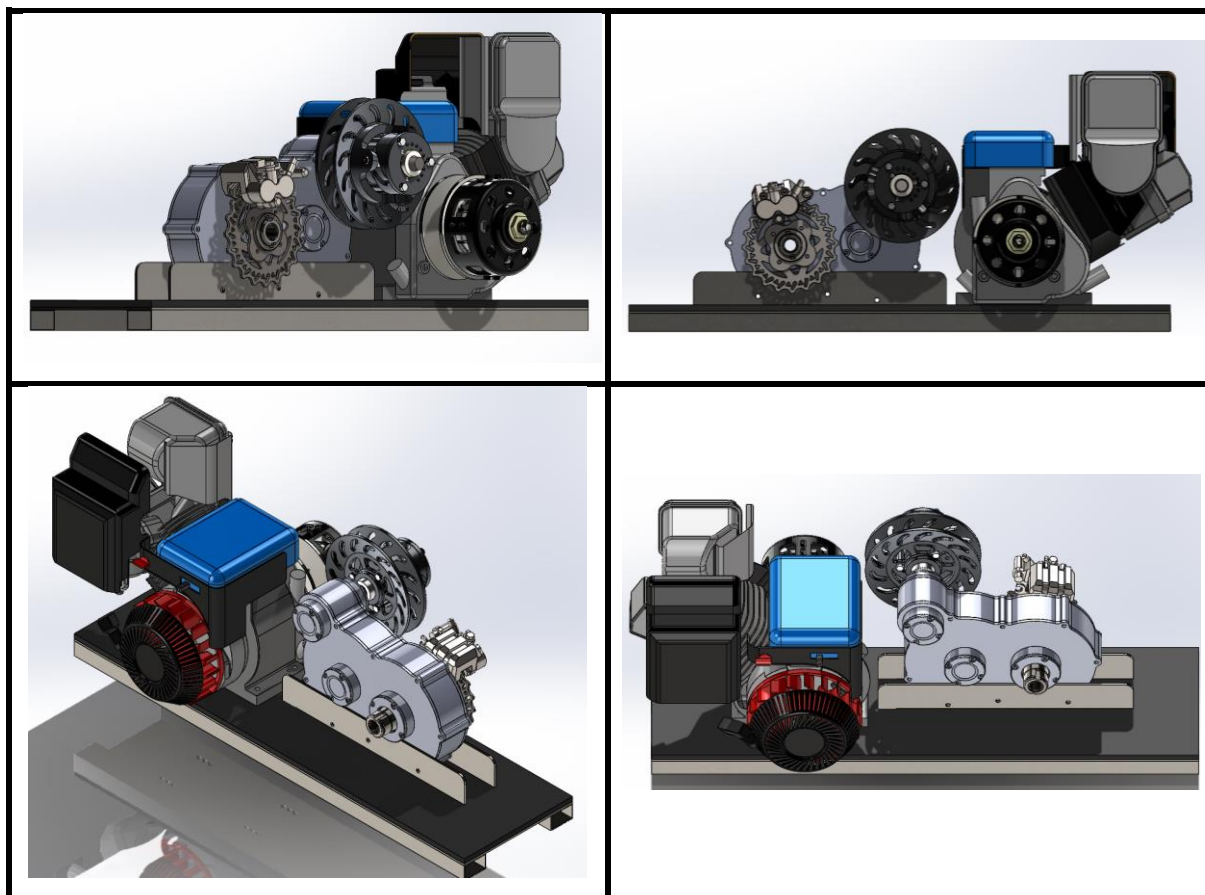


Figura 3-13: Vistas referente à bancada de testes
 Fonte: Os autores (2022)

3.4.3 Análise Estrutural

Para garantir a confiabilidade e validar a geometria da bancada, deve-se analisar as forças que atuam na estrutura. Para isso, foram elaborados diagramas de corpo livre para cada componente e, então as forças encontradas foram transportadas para a estrutura da bancada, definindo dessa forma, as condições de contorno para a realização da análise numérica que será realizada utilizando o Software SolidWorks.

3.4.3.1 Dimensionamento da correia

Inicialmente, foram encontradas as forças atuantes na correia da CVT utilizando os dados de torque e potência do motor, fornecidos pelo fabricante, e as características da correia indicada para a CVT, uma correia endurecido 100. A partir disso, foi possível realizar os cálculos descritos a seguir:

Dados de entrada para encontrar as forças no ramo tenso e no ramo frouxo:

$$n = 3600 \text{ RPM}$$

$$P_{\text{máx.}} = \text{Potência máxima} = 9 \text{ HP} = 6,711 \text{ kW}$$

$$T = \text{Torque do Motor} = 18,645 \text{ N} \times \text{m}$$

$$D = \text{Diâmetro da Polia Motriz} = 38,1 \text{ mm}$$

$$d = \text{Diâmetro da Polia Movidada} = 203,2 \text{ mm}$$

$$C = \text{Distancia de centro a centro das polias} = 254 \text{ mm}$$

Para encontrar a velocidade periférica da correia, encontra-se de acordo com a equação 3.11:

$$v = \pi * d * n \quad \text{Equação 3.11}$$

v = Velocidade periférica da correia [m/s];

d = diâmetro da polia ao eixo do motor [m];

n = Rotação máxima da polia ligada ao eixo do motor [RPM].

Substituindo os dados:

$$v = \frac{\pi \times 0,0381\text{m} * 3600 * (\text{rot}/\text{min})}{60\text{s}} \times \text{min} \rightarrow v = 7,182 \text{ m/s}$$

Para encontrar o ângulo de abraçamento, levando em conta a configuração de transmissão de correia aberta a fórmula pode ser escrita da seguinte forma (equação 3.12):

$$\theta_d = \pi - 2 * \arcsen\left(\frac{D - d}{2 * C}\right) \rightarrow \theta_d \quad \text{Equação 3.12}$$

θ_d = Ângulo de abraçamento da polia menor [rad];

D = Diâmetro da polia maior [m];

d = Diâmetro da polia menor [m];

C = Distância da correia entre os centros das polias [m].

Substituindo os dados:

$$\pi - 2 * \arcsen\left(\frac{203,2 \text{ mm} - 38,1 \text{ mm}}{2 * 254 \text{ mm}}\right) \rightarrow \theta_d = 2,4796 \text{ rad}$$

Logo:

$$\phi = \theta_d = 2,4796 \text{ rad}$$

De acordo com Gates Rubber Company (2011), o coeficiente de atrito efetivo é 0,5123 para correias de ranhuras (diferente das correias lisas e redondas), logo, conforme a equação 3.13:

$$e^{(0,5123 * \phi)} \quad \text{Equação 3.13}$$

$f = 0,5123 \rightarrow$ Coeficiente de atrito efetivo da correia [*adimensional*];

$e^{(0,5123 * \phi)}$ = Escorregamento da correia com a polia [*adimensional*].

Utilizando o ângulo de abraçamento encontrado:

$$e^{(0,5123 * 2,4796 \text{ rad})} = 3,562$$

Como o número de correias é apenas uma correia, $N_b = 1$.

O balanço entre potência de projeto e potência admissível é levado em consideração pelo número de correias utilizadas, sabendo-se que o número de correias utilizadas no sistema polias x correia é apenas de uma correia, tem-se que, de acordo com a equação 3.14:

$$N_b \geq \frac{H_a}{H_d} \rightarrow 1 \geq \frac{H_a}{H_d} \rightarrow H_a = H_d \quad \text{Equação 3.14}$$

N_b = Número de correias [*adimensional*];

H_a = Potência admissível [*kW*];

H_d = Potência de projeto [*kW*].

Em seguida, para descobrir o conjunto de forças que agem no ramo tenso e no ramo frouxo, primeiramente deve-se encontrar a força centrípeta que age entre a correia e a polia, sendo ela descrita da seguinte forma (equação 3.15):

$$F_c = K_c * \left(\frac{v}{2,4}\right)^2 \quad \text{Equação 3.15}$$

F_c = Força centrípeta entre a correia e a polia [N];

K_c = Fator de correção de carga [adimensional];

v = Velocidade periférica da correia [m/s].

Para definir K_c será necessário lançar mão da tabela 3-4:

Tabela 3-4: Fator de correção com base na seção da correia

SEÇÃO DA CORREIA	K_b	K_c
A	25	0,561
B	65,0	0,965
C	180	1,716
D	642	3,498
E	1226	5,041
3V	26	0,425
5V	124	1,217
8V	546	3,288

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Para saber a seção da correia, basta comparar a seção da correia utilizada no presente trabalho (enduro 100), ver figura anexo com as dimensões, com as seções padrões da tabela 2-1. Portanto, a seção da correia é **b**, e com isso, $K_c = 0,965$.

Aplicando na equação 3.15:

$$F_c = 0,965 * \left(\frac{7,182 \text{ m/s}}{2,4}\right)^2 \rightarrow F_c = 8,642 \text{ N}$$

Diferença entre as forças do ramo tenso e ramo frouxo na correia será (equação 3.16):

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad \text{Equação 3.16}$$

ΔF = Diferença entre as forças do ramo tenso e ramo frouxo na correia [N];

F_1 = Força no ramo tenso da correia [N];

F_2 = Força no ramo frouxo da correia [N].

Em que (equação 3.17):

$$\Delta F = \frac{H_d / N_b}{\pi * n * d} \quad \text{Equação 3.17}$$

Aplicando os dados:

$$\Delta F = \frac{6711W/1}{\pi * \frac{3600 * (rot/min) * 0,0381m}{60s} * min} \rightarrow \Delta F = 934,461 N$$

Com isso, a força no ramo tenso será (equação 3.18):

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * e^{(0,5123 * \emptyset)}}{e^{(0,5123 * \emptyset)} - 1} \quad \text{Equação 3.18}$$

$$F_1 = 8,642 N + \frac{934,461 N * 3,562}{3,562 - 1} \rightarrow F_1 = 1307,842 N$$

A força no ramo frouxo será conforme a equação 3.16, portanto:

$$\Delta F = F_1 - F_2 \rightarrow F_2 = F_1 - \Delta F \rightarrow F_2 = 1307,842 N - 934,461 \rightarrow F_2 = 373,981 N$$

A representação das forças no ramo tenso e ramo frouxa da coreia podem ser vistos na figura 3-14.

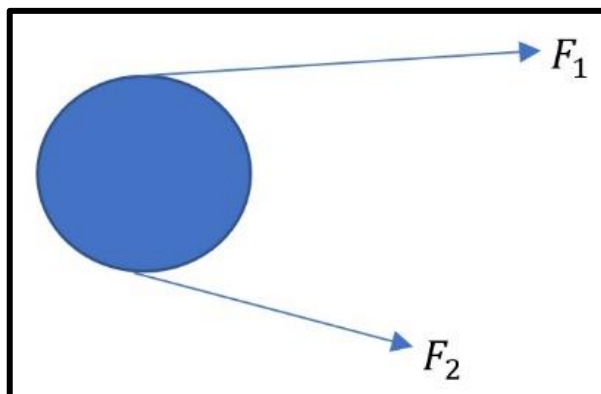


Figura 3-14: Representação das forças na correia
Fonte: Os autores (2022)

3.4.3.2 Bancada

As forças encontradas nos ramos das correias podem ser somadas e aplicadas nos eixos da caixa de redução e do motor, com mesma direção e sentidos opostos, conforme representado na figura 3-15.

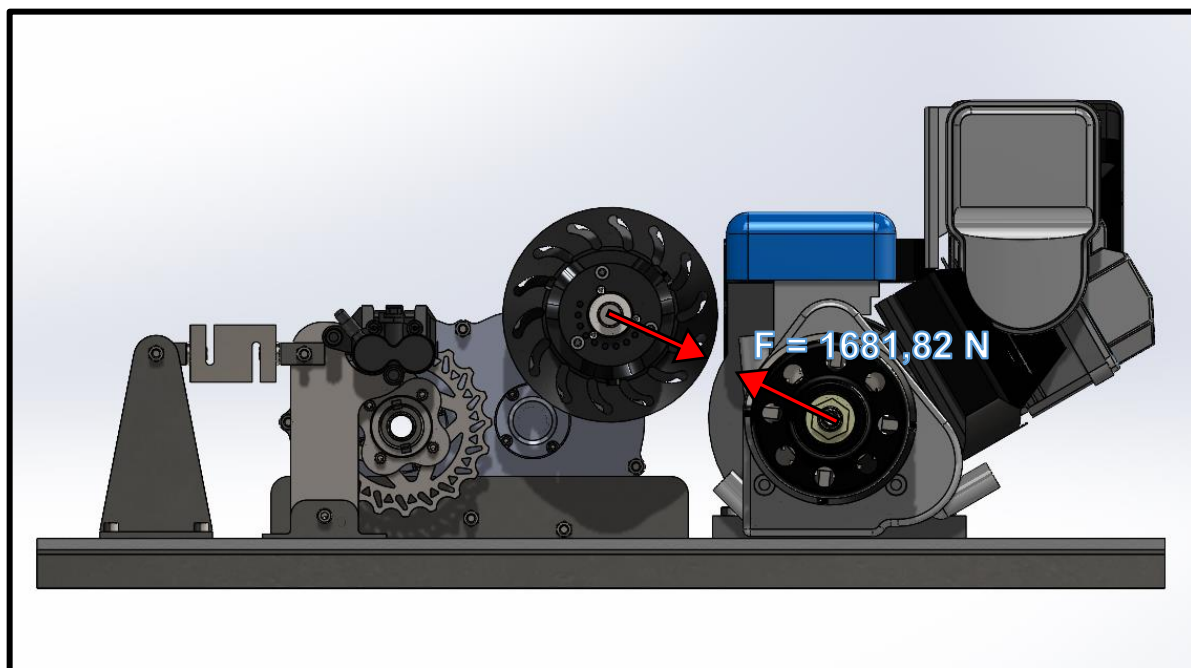


Figura 3-15: Forças encontradas nos ramos tenso e frouxo
Fonte: Os autores (2022)

Para simplificação dos cálculos, o motor e a caixa de redução foram considerados como blocos rígidos. Seguindo o sistema de coordenadas definido pela montagem, demonstrado na figura 3-16.

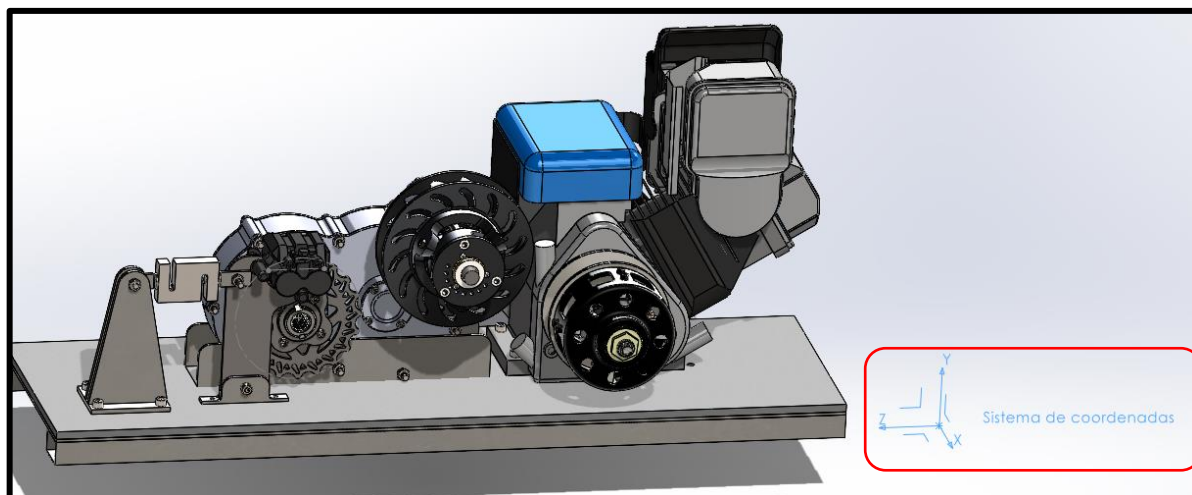


Figura 3-16: Representação do sistema motor x bloco
 Fonte: Os autores (2022)

Nota-se que essas forças aplicadas aos eixos, no plano YZ geram um momento fletor nos eixos, calculado pela equação 3.19, que é transmitido para o motor e a caixa de redução, o que gera um torque na bancada na direção de um plano inclinado. No entanto, os cenários mais críticos, possíveis por conta da adaptabilidade da bancada, são apresentados quando esse torque está totalmente na direção de um dos planos, uma vez que para planos inclinados os esforços sofridos nos pontos de fixação serão divididos. Logo, para uma análise mais confiável e assertiva, deve-se considerar estes dois cenários, aplicando o torque total encontrado nos pontos de fixação na direção do plano XZ (cenário 1) e do plano XY (cenário 2), conforme a equação 3.19.

$$T = F * r * \text{sen}(\theta) \quad \text{Equação 3.19}$$

Sendo:

T = Torque [$N * m$];

F = Força no eixo [N];

r = Distância do ponto de aplicação da força até o centro de rotação do corpo [m];

θ = Ângulo de aplicação da força [*grau ou rad*].

Sabendo-se que a força F será o somatório das forças encontradas nos ramos da correia e a distância $r = 0,14 \text{ m}$ para o motor e de $r = 0,13 \text{ m}$ para a caixa:

$$F_1 + F_2 = 1681,82 \text{ N}$$

$$T_{Motor} = 1681,82 * 0,14 = 235,46 \text{ N} * m$$

$$T_{Caixa} = 1681,82 * 0,13 = 218,64 \text{ N} * m$$

Logo, o torque máximo que pode ser aplicado em uma única direção é de $235,46 \text{ N} \times m$ para o motor e de $218,64 \text{ N} \times m$ para a caixa de redução.

Esse torque pode ser aplicado nos furos dos quatro parafusos utilizados para fixação do motor, de forma que cada furo sofra um quarto do torque total, já na caixa de redução, pode ser aplicado nas abas de fixação da bancada, como demonstrado na figura 3-17, representado o cenário 1. Já no cenário 2, o torque é aplicado na face de contato do motor e não aos furos dos parafusos, já que, por conta de sua direção, esse torque não causa forças de pressão nas paredes dos furos, como pode ser visto na figura 3-18.

