

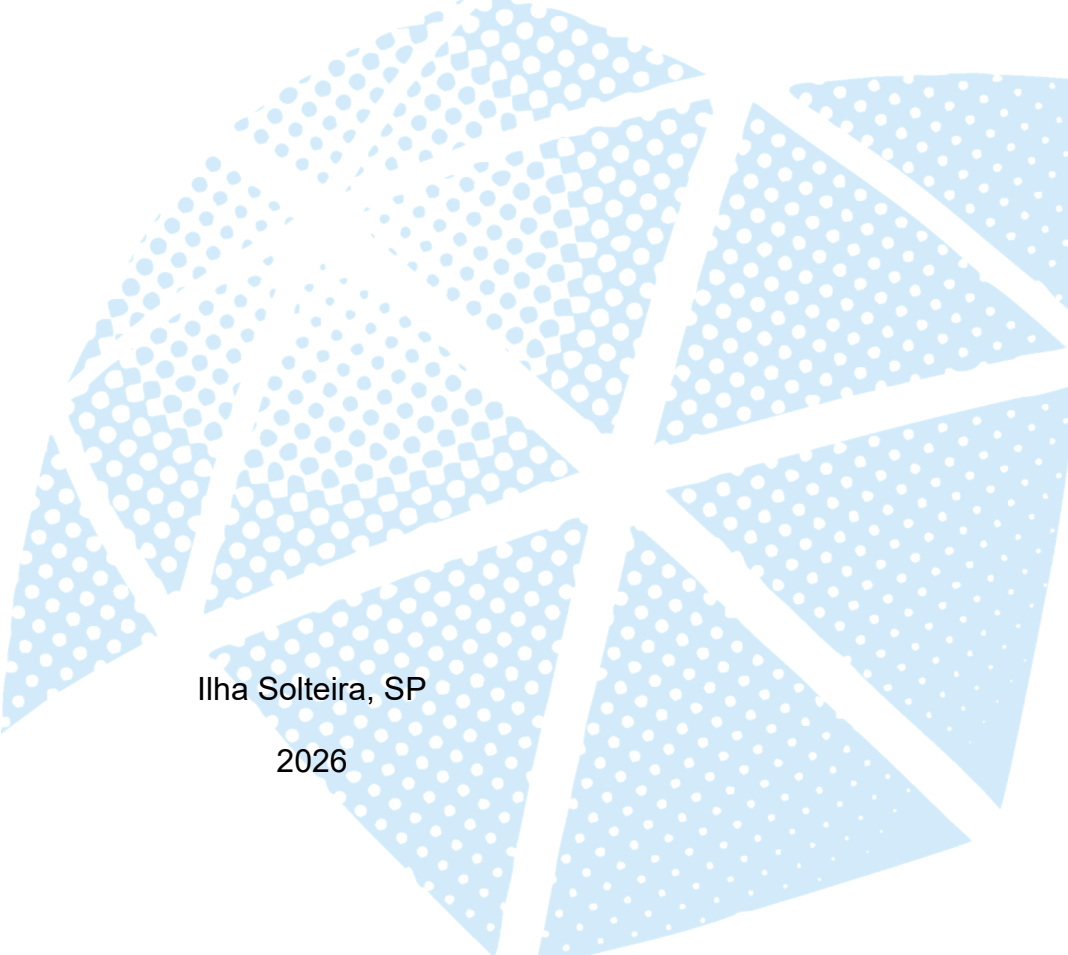
UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA – FEIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO EDUARDO DI PIERO

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO HIDRÁULICO A DISCO PARA
UM VEÍCULO FORMULA SAE**

Ilha Solteira, SP

2026



JOÃO EDUARDO DI PIERO

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO HIDRÁULICO A DISCO PARA
UM VEÍCULO FORMULA SAE**

Trabalho de Graduação apresentado à
Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
– FEIS, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Miguel Ângelo
Menezes

Ilha Solteira, SP

2026

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

D536d Di Piero, João Eduardo.
Dimensionamento de um sistema de freio hidráulico a disco para um veículo
Fórmula SAE / João Eduardo Di Piero. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2026
51 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) -
Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira,
2026

Orientador: Miguel Ângelo Menezes

Inclui bibliografia

1. Dinâmica veicular. 2. Frenagem. 3. Dimensionamento hidráulico.

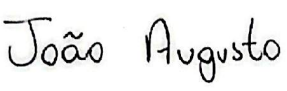
ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Aos 22 dias do mês de Julho do ano de dois mil e vinte e seis, as 18h30min, por videoconferência, no Departamento de Engenharia Mecânica, do Campus da UNESP, da Faculdade de Ilha Solteira, o discente João Eduardo Di Piero, matriculado sob o número 202052338, tendo como banca examinadora, o orientador Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes, o Engenheiro Mecânico Luan Henrik Rossitto Beraldo (IAV do Brasil) e o Mestrando Engenheiro Mecânico João Augusto da Costa Terilli (UNESP), apresentou o Trabalho de Graduação intitulado: “*Dimensionamento de um Sistema de Freio Hidráulico a Disco para um Veículo Formula SAE*”, obtendo o CONCEITO Aprovado e NOTA FINAL: (9,5) NOVE E MEIO.

Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.


Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes (Orientador)


Eng. Mec. Luan Henrik Rossitto Beraldo (IAV do Brasil)


Eng. Mec. João Augusto da Costa Terilli (UNESP)


João Eduardo Di Piero (Discente)

Dedico este trabalho aos meus pais, pelo apoio incondicional, pelos ensinamentos e por sempre acreditarem em meu potencial; aos meus amigos, que sempre me apoiaram; e à Equipe Fênix Racing, pelas experiências, pelos aprendizados e pelas amizades que contribuíram significativamente para minha formação pessoal e profissional.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela saúde, força e perseverança para superar os desafios encontrados ao longo desta jornada.

Aos meus pais e familiares, pelo apoio, incentivo e compreensão durante todos os anos da graduação.

À Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (UNESP), Campus de Ilha Solteira, e a todos os professores que contribuíram para minha formação acadêmica e profissional.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes, pela orientação, disponibilidade e pelos valiosos conhecimentos compartilhados durante o desenvolvimento deste trabalho.

À Equipe Fênix Racing, por me proporcionar experiências que vão muito além da sala de aula. A participação na equipe permitiu o desenvolvimento de conhecimentos técnicos, habilidades de trabalho em equipe, liderança e resolução de problemas, além de me aproximar da realidade da engenharia aplicada. Grande parte do aprendizado que tornou possível a realização deste trabalho foi construída durante essa trajetória junto à equipe.

A todos os colegas, amigos e integrantes da equipe que contribuíram direta ou indiretamente para a execução deste trabalho, meus sinceros agradecimentos.

"No que diz respeito ao desempenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem-feita ou não faz."

— Ayrton Senna

RESUMO

O presente Trabalho de Graduação apresenta o dimensionamento de um sistema de freio hidráulico a disco para o protótipo Formula SAE FX14, desenvolvido pela Equipe Fênix Racing da Universidade Estadual Paulista, Campus de Ilha Solteira. O estudo compreendeu revisão bibliográfica, modelagem da dinâmica veicular longitudinal, dimensionamento do pedal de freio, da caixa de pedais, dos cilindros mestres, das pinças, das pastilhas, dos discos e da regulagem da balance bar, além de modelagens tridimensionais e verificações estruturais numéricas por elementos finitos. Foram adotados parâmetros do veículo e coeficientes de atrito fornecidos pelos fabricantes dos pneus e das pastilhas. Os resultados teóricos indicaram torques de frenagem de 718,63 N·m por roda dianteira e 125,52 N·m por roda traseira, superiores aos torques requeridos para o travamento de 678,32 N·m e 120,17 N·m, respectivamente. As verificações estruturais resultaram em fatores de segurança de 1,27 para o pedal de freio, 1,17 para a caixa de pedais e 1,30 para o disco de freio. Uma análise térmica baseada em dados coletados pela equipe indicou temperatura máxima próxima de 247 °C nos discos em frenagens repetitivas. Também foram realizados testes funcionais preliminares fora da competição, os quais não substituem a validação oficial e instrumentada do sistema. Conclui-se que a configuração apresenta viabilidade técnica para o protótipo, com necessidade de validação quantitativa e de aprovação no teste oficial de frenagem.

Palavras-chave: dinâmica veicular; frenagem; dimensionamento hidráulico; sistema de freio a disco.

ABSTRACT

This Graduation Thesis presents the design of a hydraulic disc braking system for the Formula SAE FX14 prototype developed by the Fênix Racing Team at São Paulo State University, Ilha Solteira campus. The study comprised a literature review, longitudinal vehicle dynamics modeling, the design of the brake pedal, *pedal box*, master cylinders, calipers, brake pads, discs, and *balance bar* adjustment, as well as three-dimensional modeling and finite element structural verification. Vehicle parameters and friction coefficients supplied by the tire and brake-pad manufacturers were adopted. The theoretical results indicated braking torques of 718.63 N·m per front wheel and 125.52 N·m per rear wheel, exceeding the required wheel-lock torques of 678.32 N·m and 120.17 N·m, respectively. The structural verifications resulted in safety factors of 1.27 for the brake pedal, 1.17 for the *pedal box*, and 1.30 for the brake disc. A thermal analysis based on data collected by the team indicated a maximum disc temperature close to 247 °C under repeated braking. Preliminary functional tests were also performed outside the competition; however, they do not replace official and instrumented system validation. The configuration was found to be technically feasible for the prototype, while quantitative validation and the official braking test remain necessary.