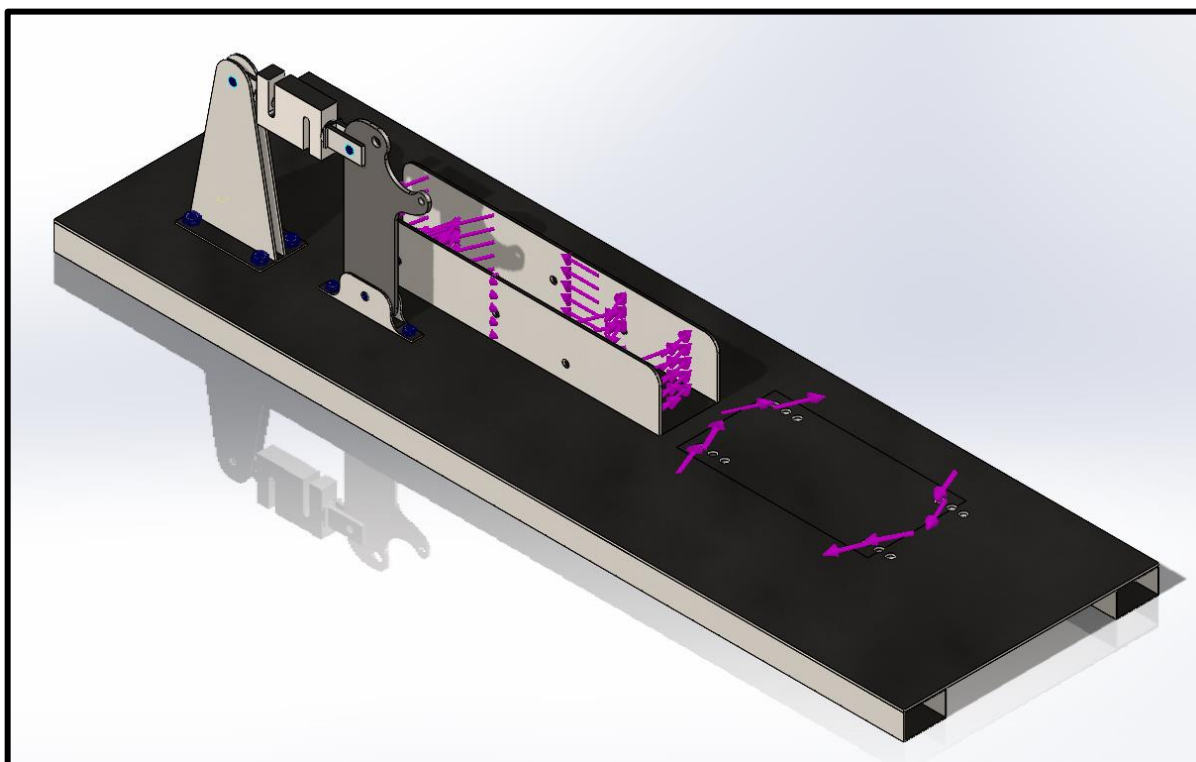


Figura 3-17: Representação dos torques atuantes na bancada (cenário1)
Fonte: Os autores (2022)

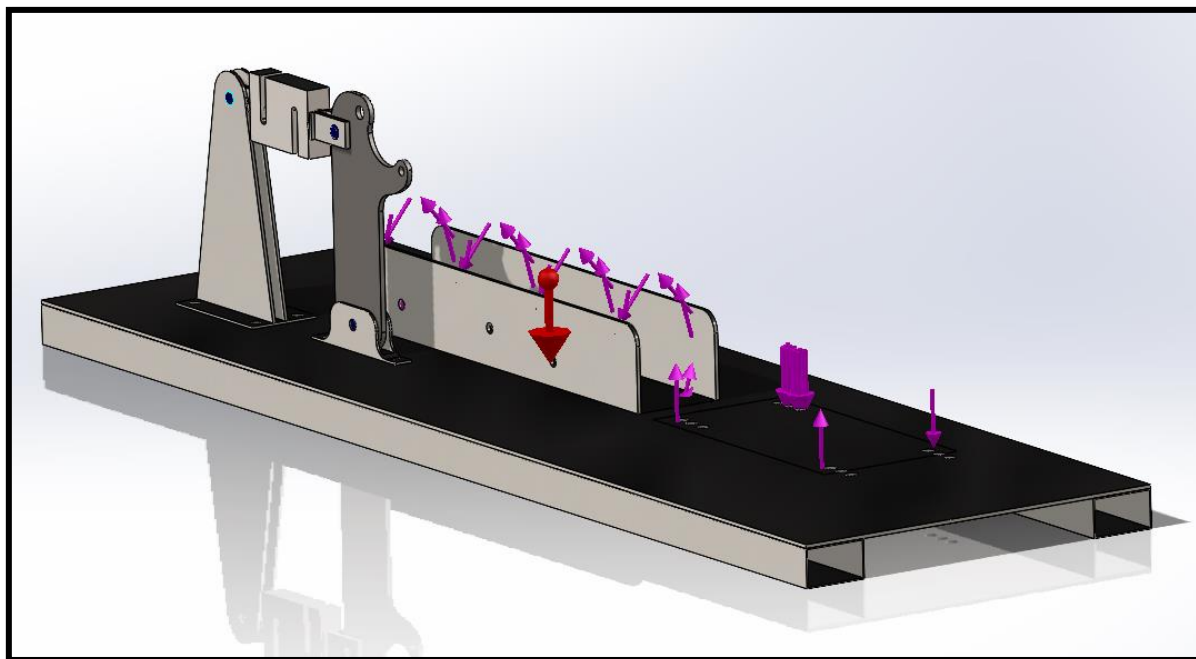


Figura 3-18: Representação dos torques atuantes na bancada (cenário2)
Fonte: Os autores (2022)

Além disso, foram considerados também, os pesos da caixa de redução e do motor, em verde, aplicados de forma distribuída nas áreas de contato com a bancada, e da estrutura da bancada, em laranja. Na figura 3-19 é possível verificar como ficaram distribuídas as forças na bancada.

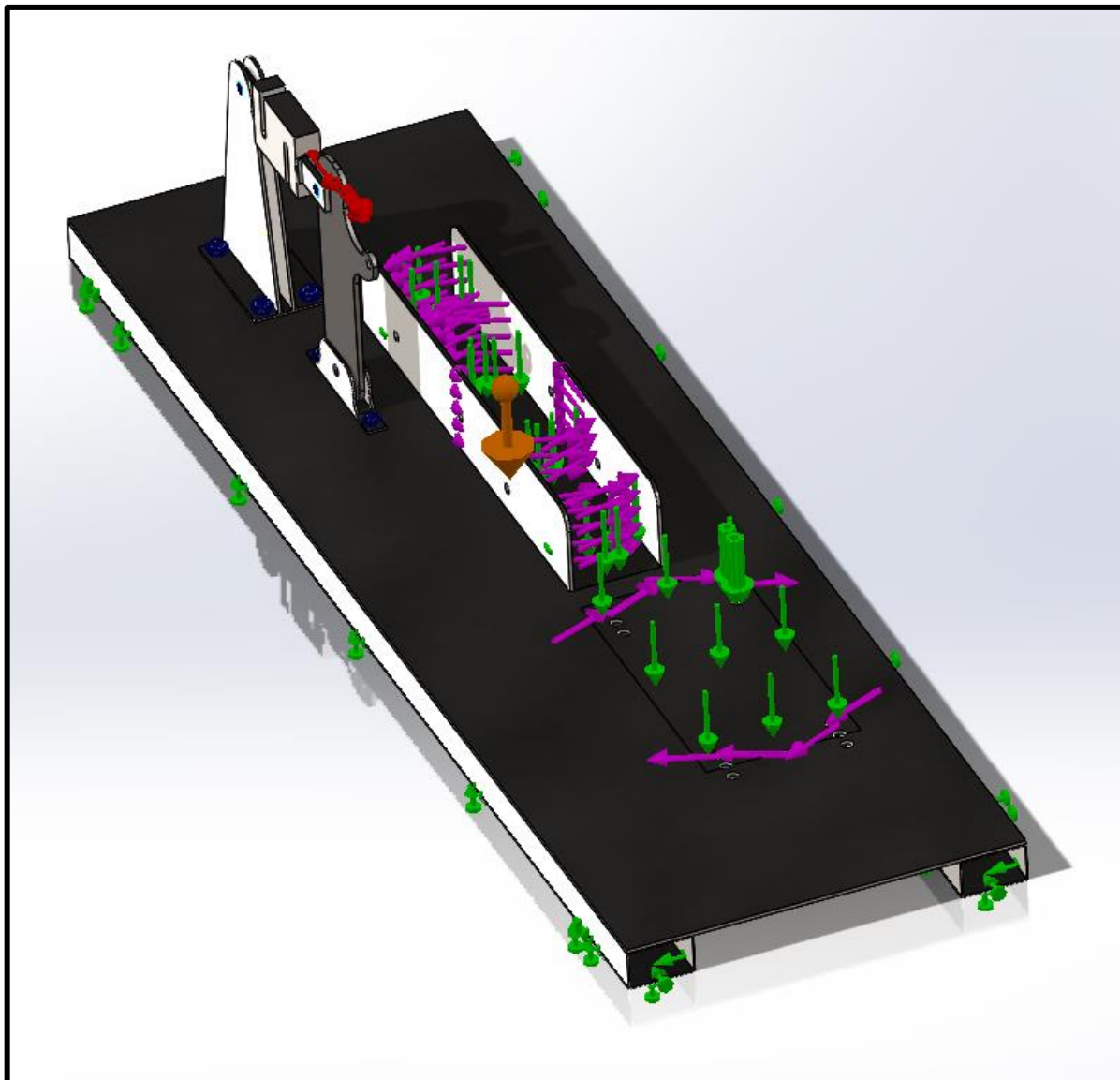


Figura 3-19: Distribuição gerais das forças na bancada de testes
Fonte: Os autores (2022)

3.4.3.3 Sistema de freio

Para analisar as forças atuantes no suporte de fixação do sistema de freio, foi considerado o torque máximo gerado pelo motor, extraído da curva do fabricante (figura 3-1), a relação de redução máxima da CVT, de 3,9:1, e a relação de redução da caixa, de 8,49:1. Com estes dados, multiplica-se o torque de entrada, fornecido pelo motor, pelas relações de redução para encontrar o torque resultante no eixo final, tal como a equação 3.20:

$$T_{final} = T_{Entrada} * R_1 * R_2$$

Equação 3.20

Sendo:

T_{final} = Torque de saída no eixo da caixa [$N * m$];

$T_{Entrada}$ = Torque de entrada (fornecido pelo motor) [$N * m$];

R_1 = Relação de redução máxima da CVT [*adimensional*];

R_2 = Relação de redução da caixa [*adimensional*].

Aplicando os valores:

$$T_{final} = 18,645 * 3,9 * 8,49 = 617,36 N * m$$

Em seguida, deve-se dividir o torque de saída pelo raio do disco de freio, o que fornece a força tangente ao disco. Sabendo-se que, historicamente o a equipe Mud Runner utiliza um único disco de freio para o eixo traseiro e este é acoplado diretamente ao eixo de saída da caixa de transmissão, pode-se afirmar que ele estará sempre dimensionado para suportar os esforços produzidos em bancada e, por isso, pode ser utilizado no projeto proposto por este trabalho. Logo, utiliza-se o raio efetivo do disco de $r = 0,065$ m, para o disco do protótipo atual (MR21), com isso a força tangente ao disco será aproximadamente $F = 9500$ N, na direção horizontal. Por esta ser a força máxima imposta à estrutura, ela é aplicada no furo de fixação da pinça no suporte que transmite a força para o resto do sistema de suporte e medição por meio dos elementos de fixação. Sistema representado na figura 3-20.

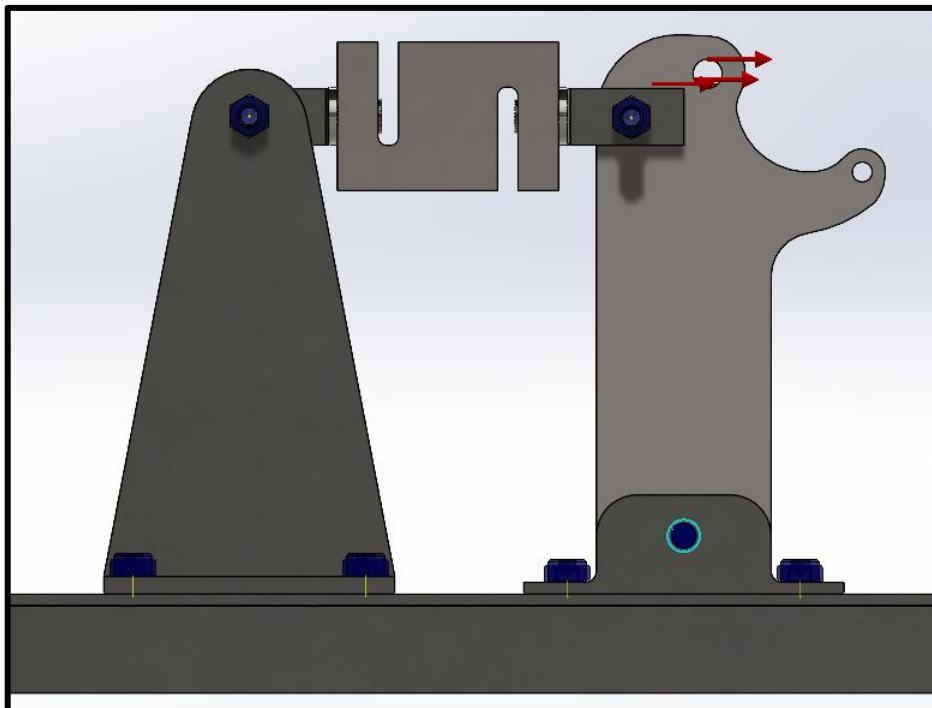


Figura 3-20: Sistema de suporte e medição por meio dos elementos de fixação
Fonte: Os autores (2022)

Para o sistema de acionamento do freio, necessita-se de uma linha hidráulica, podendo ser rígida ou flexível, um cilindro mestre duplo e um mecanismo acionador para aplicar pressão no êmbolo do cilindro mestre, podendo este ser um pedal ou até um parafuso. Com um sistema de acionamento definido é possível calcular com certa precisão a força de frenagem aplicada e, a partir disso, criar um gabarito de acionamento para diferentes valores de força desejados. Dessa forma, caso não seja possível adquirir uma célula de carga no momento de fabricação da bancada, pode ser utilizado, momentaneamente, um sistema de acionamento com gabarito de posição, a custo de redução de precisão dos testes.

3.4.3.4 Coeficiente de segurança

Para garantir a segurança da estrutura é necessário definir a tensão admissível nos componentes de forma que não ocorra falha. Para isso, deve-se definir um Fator de Segurança (FS) ideal de acordo com as informações disponíveis. Dessa forma, pode-se utilizar a tabela 3-5 para definir um Fator de segurança para o projeto da bancada, definido pelo maior FS dentre os três indicados pela tabela.

Tabela 3-5: Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis

Informações	Qualidade das informações	Fator
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	5+
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimento	1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013)

Aplicando as informações específicas para este trabalho sabe-se que o material utilizado já foi testado, as condições ambientais são iguais a de ambiente de laboratório e os modelos representam precisamente o sistema. Com isso, pode-se dizer que o fator de segurança definido para o projeto é igual a 2. A partir disso, pode-se calcular a tensão admissível a partir equação 3.21. (HIBBELER, 2010) - Adaptado.

$$\sigma_{Admissível} \leq \frac{\sigma_{Falha}}{FS} \quad \text{Equação 3.21}$$

Em que:

$\sigma_{Admissível}$ – Tensão Admissível [MPa];

σ_{Falha} – Limite de escoamento do material [MPa];

FS – Fator de Segurança [adimensional].

Como o Limite de escoamento do Aço SAE 1020 é de 350 MPa:

$$\sigma_{Admissível} = 175 \text{ MPa}$$

3.4.3.5 Análise pelo método de elementos finitos

Com as forças atuantes definidas, foi utilizado o Software SolidWorks para realizar análises de tensão e deformação, bem como verificar o fator de segurança da estrutura.

Com o objetivo de simplificar o estudo, os componentes da bancada foram estudados separadamente com uma análise para o sistema do Freio de *Prony* e uma para a base da bancada seguindo as condições de contorno descritas ao longo desta seção.

Para os dois estudos foram geradas malhas sólidas de elementos triangulares mais grosseiras, para as análises iniciais, com o objetivo de reduzir o tempo necessário para o estudo e obter um primeiro direcionamento. Após as primeiras modificações e otimizações, as malhas foram refinadas até o máximo possível dentro do limite computacional disponível. Dessa forma, foram geradas malhas das figuras 3-21, e 3-23 para estudos mais precisos e caracterizadas pelas figuras 3-22 e 3-24.

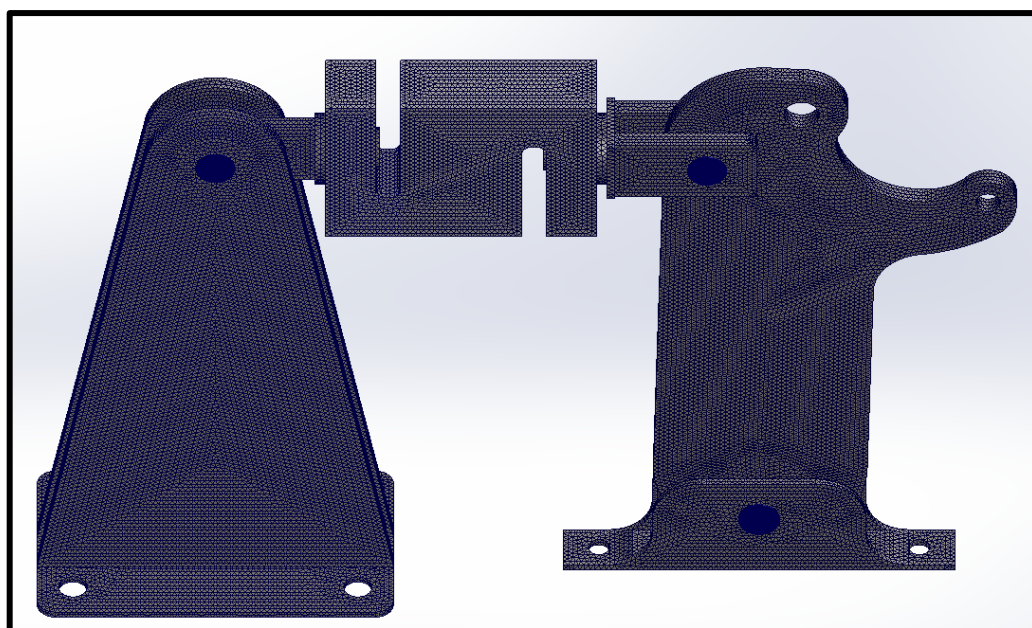


Figura 3-21: Malha refinada para estudo da estrutura do freio de *Prony*
Fonte: Os autores (2022)

DetalhesTipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha mesclada com base em curvatura
Pontos Jacobianos para malha de alta qualidade	16 pontos
Tamanho máximo do elemento	1,51511 mm
Tamanho mínimo do elemento	0,0829597 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	922620
Total de elementos	598039
Proporção máxima	15,711
Porcentagem de elementos com proporção < 3	99,9
Porcentagem de elementos com Proporção > 10	0,00318

Figura 3-22: Características de malha da estrutura do freio de *Prony*
Fonte: Os autores (2022)

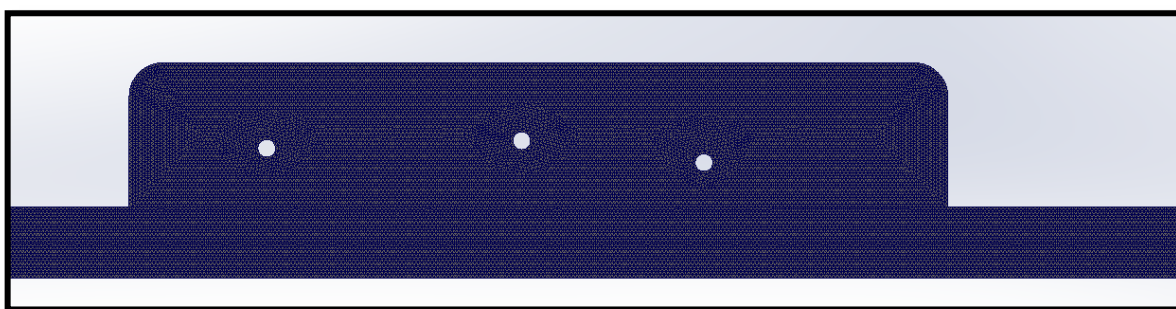


Figura 3-23: Malha refinada para estudo da estrutura da bancada
Fonte: Os autores (2022)

DetalhesTipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha mesclada com base em curvatura
Pontos Jacobianos para malha de alta qualidade	16 pontos
Tamanho máximo do elemento	1,61417 mm
Tamanho mínimo do elemento	0,107151 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	4737041
Total de elementos	2662987
Proporção máxima	4,2177
Porcentagem de elementos com proporção < 3	100
Porcentagem de elementos com Proporção > 10	0

Figura 3-24: Características de malha da estrutura da bancada
Fonte: Os autores (2022)

Primeiramente, foi analisada a estrutura do Freio de *Prony* que tornou evidente, utilizando o recurso de recorte ISO, que filtra o valor desejado, mostrando apenas as regiões com o valor definido ou maior, que uma das abas de fixação da célula

de carga, submetida a cisalhamento simples, apresentou tensões acima de 175 MPa (tensão admissível) como demonstrado nas (figuras 3-25 e 3-26).