Keywords: vehicle dynamics; braking; hydraulic design; disc brake system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Freio a tambor	5
Figura 3.2 – Esquema de freio a disco	6
Figura 3.3 – Pedal de freio	7
Figura 3.4 – Cilindro mestre	7
Figura 3.5 – Pinça de freio Wilwood Dynapro Single	8
Figura 3.6 – Disco de freio	9
Figura 3.7 – <i>Balance bar</i>	9
Figura 4.1 – Acelerações dos eixos em função do fator de frenagem.....	12
Figura 5.1 – Esquema do pedal de freio	13
Figura 5.2 – Simulação estrutural do pedal de freio	14
Figura 5.3 – Disco de freio	16
Figura 5.4 – Simulação estrutural do disco de freio	17
Figura 6.1 – Manufatura da caixa de pedais	26

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Parâmetros da simulação estrutural da <i>pedal box</i>	18
Tabela 5.2 – Dados iniciais do veículo FX14	19
Tabela 5.3 – Cilindros mestres selecionados	20
Tabela 5.4 – Pressões hidráulicas geradas	21
Tabela 5.5 – Pinças de freio selecionadas	21
Tabela 5.6 – Pastilhas selecionadas	22
Tabela 5.7 – Torque de frenagem gerado	22
Tabela 5.8 – Resultados da análise dinâmica	23
Tabela 5.9 – Coeficientes de segurança	23
Tabela 7.1 – Distribuição estática de peso	28
Tabela 7.2 – Distribuição dinâmica de peso durante a frenagem.....	28
Tabela 7.3 – Comparação entre os torques gerado e requerido por roda.....	29
Tabela 7.4 – Distribuição inicial de força adotada na <i>balance bar</i>	29
Tabela 7.5 – Pressões hidráulicas máximas	29
Tabela 7.6 – Desaceleração estimada do veículo	30
Tabela 7.7 – Resultados estruturais do pedal de freio	30
Tabela 7.8 – Resultados estruturais da <i>pedal box</i>	31
Tabela 7.9 – Resultados estruturais e térmicos do disco de freio	31
Tabela 7.10 – Verificação dos principais requisitos do sistema de freio	32

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Desaceleração do veículo (m/s^2)
Acm	Área do pistão do cilindro mestre (m^2)
Ap	Área do pistão da pinça (m^2)
a	Desaceleração do veículo expressa em múltiplos de g (g)
a_d	Desaceleração dianteira (g)
a_t	Desaceleração traseira (g)
BF	Fator de frenagem (adimensional)
C1	Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro (m)
C2	Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro (m)
Dcm	Diâmetro do cilindro mestre (m)
Dd	Diâmetro do disco de freio (m)
Dp	Diâmetro do pistão da pinça (m)
d	Distância perpendicular (m)
Ef	Eficiência mecânica do conjunto do pedal (adimensional)
Ecm	Fração de força transmitida aos cilindros mestres (adimensional)
Efl	Eficiência global adotada para o circuito hidráulico (adimensional)
F	Força resultante (N)
Fat	Força de atrito pastilha-disco (N)
Fcm	Força no cilindro mestre (N)
Fcmd	Força no cilindro mestre dianteiro (N)
Fcmt	Força no cilindro mestre traseiro (N)
Fped	Força transmitida pelo pedal (N)
Fpil	Força aplicada pelo piloto (N)
Fp	Força gerada pelos pistões da pinça (N)
Freg	Força regulamentar no pedal de freio (N)
Fsaída	Força na saída do pedal (N)
Fx	Força de atrito pneu-solo (N)
Fz1	Força normal dianteira (N)
Fz2	Força normal traseira (N)
FS	Fator de segurança estrutural (adimensional)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
h	Altura do centro de gravidade (m)
kf	Fator de frenagem — distribuição entre eixos (adimensional)
L	Entre-eixos do veículo (m)
I_p	Distância entre o pivô e o ponto de aplicação da força do piloto (m)
I_{cm}	Distância entre o pivô e o acionamento dos cilindros mestres (m)
m	Massa (kg)
M	Momento ($\text{N}\cdot\text{m}$)
Np	Número de pistões da pinça
P	Pressão hidráulica (Pa)
R	Raio dinâmico do pneu (m)
Ref	Raio efetivo do disco de freio (m)

LISTA DE SÍMBOLOS – continuação

r	Raio de aplicação (m)
Sf	Coeficiente de travamento de frenagem (adimensional)
T	Torque (N·m)
TC	Transferência longitudinal de carga (N)
Tf	Torque de frenagem gerado pelo sistema (N·m)
Tr	Torque requerido para o travamento da roda (N·m)
W	Peso total do veículo (N)
α	Relação de pedal (adimensional)
β	Relação de <i>balance bar</i> (adimensional)
$\delta_{\text{máx}}$	Deslocamento máximo (mm)
μ	Coeficiente de atrito pneu-solo (adimensional)
μ_p	Coeficiente de atrito pastilha-disco (adimensional)
$\sigma_{VM, \text{máx}}$	Tensão equivalente de Von Mises máxima (MPa)
σ_y	Limite de escoamento do material (MPa)
θ	Ângulo entre a força e o braço de alavanca (rad)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	3
2.1 Procedimentos Metodológicos	3
3 SISTEMAS DE FREIO	4
3.1 Freio a Tambor	4
3.2 Freio a Disco.....	5
3.3 Sistema ABS.....	6
3.4 Principais Componentes do Sistema de Freio	6
3.4.1 Pedal de Freio	6
3.4.2 Cilindro Mestre	7
3.4.3 Linhas Hidráulicas	7
3.4.4 Pinças de Freio	8
3.4.5 Pastilhas de Freio.....	8
3.4.6 Discos de Freio	8
3.4.7 <i>Balance Bar</i>	9
4 DINÂMICA VEICULAR	10
4.1 Conceitos Fundamentais	10
4.1.1 Força	10
4.1.2 Momento	10
4.1.3 Torque	10
4.2 Análise Estática do Veículo	11
4.3 Análise Dinâmica Durante a Frenagem	11
4.4 Transferência Longitudinal de Carga	11
4.5 Forças de Atrito Pneu-Solo.....	11
4.6 Torque Requerido para o Travamento.....	12
4.7 Distribuição Ideal de Frenagem	12
5 DIMENSIONAMENTO.....	13
5.1 Dimensionamento do Pedal de Freio.....	13
5.1.1 Relação de pedal	13
5.1.2 Força transmitida ao sistema hidráulico	14
5.1.3 Projeto estrutural do pedal	14
5.1.4 Simulação estrutural em elementos finitos	14

5.1.5 Seleção do material.....	15
5.1.6 Considerações finais sobre o pedal de freio	15
5.2 Projeto do Disco de Freio	15
5.2.1 Projeto geométrico do disco.....	15
5.2.2 Considerações térmicas.....	16
5.2.3 Simulação estrutural do disco	16
5.2.4 Considerações finais sobre o disco de freio.....	17
5.3 Projeto da Caixa de Pedais (<i>Pedal Box</i>).....	17
5.3.1 Requisitos de projeto.....	17
5.3.2 Integração com o chassi e ergonomia.....	17
5.3.3 Projeto estrutural da <i>pedal box</i>	18
5.3.4 Simulação estrutural da <i>pedal box</i>	18
5.3.5 Fabricação da <i>pedal box</i>	18
5.3.6 Validação e manutenção.....	18
5.3.7 Considerações finais sobre a <i>pedal box</i>	19
5.4 Dados Iniciais do Veículo.....	19
5.5 Força Aplicada no Pedal.....	20
5.6 Distribuição de Força pela <i>Balance Bar</i>	20
5.7 Seleção dos Cilindros Mestres	20
5.8 Pressão Hidráulica nos Circuitos	20
5.9 Seleção das Pinças de Freio	21
5.10 Força Gerada pelos Pistões das Pinças	21
5.11 Força de Atrito entre Pastilha e Disco.....	21
5.12 Torque de Frenagem Gerado	22
5.13 Análise Dinâmica e Torque Necessário para Travamento.....	22
5.14 Verificação do Coeficiente de travamento de frenagem	23
5.15 Fator de Frenagem	24
5.16 Discussão dos Resultados.....	24
5.17 Considerações Finais do Dimensionamento.....	24
6 MANUFATURA	25
6.1 Considerações Gerais sobre a Manufatura	25
6.2 Fabricação da Caixa de Pedais	25
6.3 Fabricação dos Pedais	26

6.4	Fabricação dos Discos de Freio	26
6.5	Montagem do Sistema Hidráulico	27
6.6	Considerações Finais sobre a Manufatura	27
7	DESEMPENHO TEÓRICO E TESTES PRELIMINARES.....	28
7.1	Distribuição Dinâmica de Frenagem	28
7.2	Capacidade de Frenagem do Sistema.....	28
7.3	Influência da Regulagem da <i>Balance Bar</i>	29
7.4	Desempenho Hidráulico.....	29
7.5	Desaceleração Teórica e Desempenho Esperado	30
7.6	Verificação Estrutural Numérica dos Componentes	30
7.7	Testes Funcionais Preliminares.....	31
7.8	Verificação dos Requisitos do Regulamento Formula SAE	31
7.9	Considerações Finais sobre o Desempenho do Sistema	32
8	CONCLUSÃO.....	33
8.1	Sugestões para futuros trabalhos	34
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	35

1 INTRODUÇÃO

O programa Formula SAE é uma competição estudantil, organizada pela SAE International e pela SAE Brasil, com o objetivo de expor os alunos a situações reais de engenharia, nas quais podem realizar a aplicação prática dos conhecimentos adquiridos em sala de aula em um projeto real de engenharia automotiva [1].

As equipes devem desenvolver um veículo monoposto do tipo Formula, sendo responsáveis por todo o processo, desde a concepção inicial até o projeto final, incluindo manufatura, montagem, validação e testes dinâmicos do veículo. Ao final, após passar pela inspeção técnica e pelo teste de frenagem, o veículo será avaliado por meio de provas estáticas relacionadas ao projeto, custo e manufatura, além do desempenho e confiabilidade, por meio de provas práticas, como aceleração, *skid pad*, *autocross* e *enduro* [1].

Em qualquer veículo, o sistema de freio destaca-se como um dos mais importantes, visto que está diretamente relacionado à segurança do piloto, à estabilidade do veículo e, conseqüentemente, ao desempenho nas provas. Um sistema mal dimensionado compromete a dirigibilidade durante as frenagens, provocando instabilidades dinâmicas e perda de controle do veículo, podendo até inviabilizar a participação da equipe na competição.