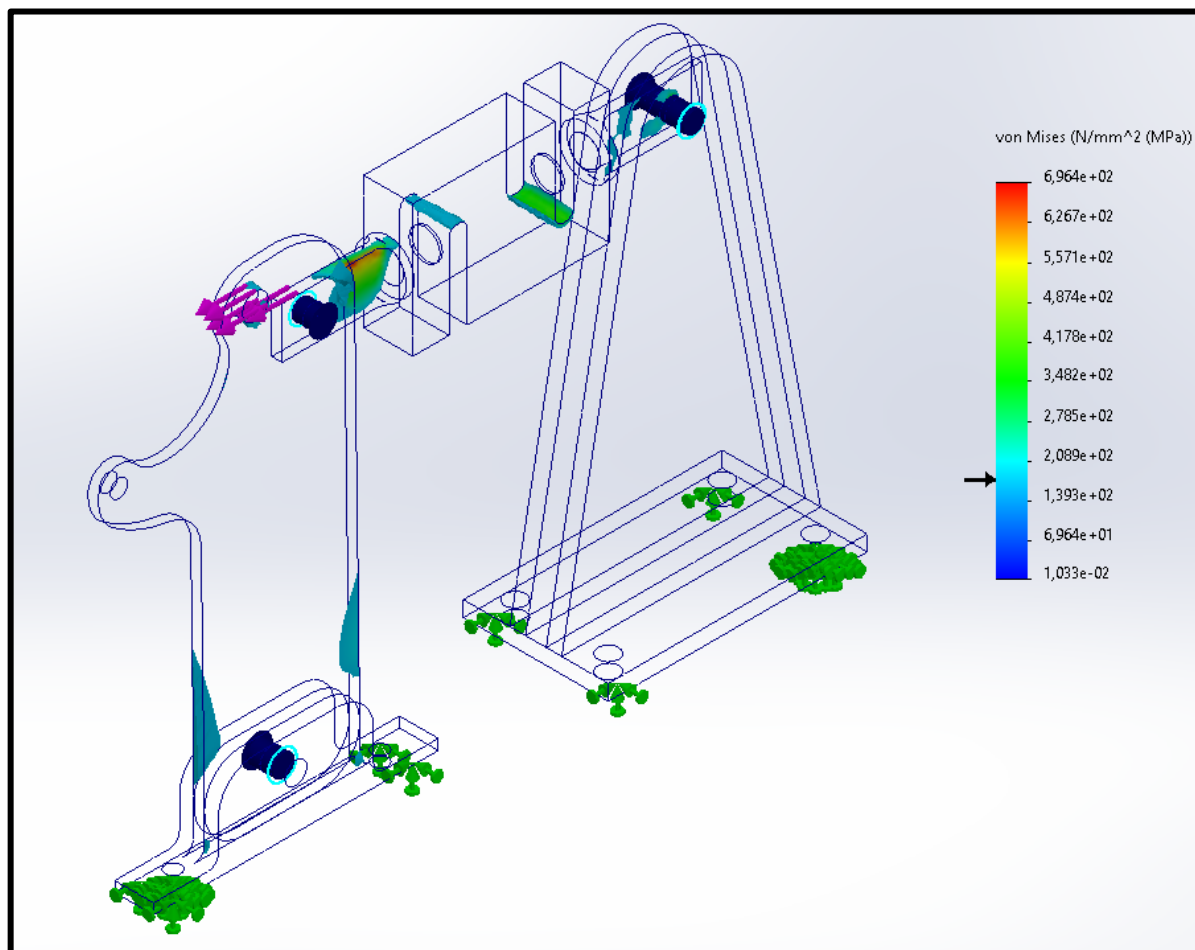


Figura 3-25: Diagrama de tensões na estrutura do freio de Prony
Fonte: Os autores (2022)

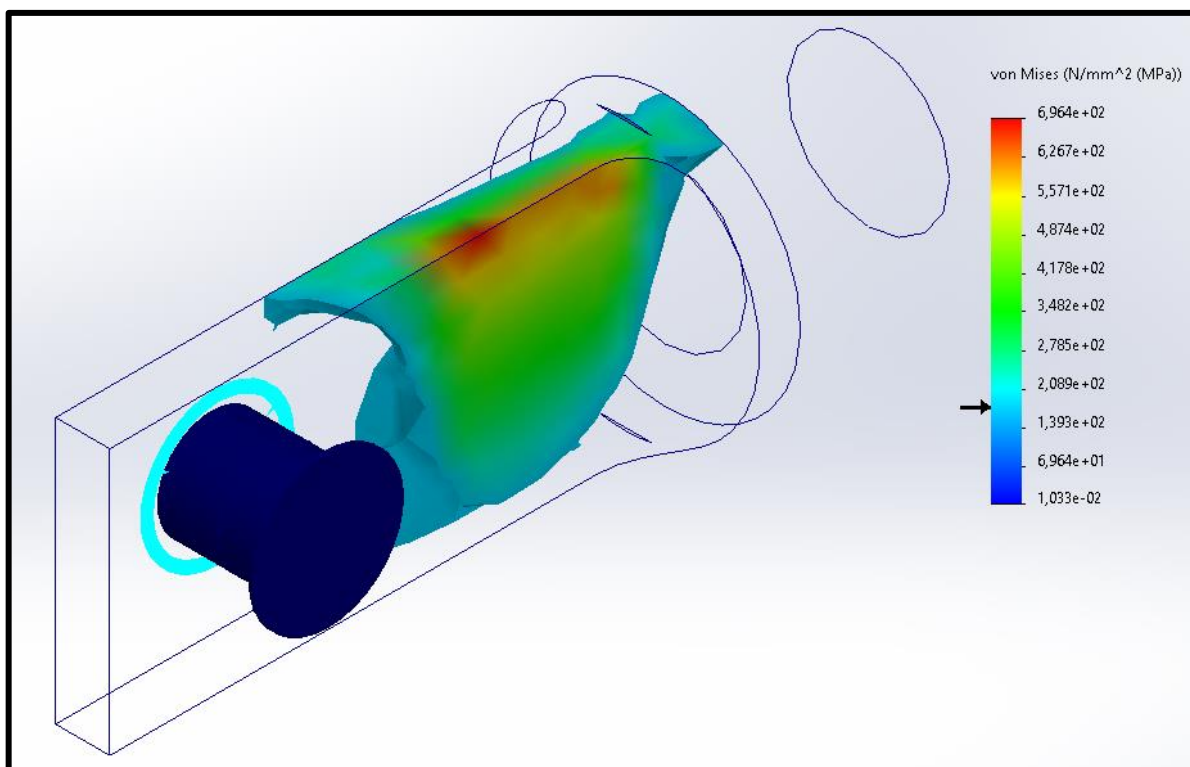


Figura 3-26: Diagrama de tensões na aba de fixação da célula de carga
Fonte: Os autores (2022)

Para contornar esse problema foi desenvolvida uma nova forma de fixação, com duas abas, transformando o esforço de fixação em cisalhamento duplo, o que ocasionou o resultado demonstrado na figura 3-27.

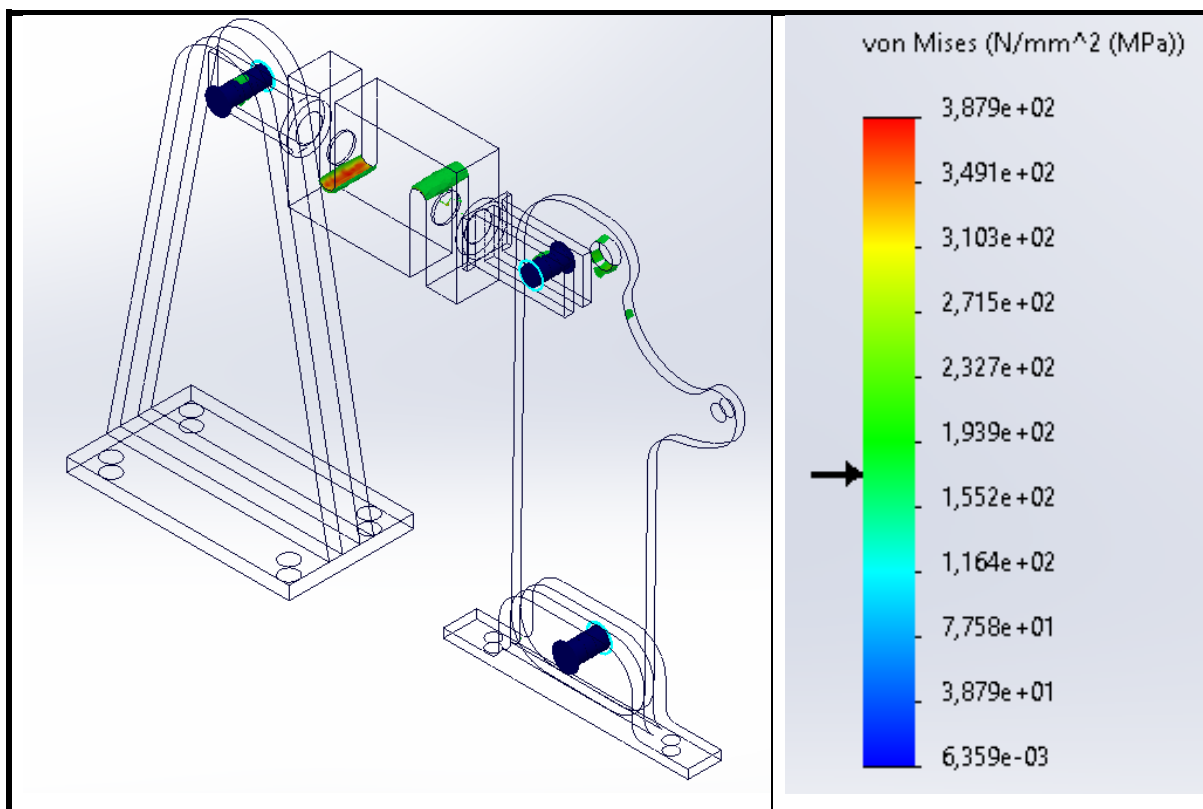


Figura 3-27: Diagrama de tensões na estrutura do freio de *Prony* após mudança de fixação
Fonte: Os autores (2022)

Nota-se que as maiores tensões observadas atuam na célula de carga, no entanto, como esse item é comercial, seu funcionamento seguro é garantido pelo fabricante, desde que sua escolha seja correta para a aplicação. Logo, pode-se desconsiderar os esforços nesta peça para esse estudo. Para avaliar o fator de segurança, foi utilizado um recorte ISO, que filtra o valor desejado, mostrando apenas as regiões com o coeficiente de segurança desejado ou maior, figura 3-28.

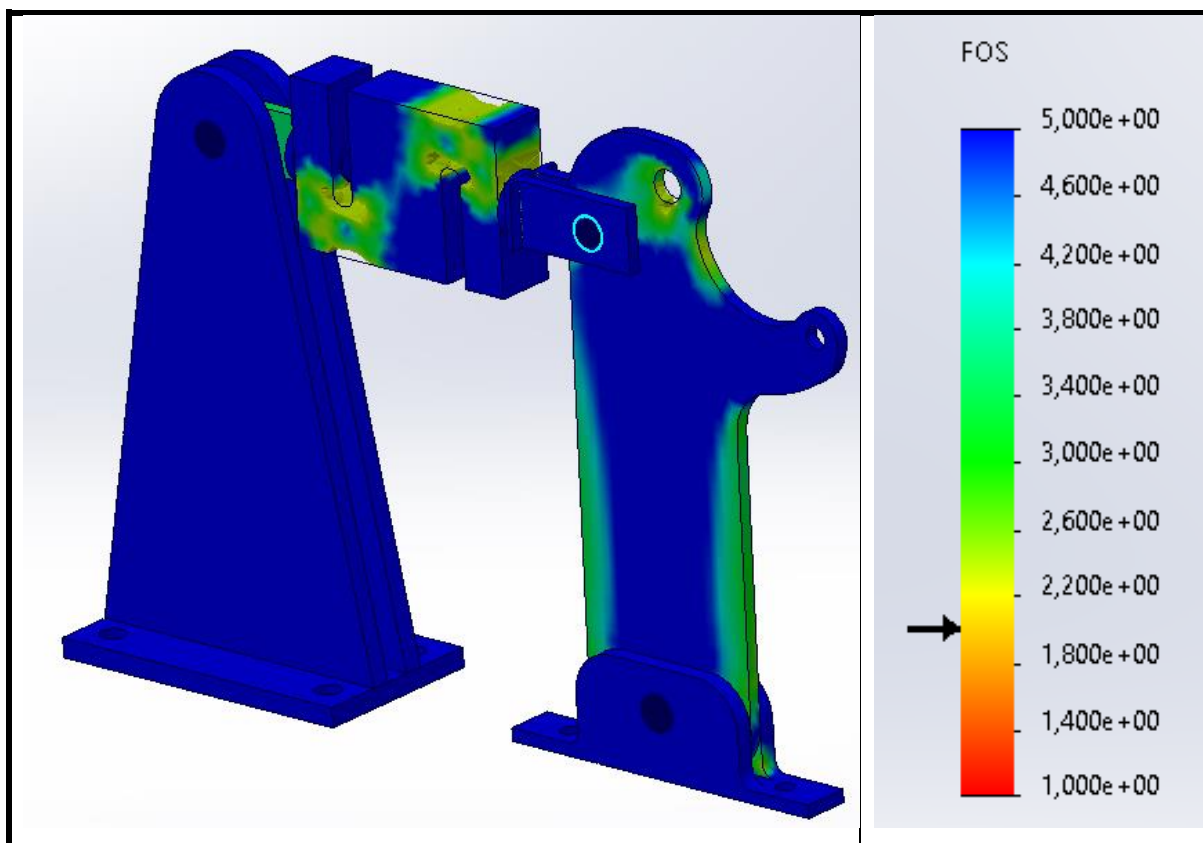


Figura 3-28: Fator de segurança para estrutura do freio de Prony
Fonte: Os autores (2022)

Com esses resultados é possível afirmar que a mudança geométrica realizada no fixador da célula de carga foi efetiva, uma vez que os esforços sofridos por essa peça reduziram significativamente.

Por fim, foi realizada a redução de espessuras em seções sujeitas a baixos esforços nos suportes de fixação para 2 mm, uma vez que as tensões observadas nessas seções foram muito menores que a tensão admissível calculada. Com essas modificações, o estudo final de esforços na estrutura e do fator de segurança mostraram-se dentro do esperado para o projeto, conforme as figuras 3-29 e 3-30.

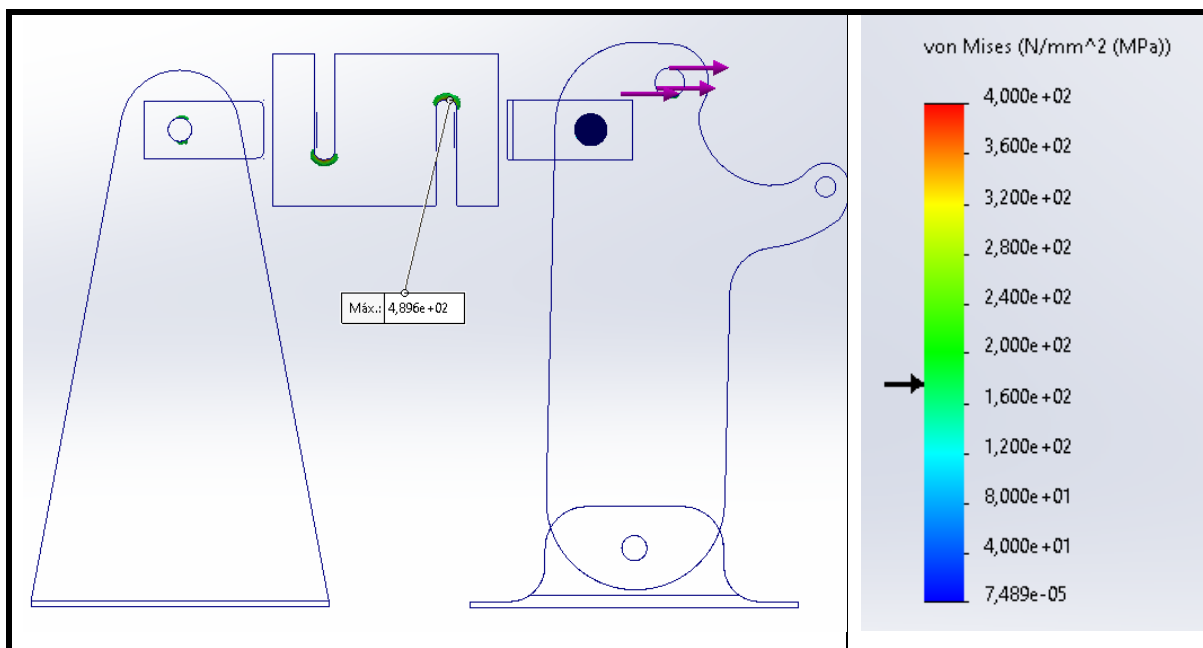


Figura 3-29: Diagrama de tensões na estrutura final do freio de *Prony*
 Fonte: Os autores (2022)

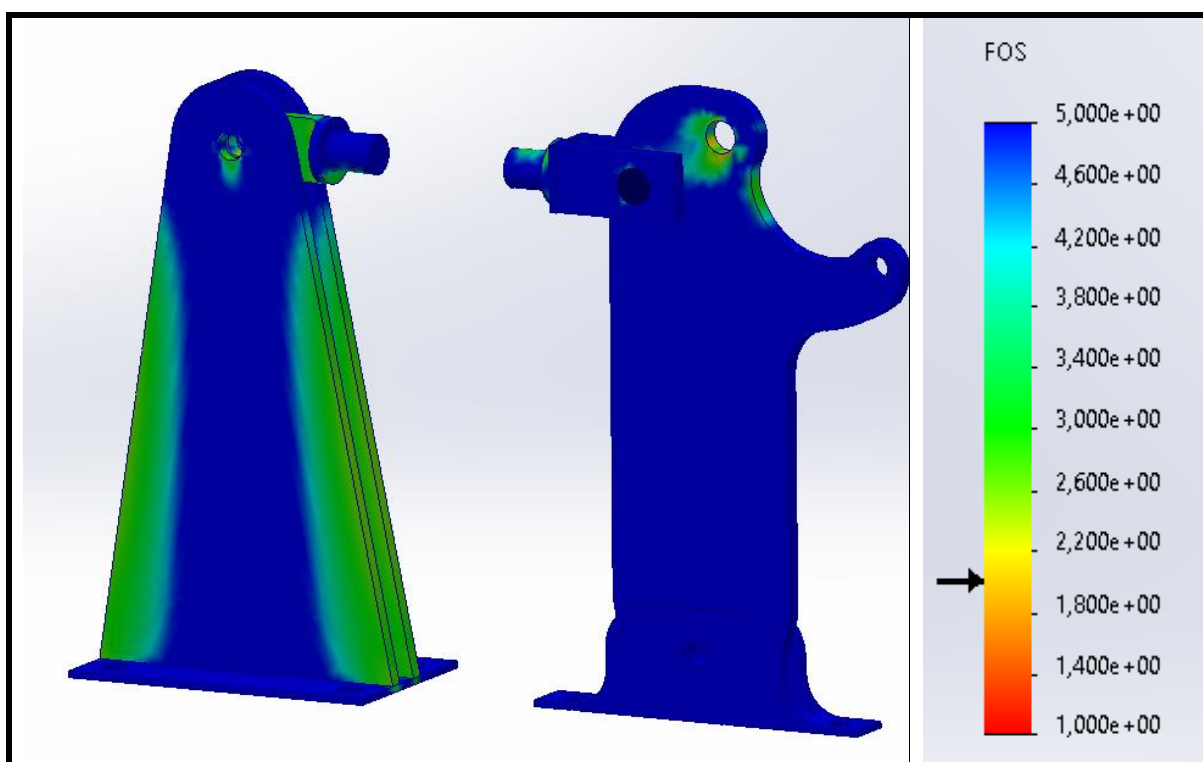


Figura 3-30: Fator de segurança para geometria final da estrutura do freio de *Prony*
 Fonte: Os autores (2022)

O estudo da estrutura da bancada demonstrou que os esforços atuantes estavam muito abaixo da tensão admissível, atingindo um máximo de aproximadamente

51 MPa, como demonstrado na figura 3-31, o que explicitou a possibilidade de realizar modificações de geometria.

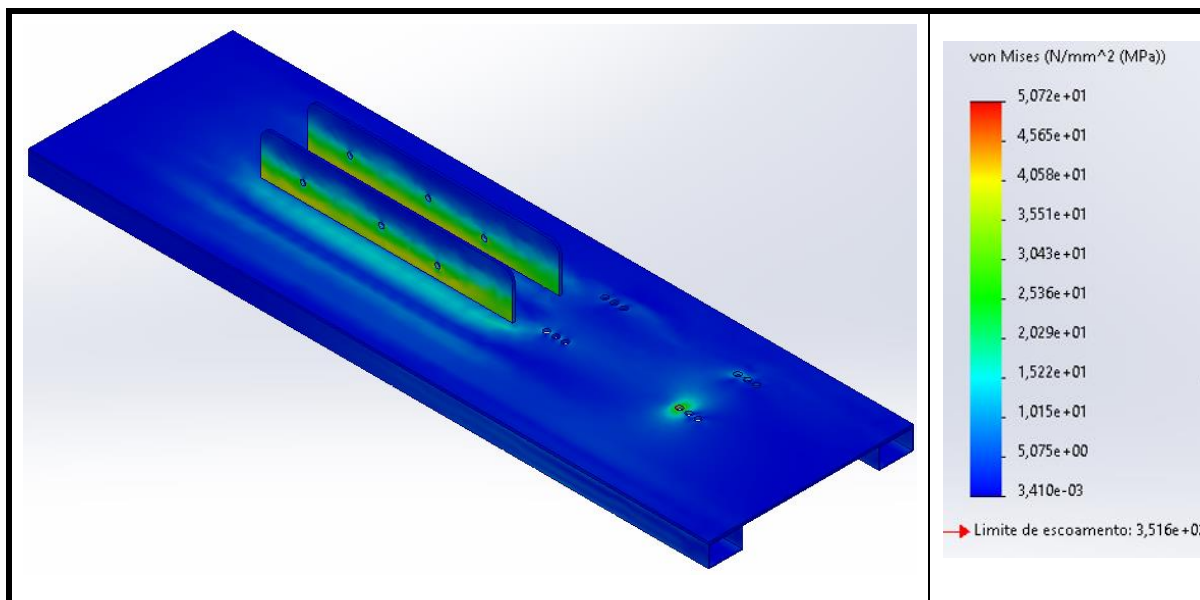


Figura 3-31: Diagrama de tensões na bancada
Fonte: Os autores (2022)

Então, foram testadas diversas espessuras para os dois cenários considerados, e, a partir disso, foi possível modificar a espessura da chapa da bancada para 2 mm e a espessura de parede dos perfis para 0,9 mm. Posteriormente foi realizada uma nova análise utilizando o cenário que forneceu o resultado mais crítico (cenário 2) demonstrado na figura 3-32, apresentando um fator de segurança mínimo de 2.