O regulamento Formula SAE estabelece requisitos obrigatórios para que o sistema de freio seja considerado operacionalmente seguro. O veículo deve possuir dois circuitos hidráulicos independentes, cada um capaz de atuar em pelo menos duas rodas, de modo que a falha de um circuito não elimine totalmente a capacidade de frenagem. Além disso, em caso de curso excessivo do pedal decorrente de falha hidráulica, o *Brake Over-Travel Switch* (BOTS) deve abrir o circuito de desligamento e interromper a propulsão do veículo. Esse dispositivo não substitui a capacidade residual de frenagem do circuito remanescente [1].

Além das exigências diretamente relacionadas ao sistema de freio, o regulamento estabelece requisitos para a configuração geral e para a estrutura do veículo, incluindo cockpit aberto, quatro rodas e entre-eixos mínimo. Esses parâmetros influenciam diretamente a dinâmica longitudinal e o comportamento do protótipo durante a frenagem [1].

A caixa de pedais, responsável pela interação entre o piloto e o sistema de freio, também deve obedecer a diversas regras, como distância mínima da parte dianteira do veículo e resistência estrutural. Pela norma, toda a caixa de pedais deve ser capaz de resistir a uma força de 2000 N aplicada ao pedal de freio, sem sofrer nenhuma deformação plástica [1].

Após a análise desses parâmetros, o veículo deverá passar por um teste de frenagem, em que serão avaliados o desempenho do sistema e a dinâmica veicular. Nesse teste, o veículo deve travar as quatro rodas e manter a trajetória em linha reta, demonstrando estabilidade e eficiência de frenagem. O não atendimento desses requisitos impede a participação do veículo na competição [1].

Para o correto dimensionamento do sistema de freio, é necessário compreender completamente o sistema. O sistema de freio automotivo converte a

energia cinética do veículo em energia térmica, por meio do atrito entre os discos e as pastilhas de freio [2]. Entretanto, a limitação da desaceleração máxima não se dá pelo sistema de freio em si, mas sim pelo coeficiente de atrito entre o pneu e o solo. Durante a frenagem, ocorre a transferência longitudinal de carga, na qual o eixo dianteiro recebe maior carga durante a desaceleração. Isso resulta em um aumento das forças normais que atuam na dianteira, alterando a capacidade de desaceleração do eixo. Essa diferença de distribuição de massa reforça a necessidade do correto dimensionamento e regulagem do sistema de freio, além da análise detalhada da dinâmica longitudinal do veículo, garantindo estabilidade e eficiência da frenagem [3].

Diante da importância desse subsistema, o presente trabalho propõe o dimensionamento de um sistema de freio hidráulico a disco aplicado ao protótipo Formula SAE da Equipe Fênix Racing da Universidade Estadual Paulista, Campus de Ilha Solteira. O estudo busca garantir conformidade com os requisitos estabelecidos pelo regulamento Formula SAE, além de desenvolver um sistema capaz de fornecer elevada eficiência de frenagem, estabilidade dinâmica, segurança operacional e viabilidade de manufatura, utilizando conceitos de dinâmica veicular, sistemas hidráulicos e engenharia automotiva aplicada.

2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivos realizar uma revisão bibliográfica sobre os sistemas de freio mais utilizados e os principais componentes de um sistema de freio hidráulico a disco; desenvolver um modelo matemático de frenagem que considere a transferência longitudinal de carga durante a desaceleração do veículo; dimensionar os principais componentes do sistema, considerando confiabilidade, ergonomia, eficiência de frenagem, baixa massa, segurança operacional e viabilidade de manufatura; elaborar modelos tridimensionais em *software* CAD; realizar verificações estruturais numéricas por elementos finitos sob as condições de carregamento previstas pelo regulamento Formula SAE; e executar testes funcionais preliminares do sistema montado, fora da competição, para avaliar qualitativamente seu funcionamento.

2.1 Procedimentos Metodológicos

O trabalho foi desenvolvido nas seguintes etapas: levantamento bibliográfico e regulamentar; definição dos parâmetros geométricos e dinâmicos do protótipo; elaboração do modelo matemático de frenagem e da planilha de dimensionamento; seleção dos componentes hidráulicos; modelagem em CAD; verificação estrutural numérica do pedal, da caixa de pedais e do disco; definição dos processos de fabricação; montagem do sistema; consideração da análise térmica baseada em dados coletados pela equipe; e realização de testes funcionais preliminares fora da competição. Os resultados calculados e simulados foram comparados com os requisitos de projeto, mantendo-se como etapas futuras a validação instrumentada e o teste oficial de frenagem.

3 SISTEMAS DE FREIO

O sistema de freio automotivo possui como principal função reduzir a velocidade do veículo, convertendo a energia cinética do movimento em energia térmica por meio do atrito entre os componentes do sistema de frenagem [2]. Em veículos de competição, como os de Formula SAE, o sistema de freio torna-se ainda mais importante devido às elevadas desacelerações exigidas durante as provas dinâmicas, sendo diretamente responsável pela estabilidade, segurança e desempenho do veículo.

Os sistemas de freio podem ser classificados de diferentes formas, principalmente quanto ao meio de acionamento, ao método de transmissão de força e ao tipo de elemento responsável pela geração do torque de frenagem [6]. Os meios de acionamento podem ocorrer por meio de pedal, alavancas ou sistemas eletrônicos. Em veículos automotivos convencionais e em protótipos Formula SAE, o acionamento é realizado predominantemente por meio do pedal de freio, em que a força aplicada pelo piloto é transmitida ao sistema hidráulico por meio de uma alavanca mecânica [4].

Quanto ao meio de transmissão de força, os sistemas de freio podem ser classificados em mecânicos, hidráulicos e pneumáticos. Os sistemas mecânicos utilizam cabos, hastes ou alavancas para transmitir diretamente a força aplicada pelo motorista até os mecanismos de frenagem, sendo empregados principalmente em freios de estacionamento. Os sistemas pneumáticos utilizam ar comprimido para transmissão da força de frenagem, sendo amplamente empregados em veículos pesados [2]. O sistema hidráulico é o mais utilizado em veículos de passeio e competição devido à elevada eficiência, simplicidade construtiva, baixo peso e rápida resposta dinâmica [2].

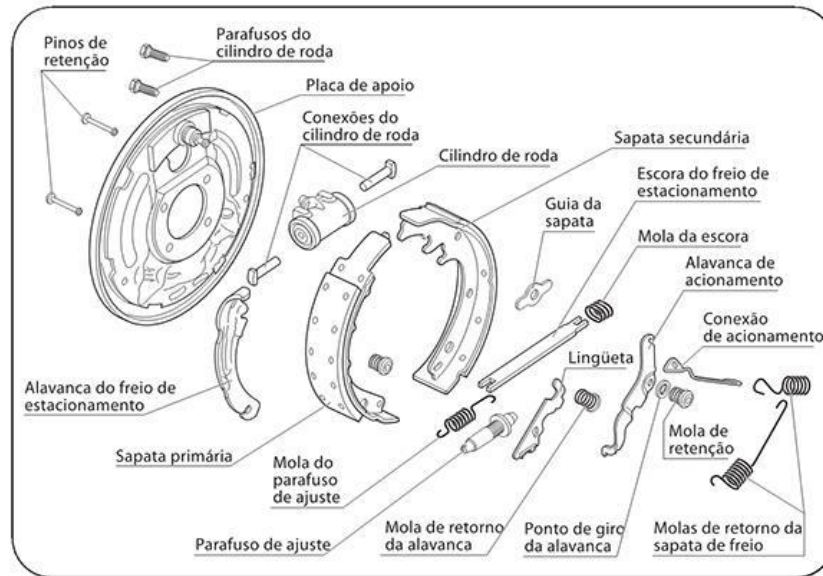
3.1 Freio a Tambor

O freio a tambor é constituído basicamente por tambor, sapatas, lonas de freio, cilindro de roda, molas de retorno e prato de freio [2]. Nesse sistema, as sapatas são pressionadas contra a superfície interna do tambor, gerando atrito e, consequentemente, o torque de frenagem.

Uma das principais vantagens do freio a tambor é o efeito de autoenergização, no qual o próprio movimento do tambor auxilia no aumento da força normal entre as lonas e o tambor, reduzindo o esforço necessário no pedal de freio [2]. Além disso, o sistema apresenta baixo custo de fabricação e elevada durabilidade.

Entretanto, os freios a tambor apresentam diversas limitações para aplicações de competição, como maior dificuldade de dissipação térmica, maior massa, menor eficiência em altas temperaturas e maior sensibilidade ao fenômeno de *fading*, caracterizado pela perda de eficiência devido ao superaquecimento do sistema [2]. Por esse motivo, sua utilização em veículos de Formula SAE é extremamente limitada. A Figura 3.1 apresenta os principais componentes de um sistema de freio a tambor.

Figura 3.1 – Freio a tambor



Fonte: [8].

3.2 Freio a Disco

O freio a disco é o sistema mais utilizado em veículos de alta performance e competição devido à elevada eficiência de frenagem e melhor dissipação térmica [2]. Seu funcionamento baseia-se na aplicação de força axial sobre um disco metálico conectado à roda, utilizando pastilhas de freio montadas em uma pinça hidráulica. Quando o piloto pressiona o pedal de freio, o fluido hidráulico pressurizado desloca os pistões da pinça, comprimindo as pastilhas contra o disco. O atrito gerado entre disco e pastilha converte a energia cinética do veículo em energia térmica, promovendo a desaceleração [2].

Os discos de freio podem ser classificados como sólidos ou ventilados, e fixos ou flutuantes. Discos ventilados possuem canais internos que aumentam significativamente a dissipação térmica, sendo comuns em aplicações de alto desempenho. Já discos flutuantes permitem pequenas movimentações relativas entre o rotor e o cubo, reduzindo tensões térmicas e deformações [2].