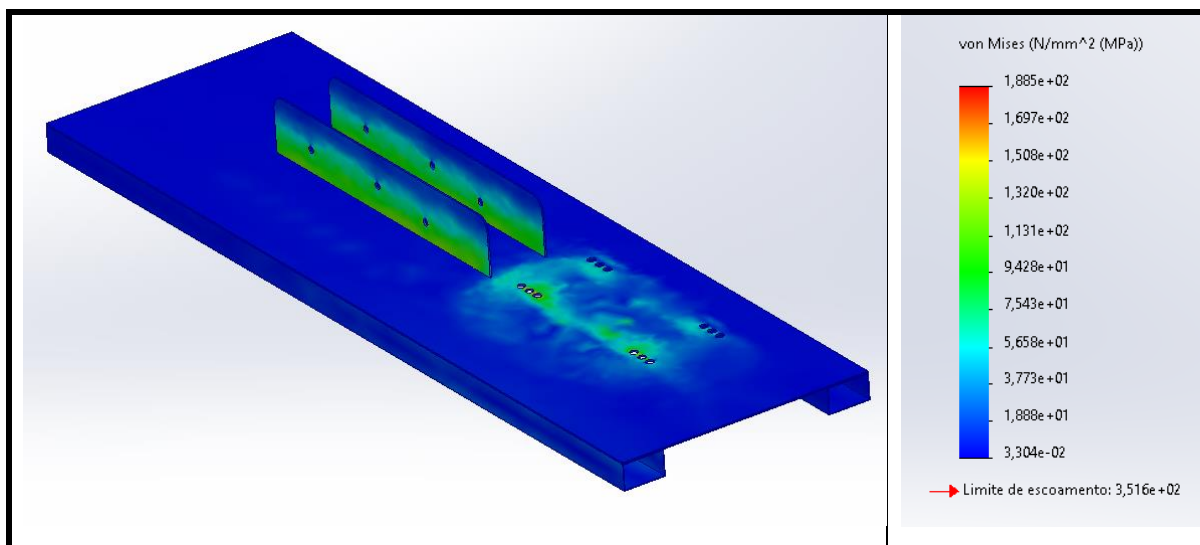


Figura 3-32: Diagrama de tensões após otimização geométrica
Fonte: Os autores (2022)

Com a realização de diversas análises e modificações de geometria para otimização do projeto, foi observada uma redução de massa de 6,4 kg (aproximadamente 40%), além da redução de custos de fabricação. Logo, pode-se afirmar que foi dimensionada uma estrutura capaz de suportar os esforços calculados, mantendo um fator de segurança mínimo aceitável.

3.4.3.6 Dimensionamento dos elementos de fixação

3.4.3.6.1 Considerações iniciais

Para dimensionar corretamente os elementos de fixação do sistema de medição da carga de frenagem, é necessário, em primeiro momento, realizar a análise dos esforços solicitantes em cada componente. A força impressa pela pinça de freio é variável e assume a intensidade máxima de $F = 9.500 N$, sendo transmitida integralmente ao braço de suporte que, por sua vez, rotaciona em torno do eixo pinado em sua base, tracionando a célula de carga ancorada no suporte de fixação, este fixo através de quatro parafusos, como representado na figura 3-33.

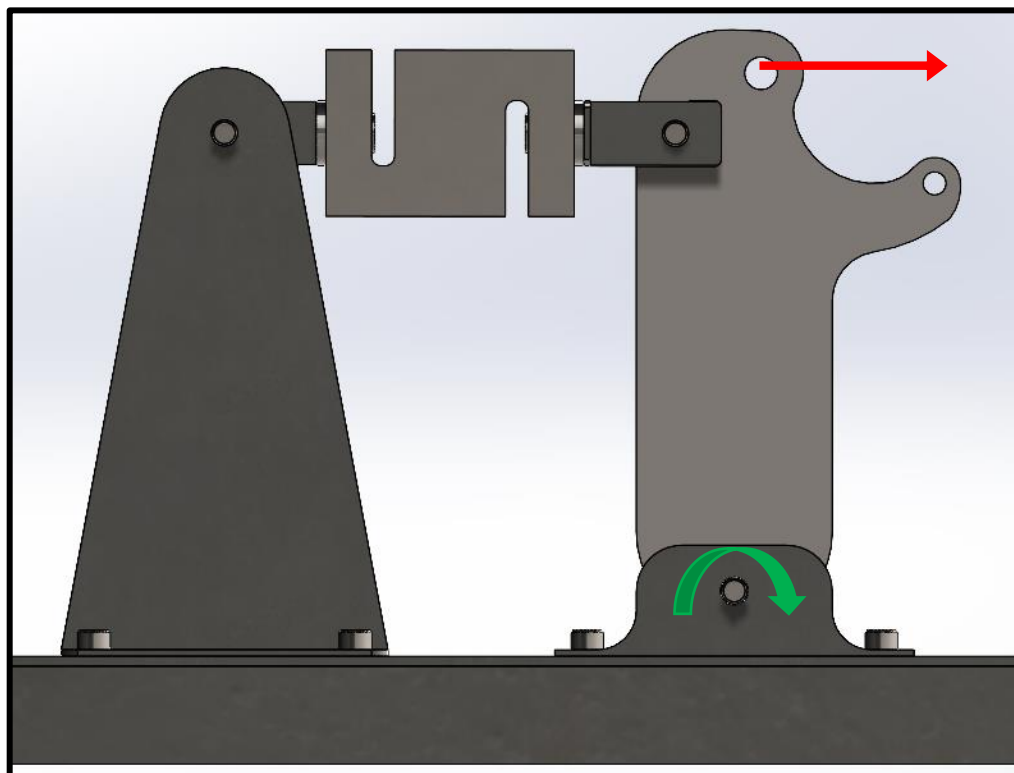


Figura 3-33: Análise de esforços na estrutura para dimensionamento de parafusos
Fonte: Os autores (2022)

3.4.3.6.2 Parafusos de fixação da célula de carga

Há um conjunto de quatro elementos atuantes na fixação da célula de carga nos suportes. A partir da análise de esforços no sistema, podemos dividi-los em dois grupos: o primeiro, constituído de dois parafusos, sofre carregamento cisalhante puro (figura 3-34) e o segundo, formado por dois cilindros roscados, suporta o tracionamento axial (figura 3-35).

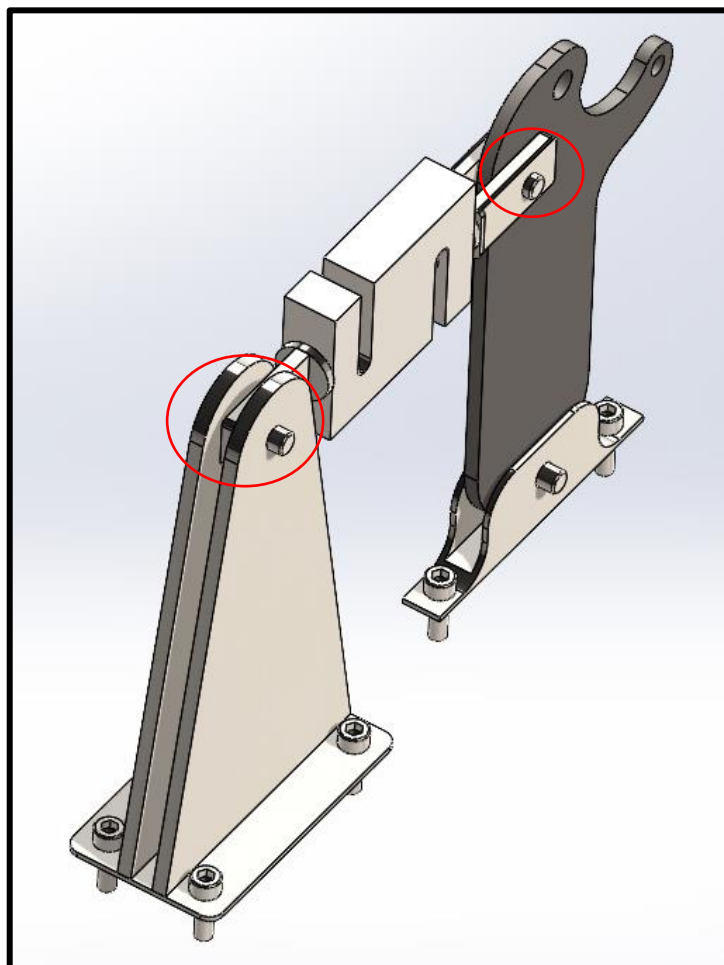


Figura 3-34: Parafusos sob efeito de cisalhamento puro
Fonte: Os autores (2022)

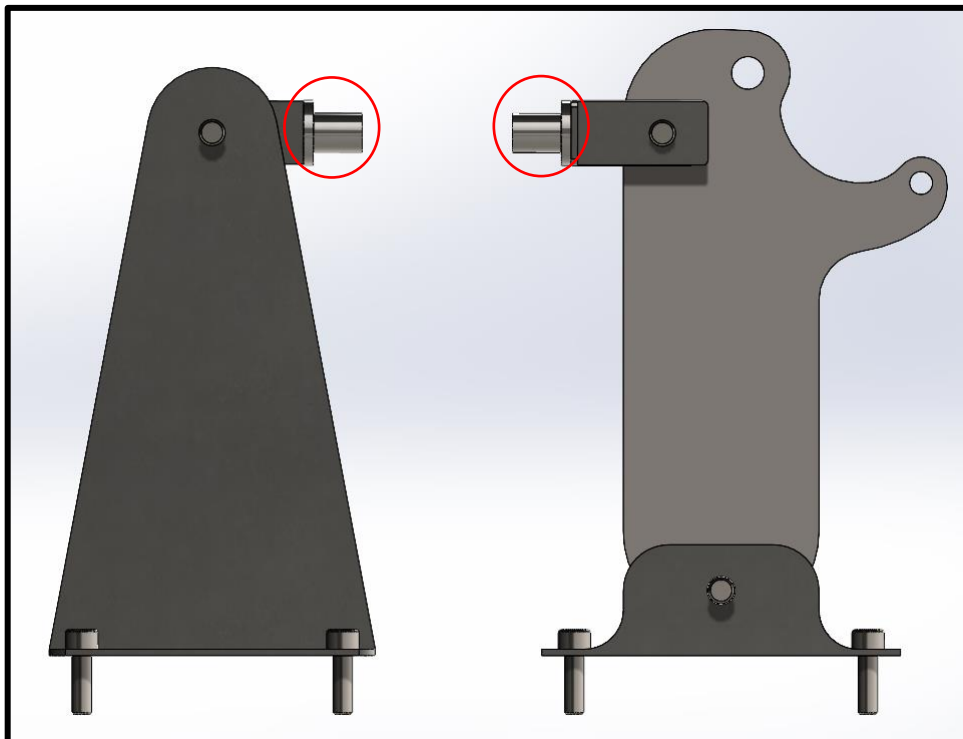


Figura 3-35: Parafusos sob tração axial
Fonte: Os autores (2022)

No primeiro grupo, a força de frenagem atua em dois planos perpendiculares ao comprimento dos parafusos, o que configura um cenário de cisalhamento duplo, visto que há duas superfícies cisalhantes identificáveis. A carga, portanto, é dividida igualmente entre as duas seções transversais sob cisalhamento, resultando em um carregamento $F_t = 4.500 \text{ N}$.

De acordo com a norma NBR 8800, pode-se calcular o esforço cortante máximo V_{max} suportado pela seção transversal de um parafuso através da definição de tensão de cisalhamento, apenas fazendo algumas considerações (equações 3.22. e 3.23):

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Equação 3.22}$$

$$V_{max} = \tau_{max} \times A_r \quad \text{Equação 3.23}$$

Sendo:

τ = Tensão Cisalhante [MPa];

V = Esforço Cortante [N];

A_r = Área de Resistência [mm^2].

A tensão de cisalhamento máxima suportada pelo parafuso, para a situação da montagem do equipamento, será considerada equivalente a resistência ao escoamento sob cisalhamento S_{ys} , dimensionada conforme as equações 3.24, 3.25 e 3.26.

$$V_{max} = S_{ys} \times A_r \quad \text{Equação 3.24}$$

$$S_{ys} = \frac{S_{yt}}{\gamma \times n} \quad \text{Equação 3.25}$$

$$A_r = 0,4 \times A_b \quad \text{Equação 3.26}$$

Sendo:

S_{ys} = Resistência ao escoamento sob cisalhamento [MPa];

S_{yt} = Resistência ao escoamento sob tração [MPa];

γ = Coeficiente de ponderação;

n = Fator de Segurança;

A_b = Área Bruta [mm^2].

O fator de ponderação γ e o coeficiente 0,4 utilizado para o cálculo da Área de Resistência A_r são estabelecidos pela norma para o cenário em que o plano de corte passa pela rosca. A decisão de utilizar este cenário base para o dimensionamento dos parafusos é motivada pela segurança: garantindo que elementos de resistência inferior não serão acidentalmente utilizados (equações 3.27 e 3.28).

Com isso,

$$A_b = \frac{\pi}{4} \times d_b^2 \quad \text{Equação 3.27}$$

$$V_{max} = \frac{S_{yt}}{\gamma \times n} \times 0,4 \times \frac{\pi}{4} \times d_b^2 \quad \text{Equação 3.28}$$

Utilizando os valores disponibilizados no catálogo da fabricante LBFIX para um parafuso série métrica M8 classe 8.8, na tabela 3-6 temos:

Tabela 3-6: Tabela de resistência de acordo com as classes de parafusos

classe de resistência	dureza	resistência à tração (kgf/mm ²) mínimo	tensão escoamento mínima (kgf/mm ²)	alongamento % mínimo	estricção % mínimo	Composição Química								
						% C	%Mn mín.	% P Máx	% S Máx	%B Máx	%Si	%Cr	%Mo	
5.8	82 – 95 HRB	53	42	15	50	0,55 Máx.	-	0,05	0,06	0,03	-	-	-	
8.8	< M16	22 – 32 HRC	81,5	65,3	12	52	0,15 – 0,40	0,6	0,035	0,035	0,003	-	-	-
8.8	> M16	23 – 34 HRC	84,6	66	11	52	0,25 – 0,55	0,6	0,035	0,035	0,003	-	-	-
10.9	-	32 – 39 HRC	106,2	95,5	9	48	0,33 – 0,38	0,7	0,035	0,035	0,003	0,15 – 0,35	0,80 – 1,10	0,15 – 0,25
12.9	(1)	39 – 44 HRC	124,9	112,2	8	44	0,33 – 0,38	0,7	0,035	0,035	0,003	0,15 – 0,35	0,80 – 1,10	0,15 – 0,25

Fonte: Adaptado – (LBFIX, 2022)

Obtém-se:

$$V_{max} = \frac{640,37}{1,35 \times 2} * 0,4 * \frac{\pi}{4} * 8^2 = 4.766,28 N$$

Com isso, torna-se possível concluir que, para uma configuração em cisalhamento duplo, com uma carga máxima $F_t = 4.500 N$ em cada superfície cisalhante, um parafuso M8 classe 8.8 é aplicável considerando um fator de segurança igual a 2.

Já no segundo grupo serão utilizadas barras roscadas série métrica M24x2, conforme indicação do fabricante da célula de carga, figura 3-36.

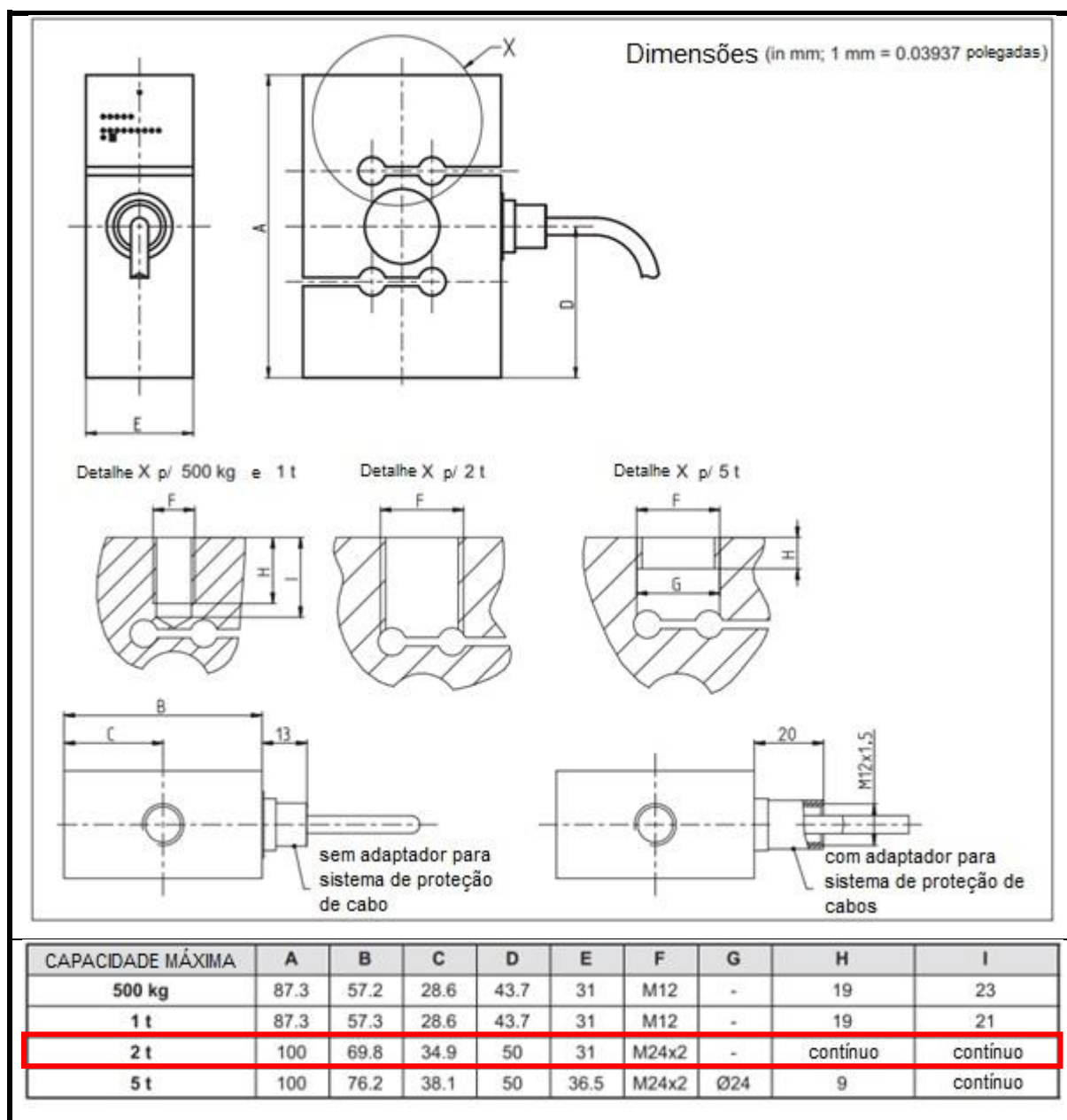


Figura 3-36: Catálogo HBM
 Fonte: catálogo do fabricante – (HBM, 2022)

Vale ressaltar que o fabricante também sugere um elemento de fixação específico para cada célula de carga, de acordo com a figura 3-37. Esse conector pode ser facilmente implementado ao projeto, sem a necessidade de um redimensionamento de parafusos, já que utilizando os devidos conectores as tensões atuantes não serão modificadas. No entanto, seu custo pode ser um fator impeditivo para a aquisição imediata da peça e, por isso, o dimensionamento de uma peça de fabricação própria deve ser levado em consideração.