As pinças de freio podem ser classificadas em fixas e flutuantes. Nas pinças fixas, os pistões atuam em ambos os lados do disco simultaneamente, proporcionando melhor distribuição de pressão e maior eficiência de frenagem. Já as pinças flutuantes utilizam pistões em apenas um lado, deslocando a estrutura da pinça para gerar força no lado oposto do disco [2]. Devido à elevada eficiência, menor massa, maior capacidade de dissipação térmica e melhor resposta dinâmica, os sistemas de freio a disco são amplamente utilizados em veículos Formula SAE. A Figura 3.2 ilustra o funcionamento das pinças fixa e flutuante em um freio a disco.

Figura 3.2 – Esquema de freio a disco



Fonte: [9].

3.3 Sistema ABS

O sistema ABS (*Anti-lock Braking System*) possui como principal função impedir o travamento das rodas durante a frenagem, mantendo a dirigibilidade e estabilidade do veículo [2]. Seu funcionamento ocorre por meio do monitoramento contínuo da velocidade angular das rodas por sensores eletrônicos. Quando o sistema identifica tendência de travamento, válvulas hidráulicas modulam automaticamente a pressão de frenagem, reduzindo temporariamente a força aplicada naquela roda específica [2].

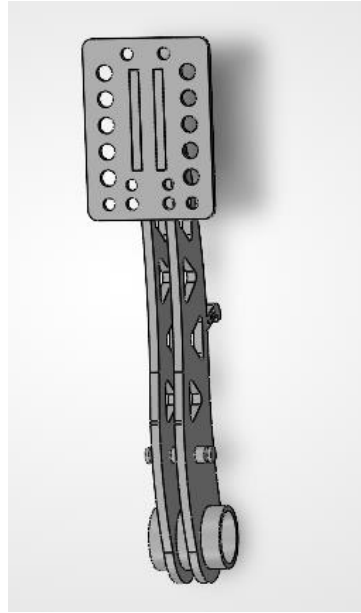
Embora extremamente eficiente em veículos de passeio, o sistema ABS não é amplamente utilizado em veículos Formula SAE devido à maior complexidade eletrônica, aumento de massa e restrições de regulamento em algumas competições.

3.4 Principais Componentes do Sistema de Freio

3.4.1 Pedal de Freio

O pedal de freio possui a função de transmitir e amplificar a força aplicada pelo piloto ao sistema hidráulico de frenagem. Em veículos Formula SAE, esse componente representa uma das principais interfaces piloto-máquina, influenciando a ergonomia, a sensibilidade de frenagem e a capacidade de geração de pressão hidráulica nos cilindros mestres. O projeto foi desenvolvido em *software* CAD no SolidWorks® e submetido à verificação estrutural numérica no Ansys Workbench®.

Figura 3.3 – Pedal de freio

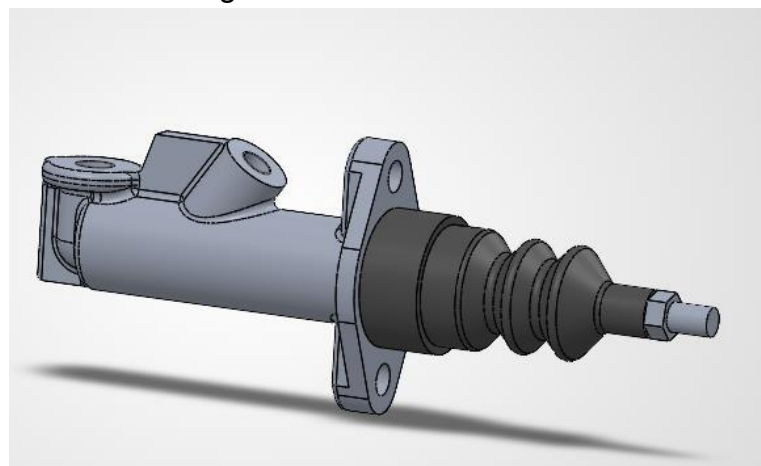


Fonte: Autor (2026).

3.4.2 Cilindro Mestre

O cilindro mestre é responsável por converter a força mecânica aplicada pelo pedal em pressão hidráulica [2]. Ao ser acionado, o êmbolo interno desloca o fluido de freio, pressurizando as linhas hidráulicas. Em veículos Formula SAE, normalmente são utilizados dois cilindros mestres independentes, um para o circuito dianteiro e outro para o traseiro, garantindo redundância e segurança operacional em caso de falha de um dos circuitos [1]. O cilindro mestre adotado no projeto é apresentado na Figura 3.4.

Figura 3.4 – Cilindro mestre



Fonte: Autor (2026).

3.4.3 Linhas Hidráulicas

As linhas hidráulicas possuem a função de transmitir a pressão hidráulica entre o cilindro mestre e as pinças de freio [2]. Em aplicações de competição, são

frequentemente utilizadas mangueiras *aeroquip* revestidas com malha metálica devido à elevada resistência mecânica, menor expansão volumétrica e maior precisão de resposta hidráulica.

3.4.4 Pinças de Freio

As pinças são responsáveis por transformar a pressão hidráulica em força mecânica aplicada sobre as pastilhas de freio [2]. Seus pistões deslocam-se axialmente, comprimindo as pastilhas contra o disco. Em aplicações de Formula SAE, as pinças devem apresentar baixa massa, elevada rigidez e boa capacidade de dissipação térmica. A pinça de freio considerada no dimensionamento é apresentada na Figura 3.5.