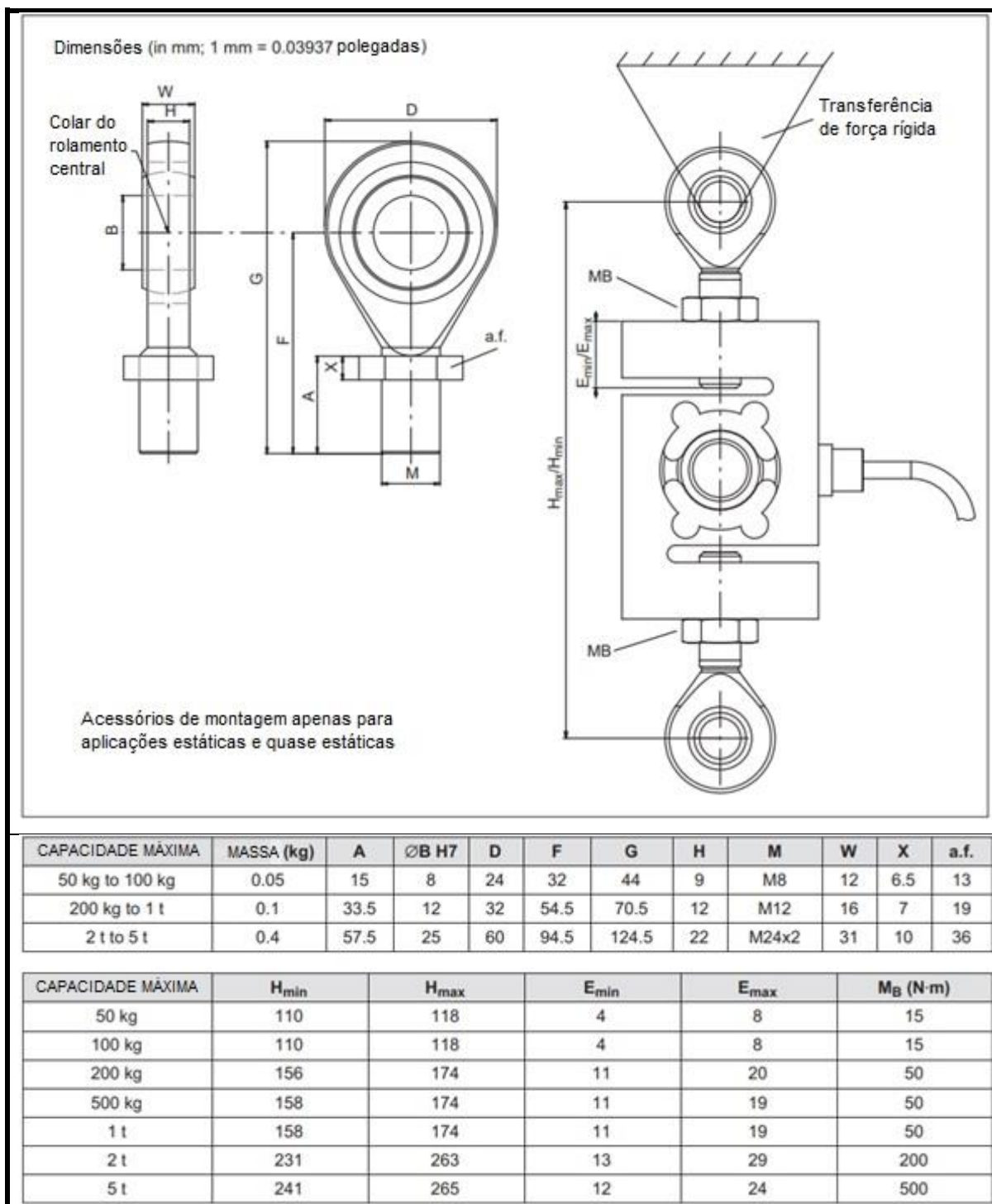


Figura 3-37: Elemento de fixação da célula de carga
 Fonte: Catálogo do fornecedor – (HBM, 2022)

3.4.3.6.3 Parafusos do suporte fixo

O suporte fixo, no qual o sensor está ancorado, como visto anteriormente, sofre uma força paralela ao plano da bancada. Esta força, em relação aos parafusos

de fixação em sua base, pode ser traduzida como um carregamento cisalhante, proporcionado pela tendência translacional da peça, e um momento fletor.

O centro de rotação da peça, dada a sua simetria, encontra-se no centro da base quadrada.

Em relação ao esforço cisalhante, apesar da montagem constituir um modo de cisalhamento simples, apresentando apenas um plano de cisalhamento por parafuso, há quatro parafusos localizados na região, dividindo a carga. Visando a padronização de peças, optou-se por utilizar parafusos M8 de classe 8.8 para todas as peças fixadas na bancada, já que, através dos cálculos desenvolvidos anteriormente, fica evidente que esses elementos de fixação são capazes de suportar os esforços cortantes.

Sendo assim, a condição crítica para o dimensionamento destes elementos é a tendência a rotação da peça.

Dadas as condições de simetria e montagem, podemos assumir, como premissa simplificadora, que o momento sofrido pela orelha se traduz, nos parafusos, como carregamentos de tração e compressão constantes nos lados esquerdo e direito, respectivamente, da linha de simetria.

Para determinar a intensidade da força de tração e compressão atuante sobre os parafusos, antes, é necessário definir distância dos mesmos à borda da chapa. Tomando a NBR 8800 como referência, podemos calcular este distanciamento através da análise de pressão de contato na parede do furo (equação 3.29):

$$R_d = \frac{1,2 * l_c * t * S_{yt}}{\gamma} \quad \text{Equação 3.29}$$

Esta expressão leva em consideração a resistência ao rasgamento, o alargamento do furo e a deformação do furo, de acordo com a equação 3.30.

R_d = Força máxima de compressão [N]

l_c = Distância entre a borda do furo e a margem [mm]

t = Espessura da chapa [mm]

$$L_c = \frac{R_d * \gamma}{1,2 * t * S_{yt}} \quad \text{Equação 3.30}$$

A força de compressão a qual a parede do furo é submetida equivale a força de tracionamento da peça dividida pelos 4 parafusos:

$$R_d = \frac{9.500}{4} = 2.375 \text{ N}$$

Portanto:

$$L_c = \frac{2.375 * 1,35}{1,2 * 2 * 420,5} = 3,17 \text{ mm}$$

Este resultado nos informa que é necessária uma distância mínima de 3,17 mm entre as bordas da chapa da base do suporte fixo e os furos de fixação.

Podemos fazer o mesmo cálculo para obter a distância dos furos de fixação da célula de carga, porém, adotando o valor de $R_d = 9.500 \text{ N}$, uma vez que apenas um furo suporta a compressão:

$$L_c = \frac{9.500 * 1,35}{1,2 * 2 * 420,5} = 12,71 \text{ mm}$$

Retornando ao dimensionamento dos parafusos da base do suporte fixo, a partir dos cálculos anteriores, adotou-se um distanciamento de 4 mm entre o furo e a borda da chapa. Como mencionado, os carregamentos trativo e compressivo, aos quais os elementos de fixação estão submetidos, são proporcionados pela tendência de rotação gerada pelo momento da força $F = 9.500 \text{ N}$, logo, para a equação 3.31:

$$M = F * D \quad \text{Equação 3.31}$$

$$M = 9.500 * 154,09 = 1.463.855 \text{ N * mm}$$

Considerou-se, então, que a placa da base sofre a ação de dois binários, cada um atuando diretamente sobre o centro dos parafusos simetricamente opostos, como visto na figura 3-38.

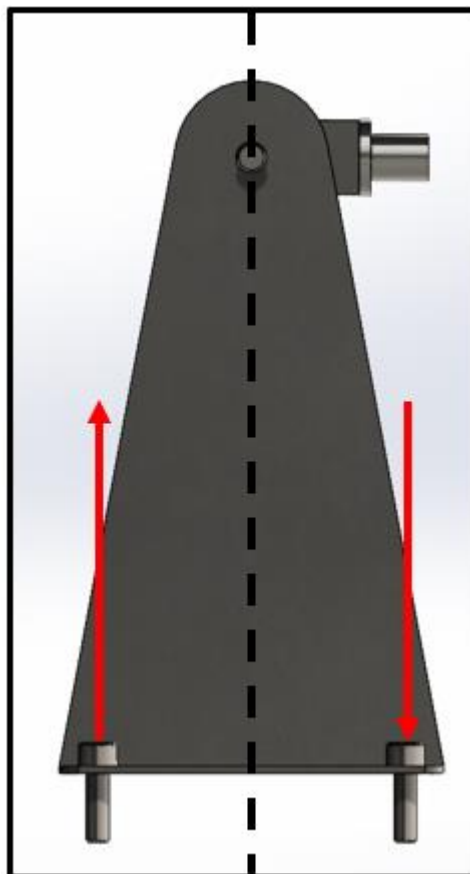


Figura 3-38: Binário no centro dos parafusos
Fonte: Os autores (2022)

Feitas essas considerações, é possível identificar que o momento total deve ser igual à soma dos momentos gerados por cada um dos vetores, portanto, pela equação 3.32:

$$M = 4 * (F_d * d) \quad \text{Equação 3.32}$$

$$F_d = \frac{1.463.855}{4 * 17} = 21.527,3 \text{ N}$$

Esta, portanto, é a força, trativa e compressiva, à qual cada parafuso está sujeito e, assim, segundo a NBR 8800 (equações 3.33, 3.34, 3.35, 3.36 e 3.37):

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Equação 3.33}$$

$$n * F_{max} = \sigma_{max} * A_r \quad \text{Equação 3.34}$$

$$n * F_{max} = S_{yt} * A_r \quad \text{Equação 3.35}$$

$$F_{max} = \frac{S_{yt}}{n} * A_r \quad \text{Equação 3.36}$$

$$F_{max} = \frac{S_{yt}}{n} * 0,75 * A_b \quad \text{Equação 3.37}$$

$$F_{max} = \frac{640,37}{2} * 0,75 * \frac{\pi}{4} * 8^2 = 12.064,57 \text{ N}$$

Portanto, para a configuração descrita acima, um parafuso M8 classe 8.8 é aplicável e apresenta um fator de segurança superior a 2.

3.5 DESEMPENHO ESPERADO

A partir de todas as considerações apresentadas ao longo deste trabalho, acredita-se que o projeto da bancada de testes será de grande valor para a equipe Mud Runner por fornecer dados precisos e práticos de velocidade final, torque e potência do protótipo previamente à fabricação, o que possibilita a testagem do sistema de transmissão projetado bem como o desempenho de cada configuração da CVT sem a necessidade de testes no veículo.

Além da possibilidade de testagem do sistema antes da fabricação de um veículo completo, a bancada projetada também apresenta vantagens quanto ao tempo necessário para testagem, já que a montagem e variação dos parâmetros é bem mais rápida e fácil. Ademais, os dados em bancada possuem parâmetros mais controlados e, por isso, fornece dados mais precisos, o que permite que a equipe realize análises mais assertivas com relação ao sistema de transmissão.

Por fim, espera-se que, devido as melhorias implementadas em comparação à bancada anterior, a bancada projetada e sugerida pelo grupo apresente resultados mais precisos, uma estrutura mais confiável e a obtenção de mais dados.

3.6 ANÁLISE DE CUSTOS

Estudos e testes que contribuem para o desenvolvimento e otimização do projeto são de suma importância para a manutenção e melhoria da classificação da equipe no ranking nacional. No entanto, uma avaliação financeira deve ser feita, uma vez que o investimento da equipe em uma bancada de testes não se justifica se inviabilizar, do ponto de vista financeiro, a manutenção ou fabricação de um protótipo ou a participação da equipe em competições. Por isso, a bancada de testes apresentada ao longo do presente trabalho buscou focar na simplicidade, adaptabilidade e utilidade ao projeto, sendo possível realizar sua construção em etapas de acordo com o orçamento disponível da equipe. Então, foi realizada uma análise de custos de peças e materiais especificamente para a equipe Mud Runner, considerando materiais disponíveis e em bom estado de conservação na presente data.

Na tabela 3-7 é possível ver o orçamento total dos insumos e componentes utilizados no projeto da bancada de testes considerando como R\$ 0,00 os componentes reaproveitáveis ou obtidos por patrocínio pela equipe.

Tabela 3-7: Custo total de insumos e materiais de uma bancada de testes

Componente	Quantidade	Custo
Chapa de aço 1020 2000 X 1200 X 5 mm	1	R\$ 490,00
Chapa de aço 1020 2000 X 1200X 2 mm	1	R\$ 195,00
Perfil retangular de aço 1020 30 X 50 (0,9 mm) 6 m	1	R\$ 84,50
Sensor de efeito <i>Hall</i>	2	R\$ 62,50
Suporte dos sensores em impressão 3D	2	R\$ 0,00
Abraçadeira tipo C	1	R\$ 57,00
Tacômetro digital	1	R\$ 139,12
Célula de carga	1	R\$ 3.827,57
Disco de freio	1	R\$ 0,00

Sistema de acionamento (linhas hidráulicas, cilindro mestre, reservatório e pedal/acionador)	1	R\$ 0,00
Sistema eletrônico	1	R\$ 0,00
Total		R\$ 4.855,69

Fonte: Sites de venda (2022)

O valor total, meramente estimado com base em orçamentos e pesquisas web, ilustra que o custo total da bancada para a equipe Mud Runner apresenta um valor elevado ainda elevado para a realidade da equipe. No entanto, como abordado durante o presente trabalho, a bancada pode ser construída em etapas, o que reduz o impacto da aquisição de materiais no caixa da equipe, além de agregar valor a partir da produção de dados de suma importância para o desempenho do protótipo.

Portanto, para tornar viável a construção de uma nova bancada, a equipe poderia elaborar um plano de arrecadação específico para o projeto com a venda de rifas, produtos e divulgação do projeto em busca de patrocínios, por exemplo, ou construir a bancada em etapas e realizar otimizações ao longo do tempo com um plano e controle de gastos bem definido.

4 CONCLUSÃO

O desenvolvimento do presente projeto possibilitou expor as alternativas construtivas de uma bancada de testes que fosse capaz de suportar um sistema de transmissão e realizar testes de desempenho, de forma a resistir as solicitações mecânicas oriundas desse processo.

Para tanto, o estudo da viabilidade de projeto lançou-se em diversas possibilidades quanto ao posicionamento dos componentes, o material para a estrutura da bancada, a fim de suportar os componentes testados, e até na metodologia para obtenção dos dados em cada teste.

Com isso, sabe-se que, através deste projeto, a equipe Mud Runner será capaz de implementar melhorias de performance em seus protótipos para as competições.

A comparação de dados obtidos por meio dos testes feito anteriormente pela equipe Mud Runner mostram que o projeto apresentado fornece soluções que se adequam mais ao entre eixos de forma a não interferir negativamente na dinâmica de transmissão da CVT, a relação de transmissão é medida com muito mais fidelidade, por meio dos componentes escolhidos (sensor de efeito hall e o tacômetro), visto que estes apresentam maior grau de confiabilidade de medição (o sensor obtém os dados, e o tacômetro valida estes dados). O freio de *Prony* mostrou-se um mecanismo de simples aplicação e possibilidade de conversão de dados de torque para obtenção de dados de potência, principalmente considerando-se a solução e adaptação técnica proposta no subcapítulo.

Esforços mecânicos na correia entre as polias, e nos parafusos em pontos mais críticas onde sofria cisalhamento foram considerados. Todo este dimensionamento, somada as simulações com o máximo de refino de malha que consideraram os esforços mecânicos e peso dos componentes que veriam a ser colocados sobre a bancada, para chegar ao coeficiente de segurança superior a 2, onde os integrantes do presente trabalho consideraram inclusive conservador para os testes que seriam feitos na bancada.

Através dos dimensionamentos e modificações estruturais propostas a bancada de testes anteriormente já idealizada pelos integrantes do trabalho, foi possível chegar a uma redução de massa de 6,4 kg, aproximadamente 40% à menos da bancada anteriormente proposta.

4.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Diante de aspectos como a inviabilidade dos componentes deste projeto investirem financeiramente na construção da bancada de testes e, diante das restrições que se colocaram diante de tal empreitada, ficam as seguintes sugestões para futuros trabalhos:

- a) Fabricação da bancada, com toda a metodologia, iniciando pelos processos de fabricação, até os aspectos finais de acabamento, como solda, montagem e desafios em sua construção;
- b) Análise numérica da bancada de testes, realizando os testes abordados no presente trabalho;
- c) Aplicação experimental da metodologia e precisão dos testes para validação dos resultados e análise de reprodutibilidade dos procedimentos;
- d) Possibilidade de implementação de dinamômetros com outros princípios de funcionamento no projeto Baja SAE.
- e) Introdução de uma análise de vibrações na bancada de testes, de aspecto analítico e experimental. O presente projeto cede ao leitor a possibilidade de construir a bancada de testes com a confiabilidade construtiva e geométrica necessária para ser concebida na prática e com confiável coeficiente de segurança. Porém, sua análise se restringe a estática dos esforços mecânicos que atuam na bancada. Após a construção da bancada, virá o próximo passo, que é lidar, por exemplo, com as vibrações que o motor propaga para a bancada por conta de sua alta faixa de rotação. Em vista disso, deve-se buscar alternativas não só de analisar essas vibrações, mas buscar soluções para mitigá-las, para melhor eficiência dos testes realizados na bancada,

5 BIBLIOGRAFIA

AAEN'S, O. **Clutch Tuning Handbook**. [S.l.]: Aaen Performance Part Inc., 2007.

ALIEXPRESS. AliExpress - Produtos Ilimitados - Compre no AliExpress.com. **AliExpress**, 2022. Disponível em: <https://pt.aliexpress.com/item/1005004245356805.html?spm=a2g0o.ppclist.product.34.4d54PoiMPoiMSc&pdp_npi=2%40dis%21BRL%21R%24%2090%2C59%21R%24%2029%2C99%21%21%21%21%21%402101d1b016727412526345839e0a7f%2112000029814910222%21btf&_t=pvid%3Aa867c1c9-2ac3-44b2>. Acesso em: 7 dez. 2022.

BELTS, E. Enduro Belts | CVT Clutches - Gaged Engineering. **Enduro Belts**. Disponível em: <<https://www.gagedengineering.com/enduro-belts/>>. Acesso em: 10 out. 2022.

BRIGGS & STRATTON. **Racing Engines M19H**. Milwaukee. 2021.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, 2012.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. N. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

CALÇADA, C. S.; SAMPAIO, J. L. **Física Clássica. Cinemática**. 2ª. ed. São Paulo: SARAIVA S.A. Livreiros Editores, v. 1, 1998.

CALÇADA, C. S.; SAMPAIO, J. L. **Física Clássica. Dinâmica**. 2ª. ed. São Paulo: SARAIVA S.A. Livreiros Editores, v. 2, 1998.

CAMMALLERI, M. **A new approach to the design of a speed -torquecontrolled rubber V-belt variator**. Palermo: Journal of Automobile Engineering, 2005.

DANTAS, A. A "MATEMÁTICA" DA RODA FÔNICA. **Ae Classic**, 2011. Disponível em: <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/10/matematica-da-rodafonica.html>>. Acesso em: 02 dez. 2022.

DIAS, F. M. **Projeto e Construção de Uma Nova Bancada de Ensaio de CVT**. Brasília: Universidade de Brasília, 2010.

DUARTE, B.; AMARAL, J.; AMARAL, P. **Análise de dinâmica veicular do protótipo Baja SAE**. Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - Campus Maracanã. Rio de Janeiro. 2016.

ENOSHITA, E. Câmbio CVT: funcionamento, vantagens e dicas para aumentar a vida útil. **InstaCarro**, 2021. Disponível em: <<https://www.instacarro.com/blog/tecnologia-automotiva/cambio-cvt-funcionamento-vantagens-dicas/>>. Acesso em: 22 jul. 2022.

FÁBIO. Transmissão: Como funciona o câmbio CVT? **O Mecânico**, 2020. Disponível em: <<https://omecanico.com.br/transmissao-como-funciona-o-cambio-cvt/>>. Acesso em: 21 jul. 2022.

FARAG, M. A brief history of the dreaded CVT transmission. **YallaMotor**, 2018. Disponível em: <<https://uae.yallamotor.com/car-news/a-brief-history-of-the-dreaded-cvt-transmission-5047>>. Acesso em: 25 jul. 2022.

FAULHABER, D. B. F. **MODELAGEM MATEMÁTICA DA CVT GAGED GX-9 APLICADA AO PROJTO BAJA SAE**. CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA. Rio de Janeiro, p. 85. 2021.

FELDMAN, B. O que é câmbio CVT? É bom? Como funciona? Veja o vídeo. **Uol**, 13 de fev. de 2022. Disponível em: <<https://autopapo.uol.com.br/noticia/video-o-que-e-cambio-automatico-cvt/>>. Acesso em: 9 Agosto 2022.

FERREIRA, J. V. M. **Análise do escorregamento de uma transmissão continuamente variável em bancada de teste**. Natal: Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2020.

FILHO, H. J. R. A.; NOGUEIRA, D. B. **Sistema de aquisição de dados para bancada de ensaios dinamométricos de motores a combustão interna**. Brasília: [s.n.], 2015.

GATES RUBBER COMPANY. The Gates Corporation Company Profile. **The Gates Corporation Company Profile**, Denver, 2011. Disponível em: <https://www.dnb.com/business-directory/company-profiles.the_gates_corporation.e60e67eb7132390a1e3ece7d0b5b56f3.html>. Acesso em: 02 dez. 2022.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S.I.]: SAE International, 1992.

GLOBALMAG. Sensores e Sondas Hall. **GlobalMag**, 2022. Disponível em: <<https://www.globalmag.com.br/hall.htm>>. Acesso em: 04 dez. 2022.

HBM. HBM RSCC - LoadCell. **Rabbit Control Systems**, 2022. Disponível em: <<https://loadcell.ae/products/hbm-rsc/#:~:text=HBM%20load%20cell%20RSCC%20is,50%20Kg%20to%205%20Tons.>>. Acesso em: 21 dez. 2022.

HBM. S9M - Force Transducer. **HBM**, 2022. Disponível em: <<https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/B03096.pdf>>. Acesso em: 8 dez. 2022.

HELERBROCK, R. Aceleração Centrípeta. **Brasil Escola**, 2022. Disponível em: <<https://brasilecola.uol.com.br/fisica/aceleracao-centripeta.htm>>. Acesso em: 21 jun. 2022.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7ª. ed. São Paulo: Pearson, 2010.

HIBBELER, R. C. Estática: mecânica para engenharia. In: HIBBELER, R. C. **Estática: mecânica para engenharia**. 14ª. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, v. 1, 2017. Cap. 10, p. 485.

LANES, E. A. **Análise do Comportamento Dinâmico de Uma CVT**. Rio de Janeiro: Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2021.

LBFIX. Catálogo LBFIX - Fixação. **LBFIX**, 2022. Disponível em: <http://www.lbfix.com.br/catalogo/CATALOGO_LBFIX%20-%20FIXA%C3%87%C3%83O.pdf>. Acesso em: 10 dez. 2022.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. In: _____ **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. [S.I.]: [s.n.], 2010. p. 742.

LOJA DO MECÂNICO. Tacômetro Automotivo - KITEST-KA-052 - Loja do Mecânico. **Loja do Mecânico**, 2022. Disponível em:

<<https://www.lojadomecanico.com.br/produto/87887/3/204/tacometro-automotivo-kitest-ka-052>>. Acesso em: 04 dez. 2022.

LUZ, G. Aço SAE 1020 Propriedades (e Fornecedores do Aço 1020). **Blog Materiais**, 2017. Disponível em: <<https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-1020-propriedades-mecanicas.html>>. Acesso em: 29 nov. 2022.

MECCIA, C. CVT, DA HOLANDA PARA O MUNDO. **Mundo Ae**, São Paulo, 2018. Disponível em: <<https://autoentusiastas.com.br/2014/08/cvt-da-holanda-para-o-mundo/>>. Acesso em: 20 jul. 2022.

NICOLAZZI, L. C. **Uma Breve Introdução à Dinâmica Veicular**. Florianópolis: UFSC Baja Sae, 2021.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas - Uma abordagem integrada**. 4^a. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PORTAL LUBES. Tacômetro: você sabe como eles funcionam? - Lubes em Foco. **Portal Lubes**, 2017. Disponível em: <<https://portallubes.com.br/2017/06/o-que-e-um-tacometro/>>. Acesso em: 03 dez. 2022.

RODRIGUES, M. R. **ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UMA TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA VEÍCULO BAJA SAE**. UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. São Paulo, p. 81. 2011.

SABKA, D. Diferença entre força centrípeta e força centrífuga. **Estado Quântico**, 2011. Disponível em: <<http://estadoquantico.blogspot.com/2011/04/diferenca-entre-forca-centripeta-e.html>>. Acesso em: 9 jun. 2022.

SAE. History of Mini Baja East. **SAE International**, 2000. Disponível em: <<https://www.sae.org/binaries/content/assets/cm/content/attend/2018/student-events/baja-sae/history.pdf>>. Acesso em: 19 Agosto 2022.

SAE BRASIL. **Regulamento Administrativo e técnico BAJA SAE Brasil**. SAE Brasil. [S.l.]. 2021.

SAE BRASIL. Programas estudantis. **SAE Brasil**. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 19 Agosto 2022.

SCOTT, I. Leonardo Da Vinci invented CVT transmission. **Alternate Memories**, 10 de ago. de 2019. Disponível em: <<https://www.alternatememories.com/historical-events/science/leonardo-da-vinci-invented-cvt-transmission>>. Acesso em: 9 Agosto 2022.

SIMPLO. Sensor de rotação indutivo: como funciona e como testar. **Simplo**, 2020. Disponível em: <<https://blog.simplusbr.com/sensor-de-rotacao-indutivo/>>. Acesso em: 25 nov. 2022.

SKORETZKY, P. MTE-THOMSON. **Como funciona o sensor de efeito Hall? É o quarto e-book da série Dicas do Elói**, 2022. Disponível em: <<https://www.mte-thomson.com.br/como-funciona-o-sensor-de-efeito-hall-ebook-dicas-do-eloi/>>. Acesso em: 02 dez. 2022.

STORE, M. Sensor Hall PNP NJK-5002A NO - MarinoStore. **Marino Store**. Disponível em: <<https://www.marinostore.com/automacao/sensores/sensor-hall-pnp-njk-5002a-no>>. Acesso em: 08 Dez. 2022.

SUBCOMMITTEE, S. M. B. R. History of Mini Baja® East - SAE International. **SAE**, Rio de Janeiro, 2011. Disponível em: <<https://www.sae.org/binaries/content/assets/cm/content/attend/2018/student-events/baja-sae/history.pdf>>. Acesso em: 18 jun. 2022.

TENAX. Tabela de Pesos - Chapas e Placas de Aço. **Tenax**, 2022. Disponível em: <https://www.tenax.com.br/tenax/wp-content/themes/rocco/pdfs/chapas-e-placas-de-aco/tabela_pesos_Chapas.pdf>. Acesso em: 24 nov. 2022.

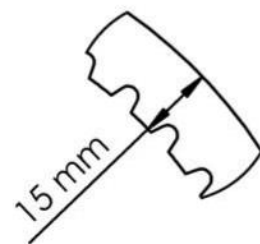
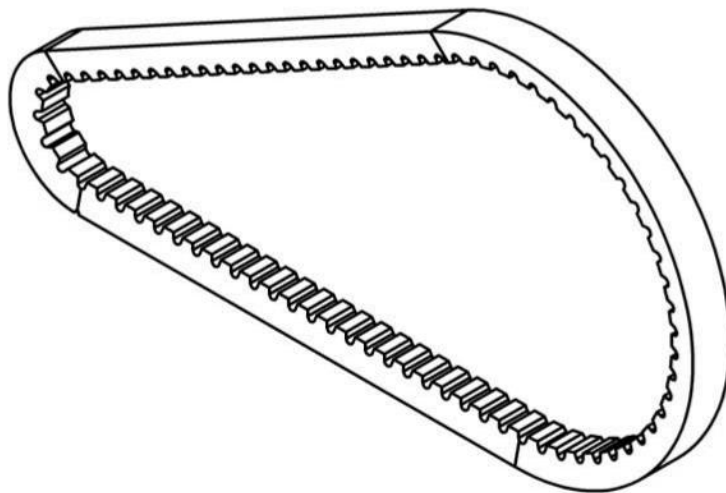
THOMAZINI, D.; ALBUQUERQUE, P. U. B. D. A. **Sensores Industriais Fundamentos e Aplicações**. 8ª. ed. [S.l.]: Érica, 2011.

VARAN, C. **EBKIDS 06**: Motor de combustão interna – jenconv120j4 593 x 348 05/03/06. [S.l.]: Enciclopaedia Britannica, 2006.

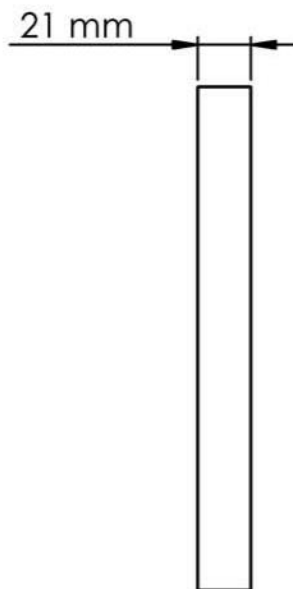
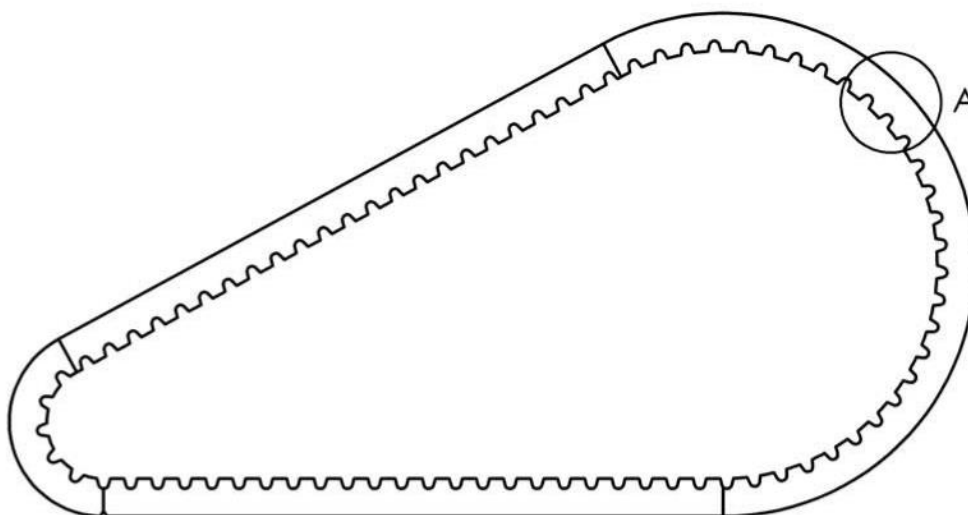
6 ANEXOS

A seguir, seguem os anexos dos detalhamentos de projeto.

6.1	CORREIA ENDURO 100.....	115
6.2	CONJUNTO	116
6.3	DIMENSÕES CONJUNTO	117
6.4	ABA DUPLA DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA	118
6.5	ABA SIMPLES DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA.....	119
6.6	SUPORTE DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA	120
6.7	SUPORTE DA PINÇA DE FREIO	121
6.8	CHAPAS DE FIXAÇÃO DA CAIXA DE REDUÇÃO.....	122
6.9	TAMPO DA BANCADA	123
6.10	PERFIL DE BASE	124
6.11	BASE DO SUPORTE DA PINÇA	125
6.12	CONJUNTO – SUPORTE DOS SENSORES DE EFEITO HALL	126
6.13	BASE CIRCULAR.....	127
6.14	TUBO DO SUPORTE	128
6.15	CASA DO SENSOR DE EFEITO HALL	129



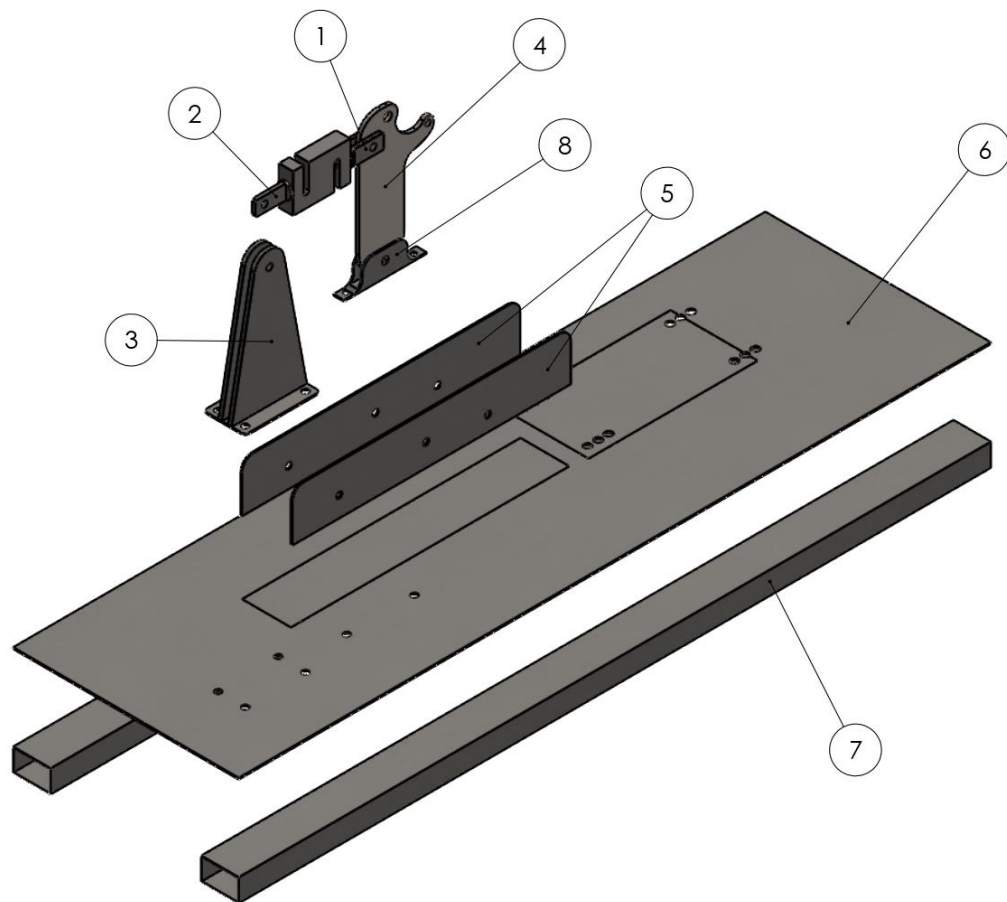
DETALHE A
ESCALA 2 : 3



ALUNO	Eduardo Lanes; Philippe Andrés; Rafael Freitas		
PROF	Ricardo Aguiar; Brenno Tavares		
DATA	08/12/2022	VISTO	

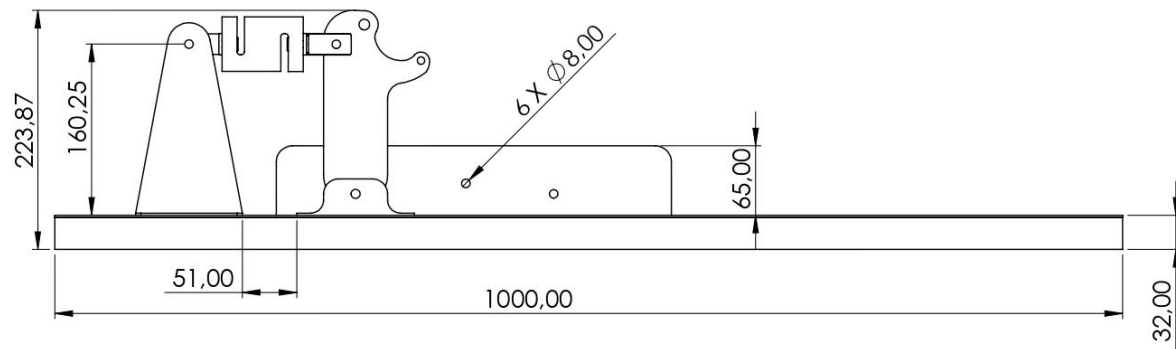
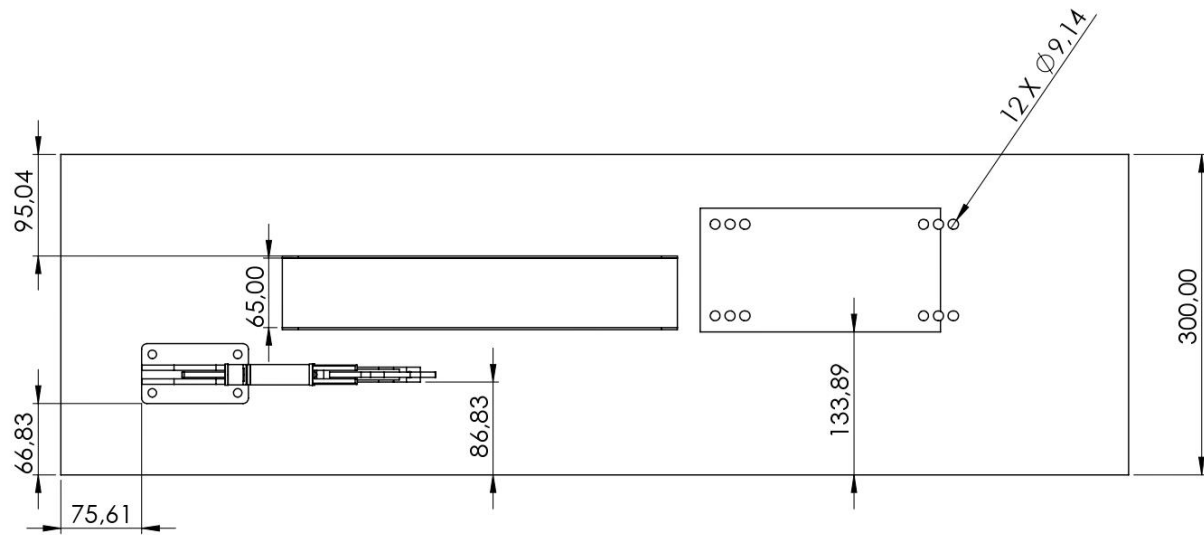
CEFET/RJ

ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:3	CORREIA ENDURO 100			
		NUMERO DO DESENHO		

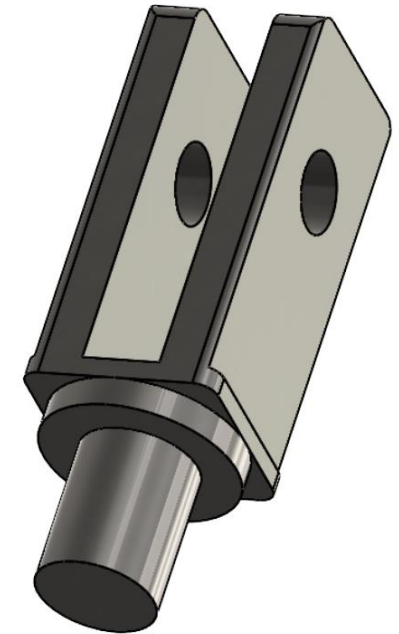
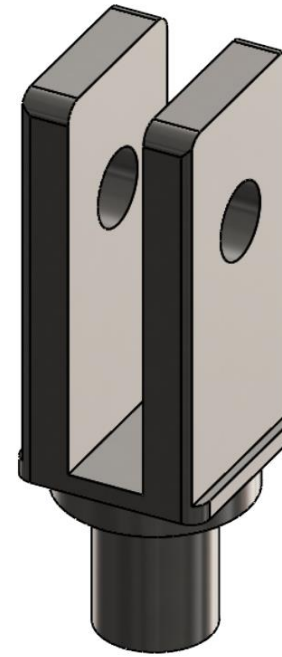
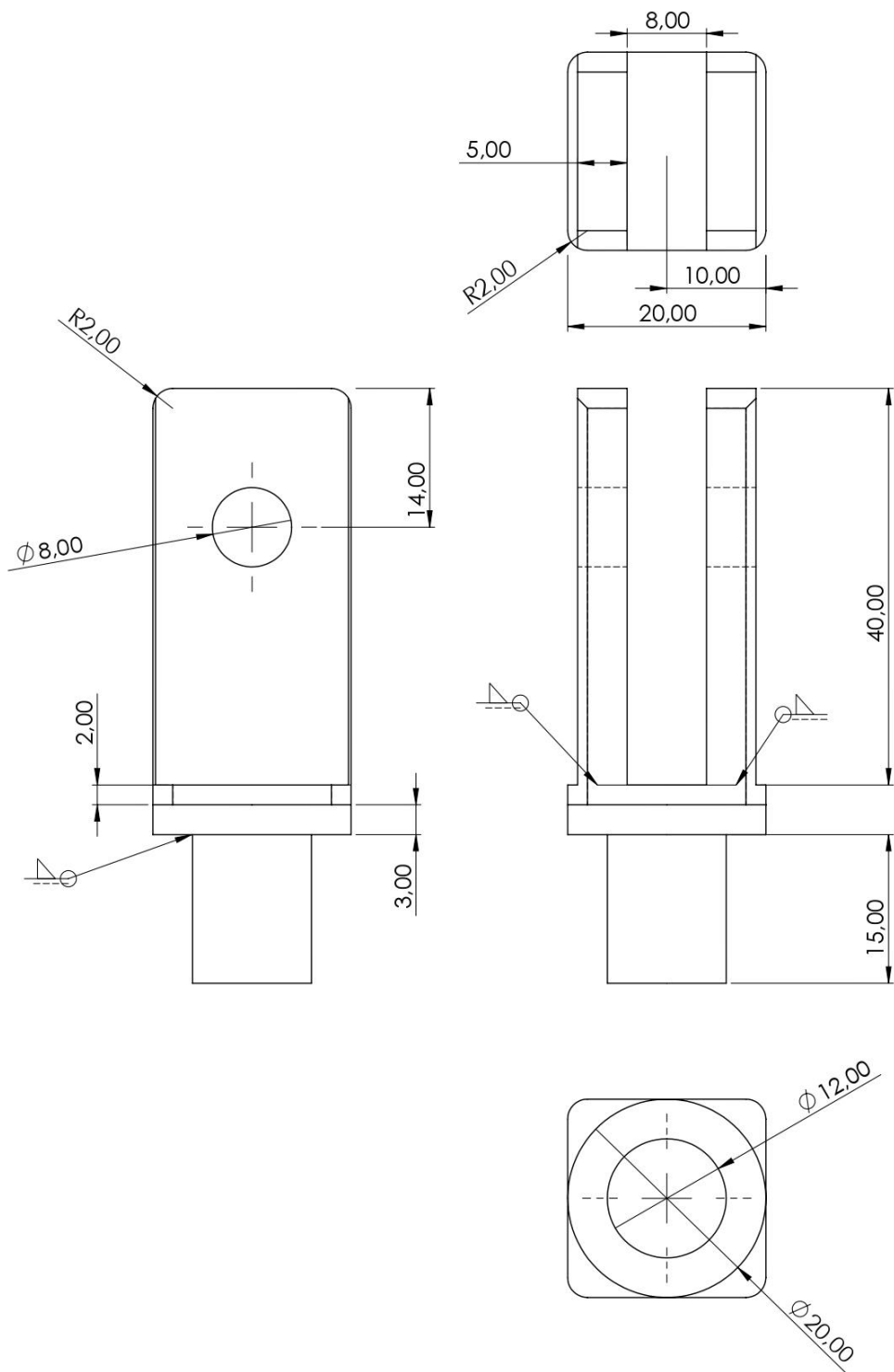


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
8	Base do suporte da pinça	Chapa de aço SAE 1020	1
7	Perfil de base	Perfil retangular de aço SAE 1020 50 x 30 x 1000 com 0,9 mm de parede	2
6	Tampo bancada	Chapa de aço SAE 1020 1000 x 300 x 2 mm	1
5	orelha com adaptação	Chapa de aço SAE 1020 370 x 65 x 2 mm	2
4	Suporte da pinça de freio	Chapa de aço SAE 1020 com 5 mm de espessura	1
3	Suporte de fixação da célula de carga	Chapa de aço SAE 1020 com 5 mm de espessura	1
2	Aba simples de fixação da célula de carga	Chapa de aço SAE 1020 com 5 mm de espessura	1
1	Aba dupla de fixação da célula de carga	Chapa de aço SAE 1020 com 5 mm de espessura	1

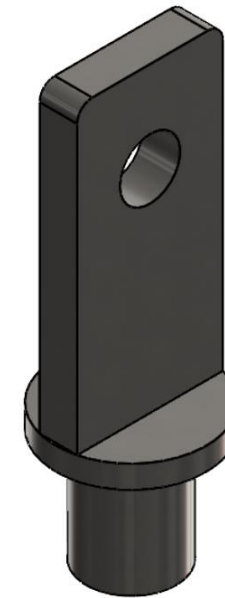
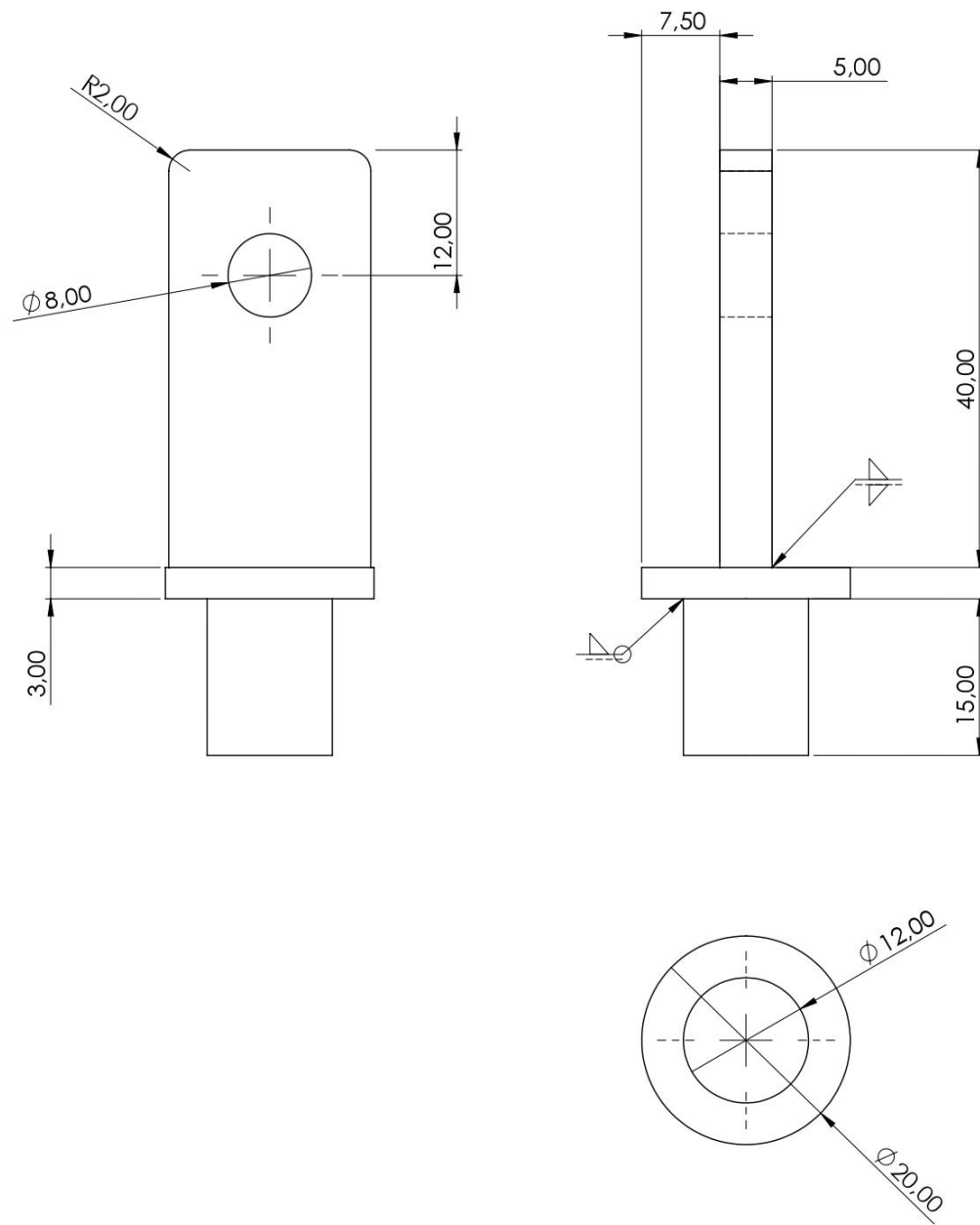
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº	
1:5	CONJUNTO	NÚMERO DO DESENHO			



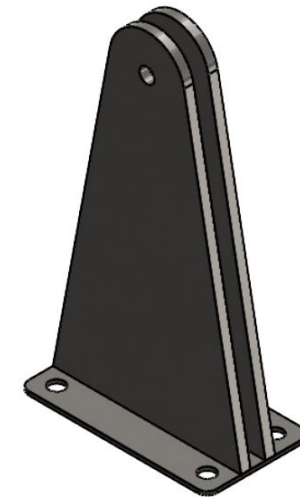
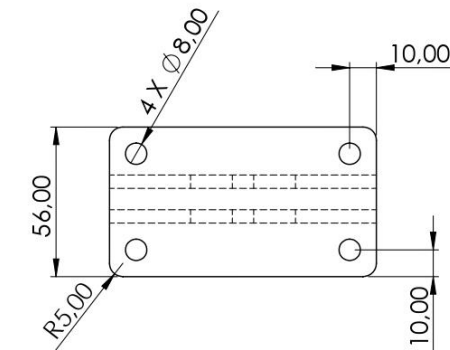
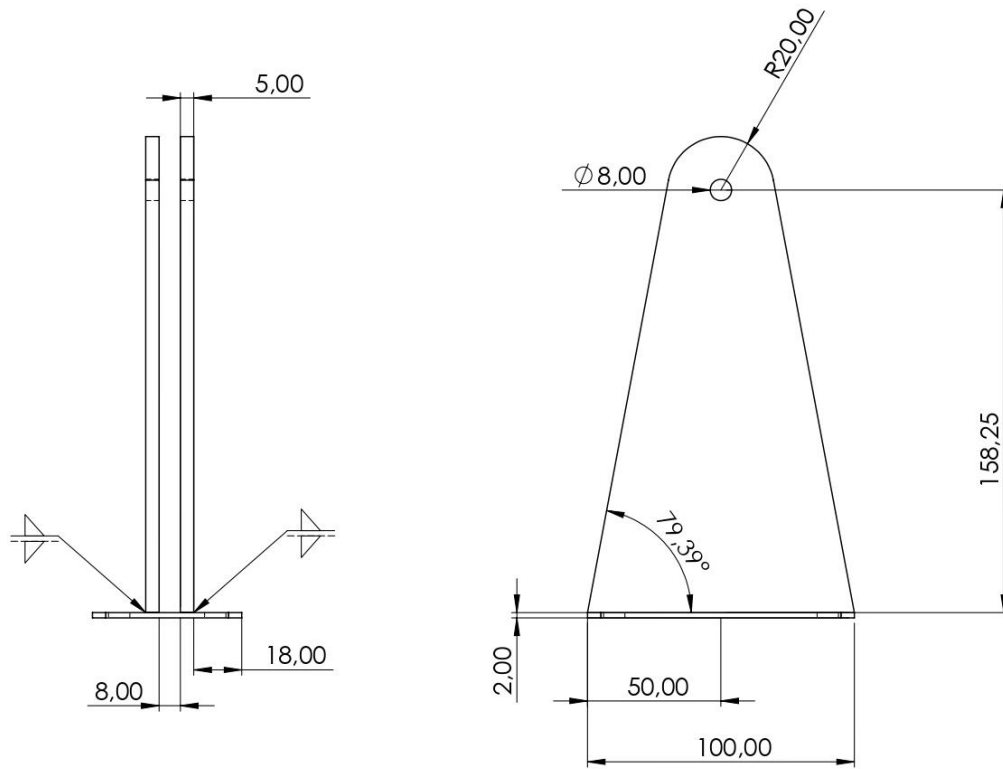
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.: 1:5	TÍTULO DIMENSÕES CONJUNTO		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
			NÚMERO DO DESENHO		



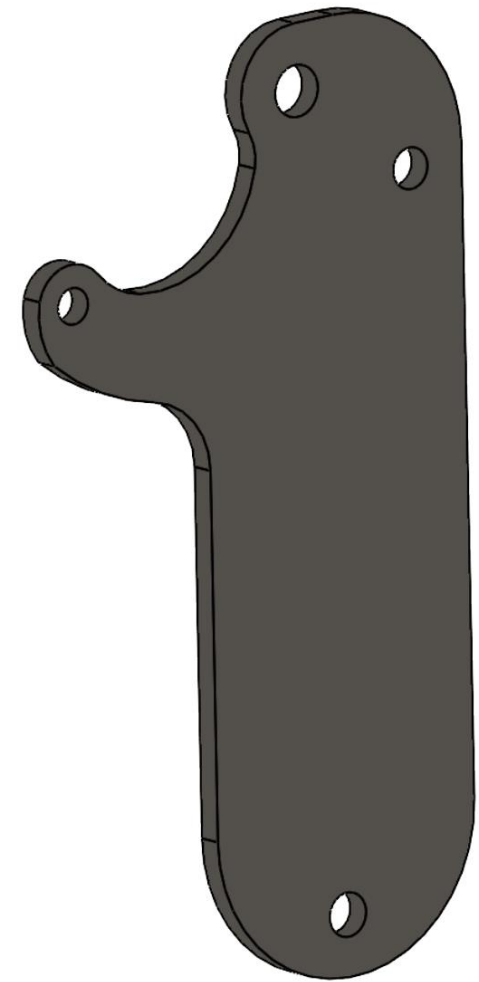
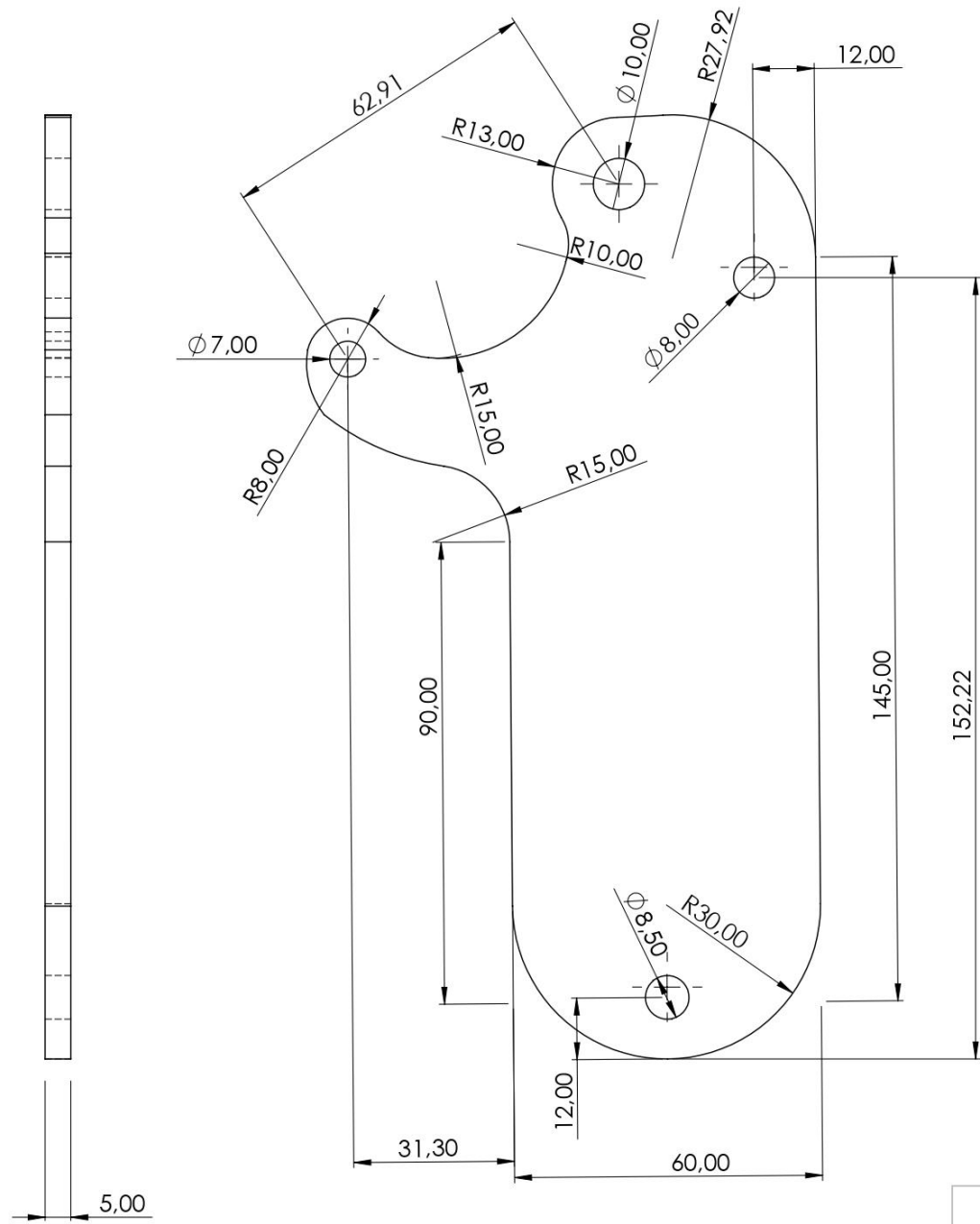
ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data		VISTO		
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
2:1	ABA DUPLA DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		



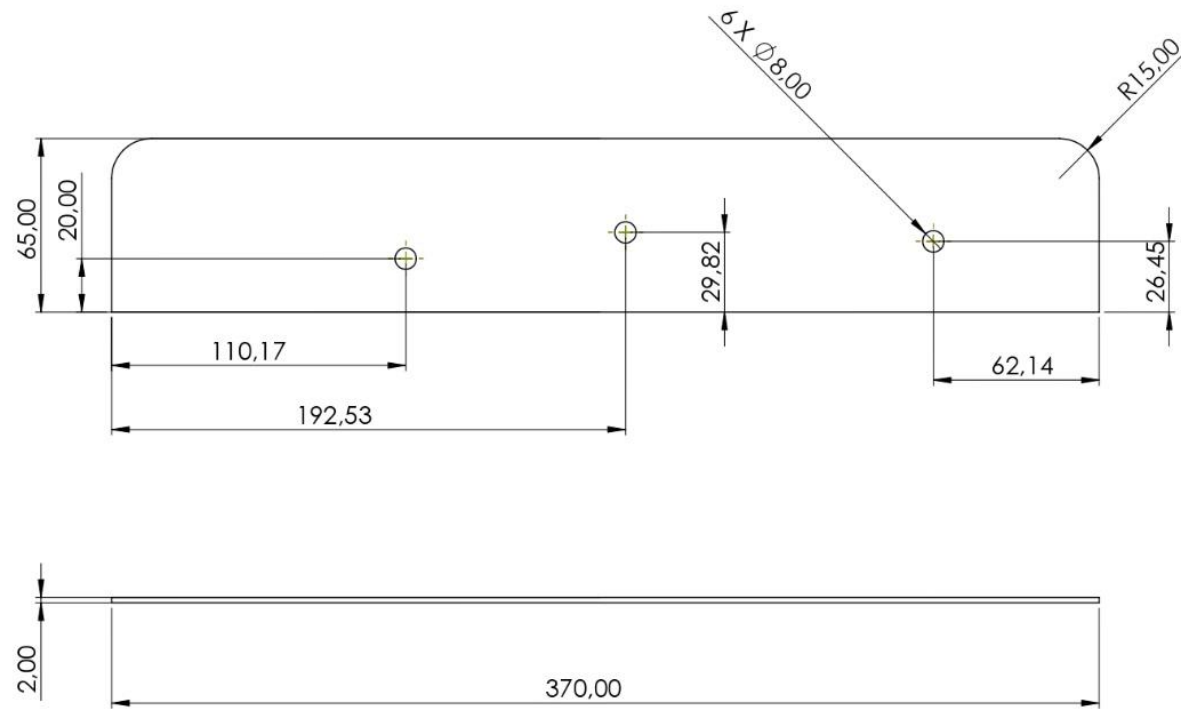
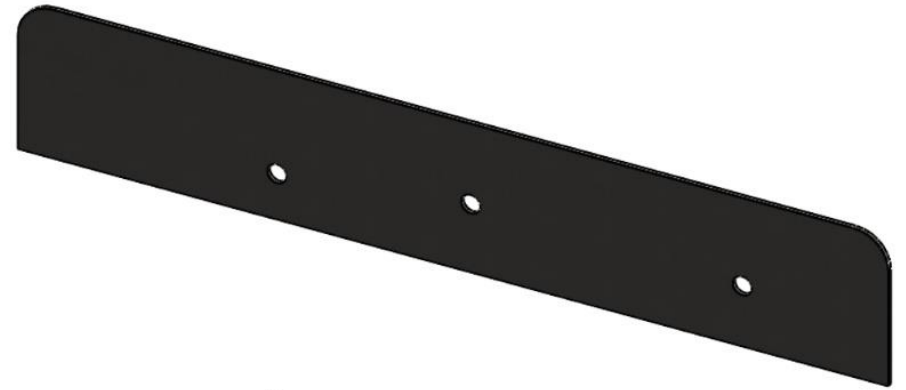
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA N°
2:1	ABA SIMPLES DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		



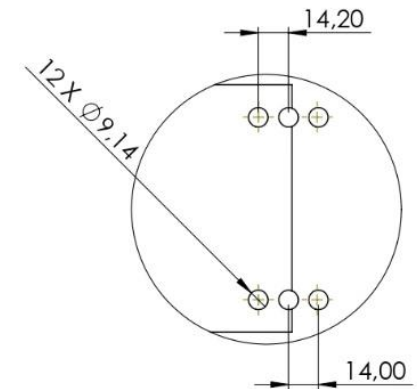
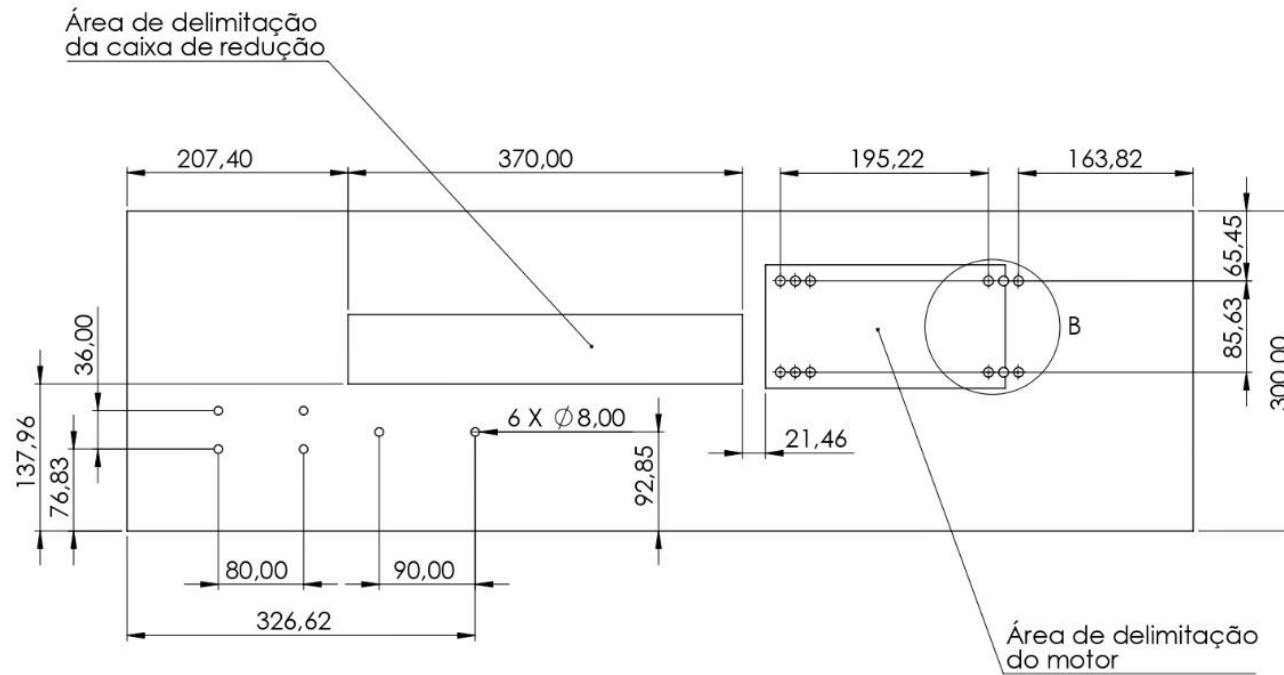
ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data		VISTO		
Esc.: 1:2	TÍTULO SUPORTE DE FIXAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
		NÚMERO DO DESENHO		



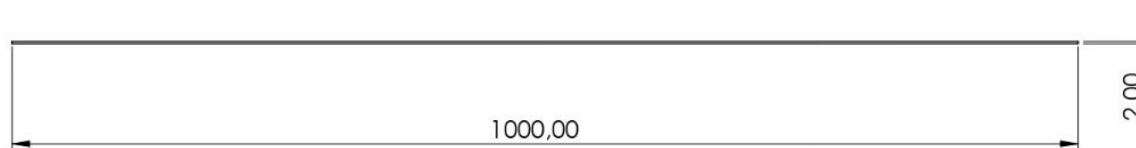
ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data		VISTO		
Esc.: 1:1	TÍTULO SUPORTE DA PINÇA DE FREIO	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
		NÚMERO DO DESENHO		



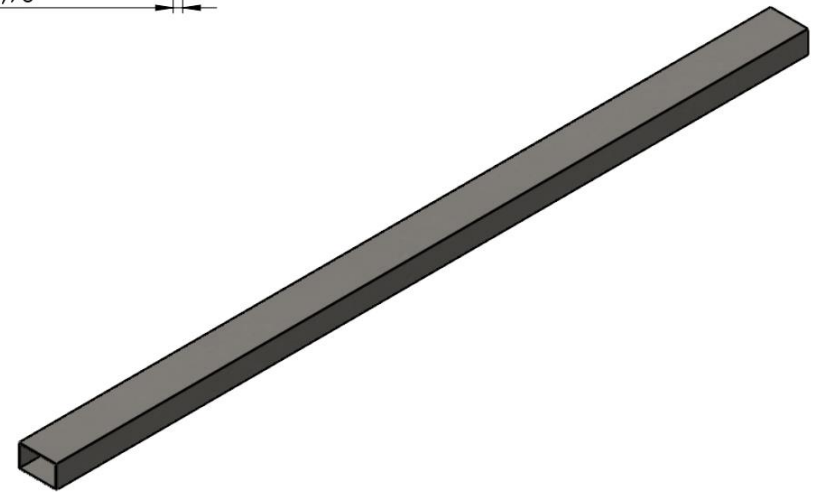
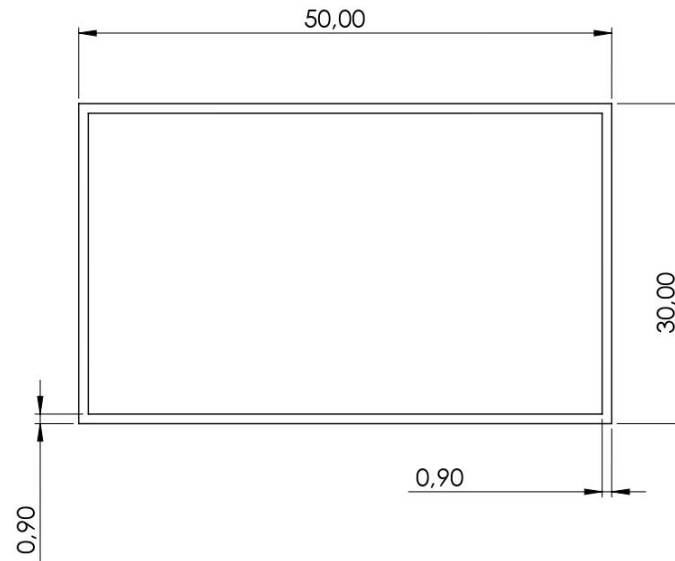
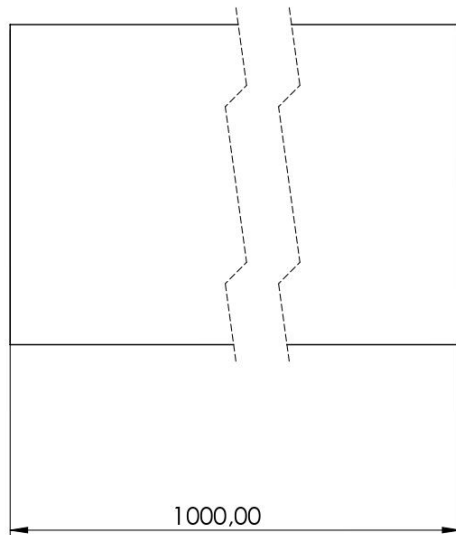
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.: 1:2	TÍTULO CHAPAS DE FIXAÇÃO DA CAIXA DE REDUÇÃO		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
			NÚMERO DO DESENHO		



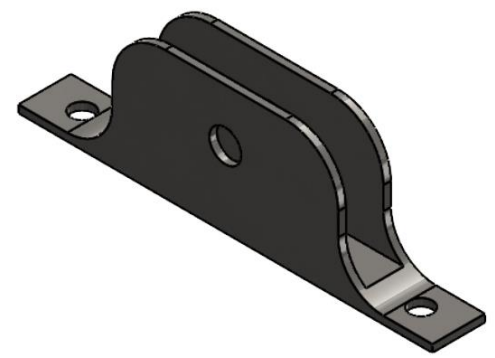
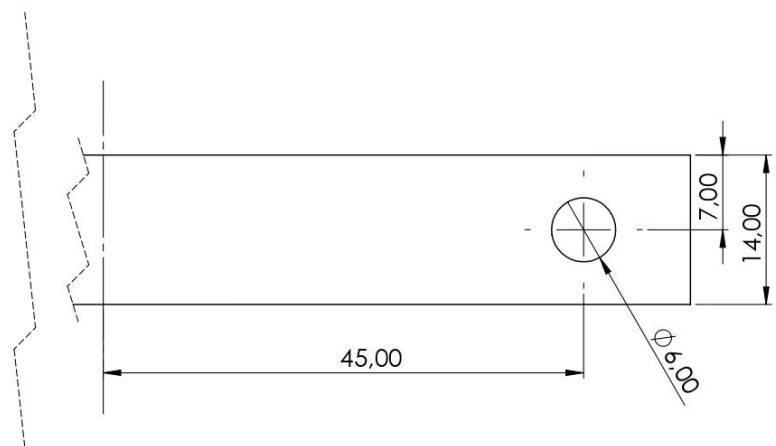
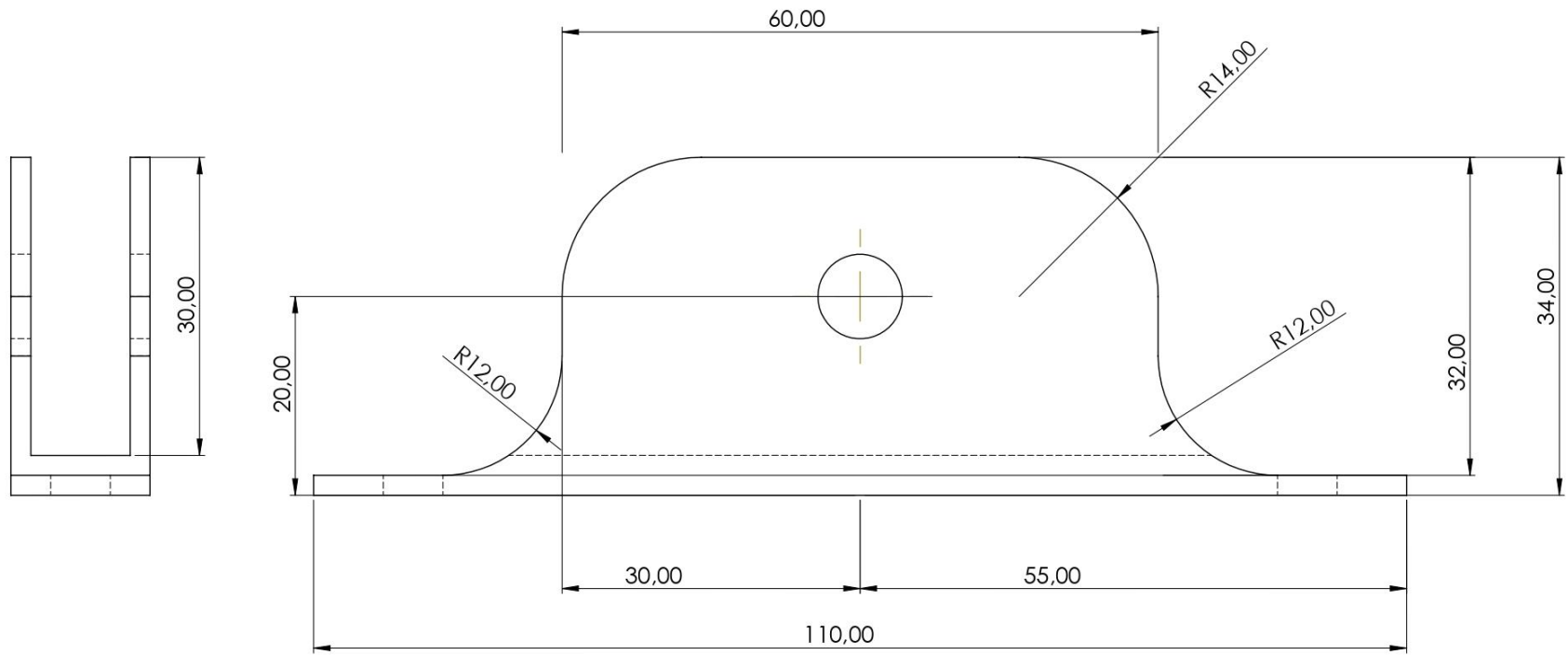
DETALHE B
ESCALA 2 : 5



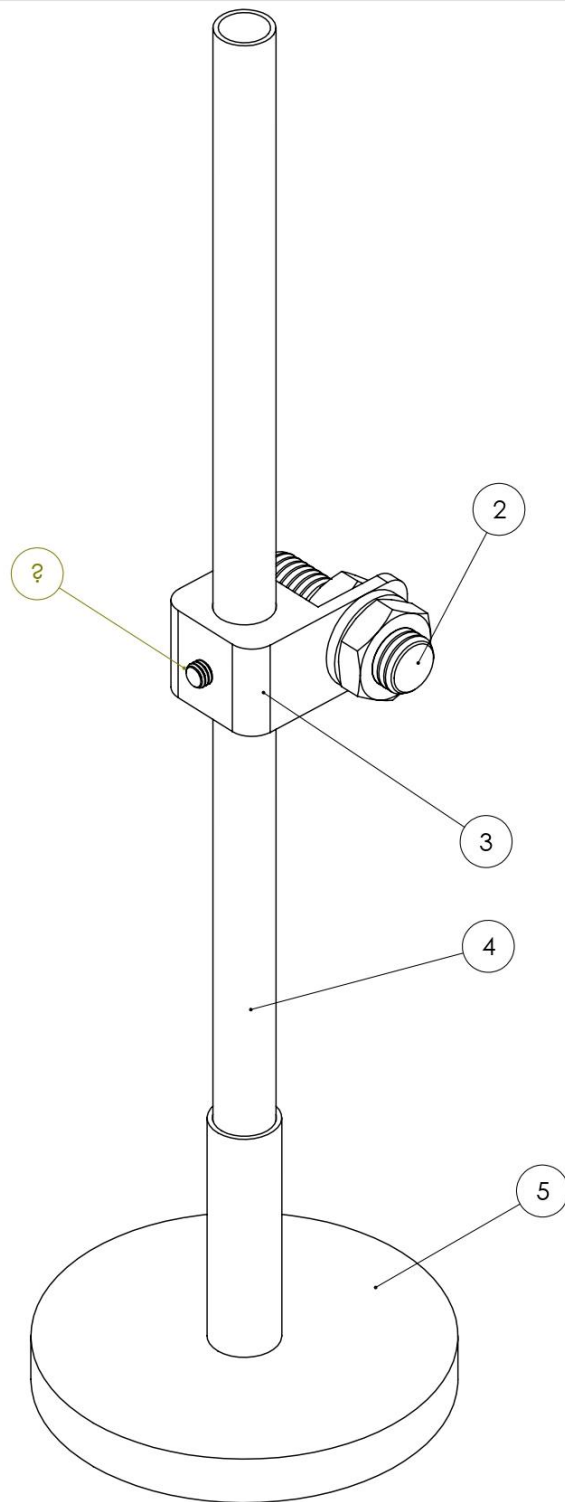
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA N°
1:5	TAMPO DA BANCADA		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		



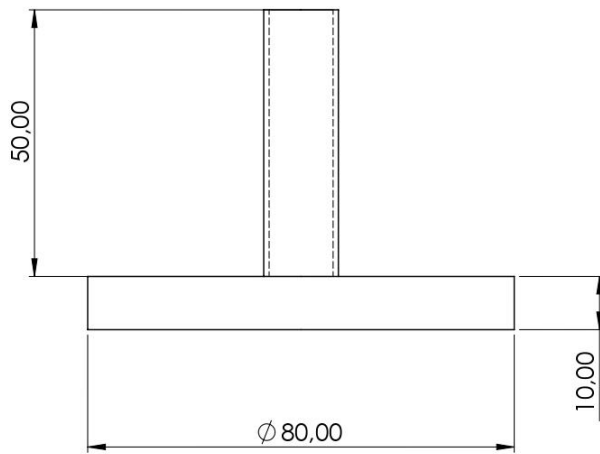
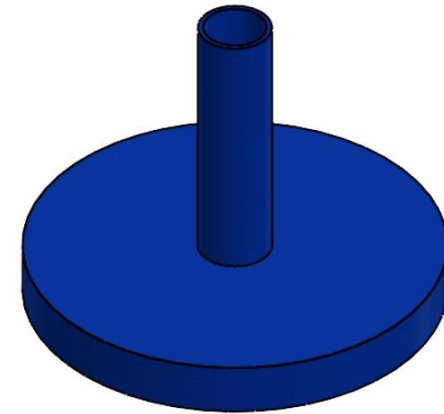
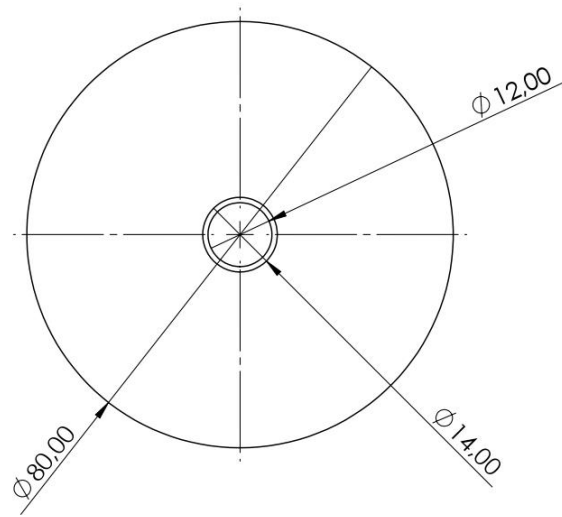
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.: 2:1	TÍTULO PERFIL DE BASE		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
			NÚMERO DO DESENHO		



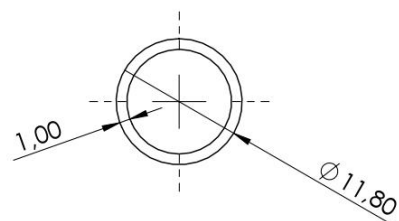
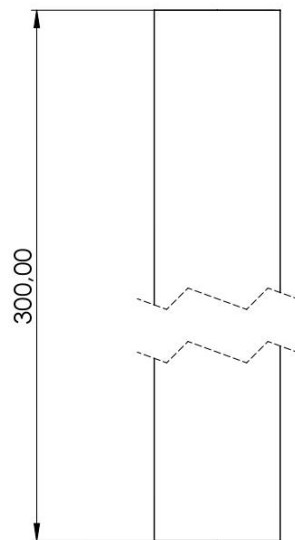
ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA N°
Esc.: 2:1	TÍTULO BASE DO SUPORTE DA PINÇA		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		



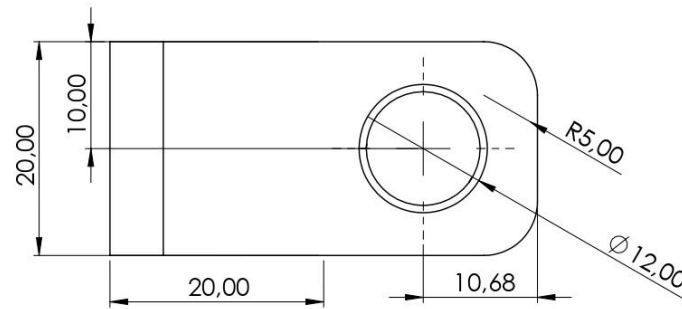
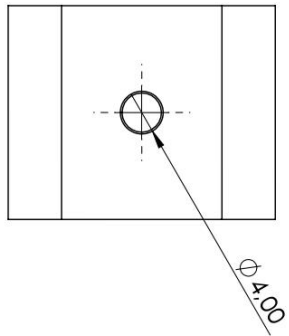
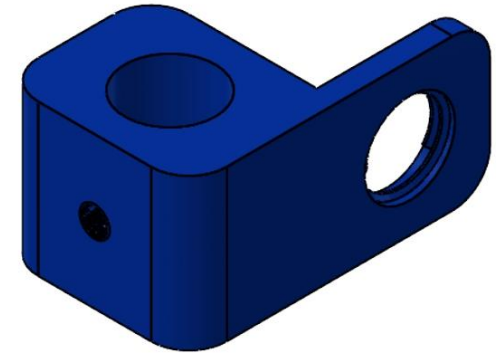
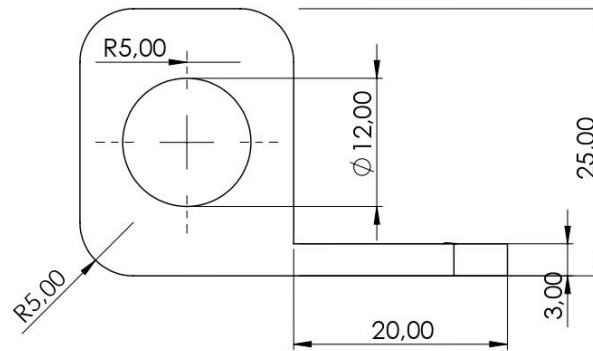
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.	
5	Base circular	Base em PLA	1	
4	Tubo	Tubo de 12mm com 1mm de espessura. em PLA	1	
3	suporte so sensor	Cassa do sensor em PLA	1	
2	Sensor NJK-5002A	Sensor de efeito Hall	1	
7	AM -- M5 x 12 S		1	
ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data	VISTO			
Esc.: 1:1	TÍTULO CONJUNTO - SUPORTE DOS SENSORES DE EFEITO HALL	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO					
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.: 1:1	TÍTULO BASE CIRCULAR		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
			NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data		VISTO		
Esc.: 2:1	TÍTULO TUBO DO SUPORTE	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data		VISTO		
Esc.: 2:1	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
	CASA DO SENSOR DE EFEITO HALL	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		