Figura 3.5 – Pinça de freio Wilwood *Dynapro Single*



Fonte: [10].

3.4.5 Pastilhas de Freio

As pastilhas são os elementos de atrito responsáveis pela geração do torque de frenagem [2]. Seus materiais devem apresentar elevado coeficiente de atrito, resistência térmica e estabilidade operacional. Em veículos de competição são utilizadas pastilhas de compostos cerâmicos devido à elevada resistência térmica e estabilidade de frenagem em altas temperaturas.

3.4.6 Discos de Freio

Os discos de freio são os elementos rotativos responsáveis pela dissipação da energia térmica gerada durante a frenagem [2]. Seus principais requisitos são resistência mecânica e resistência térmica. Os discos utilizados em Formula SAE normalmente são fabricados em aço carbono devido à boa relação entre custo, resistência e capacidade térmica. A geometria do disco de freio é apresentada na Figura 3.6.

Figura 3.6 – Disco de freio

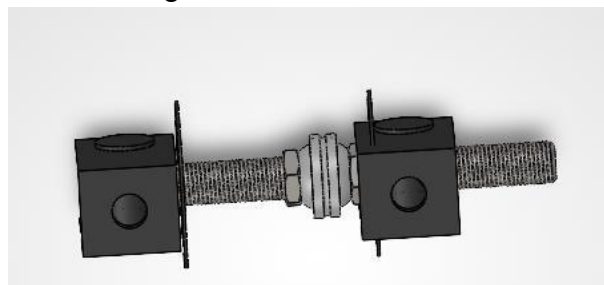


Fonte: Autor (2026).

3.4.7 *Balance Bar*

A *balance bar* é um mecanismo utilizado para distribuir a força aplicada pelo pedal entre os circuitos dianteiro e traseiro [4]. Sua regulação permite alterar o balanceamento de frenagem do veículo, adequando a distribuição de força entre os eixos conforme as características dinâmicas do protótipo. Esse componente é amplamente utilizado em veículos Formula SAE devido à necessidade de ajuste fino da distribuição de frenagem para diferentes condições de pista e comportamento dinâmico do veículo. O mecanismo de *balance bar* utilizado no sistema é apresentado na Figura 3.7.

Figura 3.7 – *Balance bar*



Fonte: Autor (2026).

4 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular consiste no estudo do comportamento do veículo submetido às forças e momentos gerados durante sua movimentação. Em veículos de competição do tipo Formula SAE, o estudo da dinâmica veicular torna-se essencial para o correto desenvolvimento dos subsistemas mecânicos, principalmente do sistema de freio, uma vez que o comportamento do veículo durante a frenagem influencia diretamente sua estabilidade, dirigibilidade e desempenho [3].

Durante a frenagem ocorre desaceleração longitudinal do veículo, gerando transferência dinâmica de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Esse fenômeno altera significativamente as forças normais atuantes nos pneus e, conseqüentemente, a capacidade de geração de força de atrito entre pneu e solo [3]. O correto entendimento da dinâmica longitudinal é fundamental para o dimensionamento do sistema de freio, pois a distribuição das forças de frenagem entre os eixos deve acompanhar a distribuição dinâmica de carga durante a desaceleração [4].

4.1 Conceitos Fundamentais

Antes da análise dinâmica do veículo, é necessário compreender alguns conceitos fundamentais da mecânica clássica utilizados no desenvolvimento matemático do sistema de freio.

4.1.1 Força

Segundo a segunda lei de Newton, a força resultante é determinada pela Equação (4.1) [7].

$$F = m \cdot A \quad (4.1)$$

onde F é a força resultante (N), m é a massa (kg) e A é o módulo da aceleração longitudinal, expresso em m/s^2 . A terceira lei de Newton, também conhecida como princípio da ação e reação, é expressa pela Equação (4.2).

$$F_{ab} = -F_{ba} \quad (4.2)$$

4.1.2 Momento

O momento de uma força em relação a um ponto é determinado pela Equação (4.3) [7].

$$M = F \cdot d \quad (4.3)$$

onde M é o momento ($N \cdot m$), F é a força aplicada (N) e d é a distância perpendicular entre a força e o ponto de rotação (m).

4.1.3 Torque

O torque produzido por uma força em torno de um eixo é determinado pela Equação (4.4) [7].

$$T = F \cdot r \cdot \sin(\theta) \quad (4.4)$$

onde T é o torque ($N \cdot m$), F é a força aplicada (N), r é o raio de aplicação (m) e θ é o ângulo entre a força e o braço de alavanca.

4.2 Análise Estática do Veículo

A análise estática considera o veículo em repouso, sem aceleração longitudinal. O peso total do veículo é determinado pela Equação (4.5).

$$W = m \cdot g \quad (4.5)$$

Considerando C1 como a distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro, C2 como a distância ao eixo traseiro e L como o entre-eixos, a relação geométrica é apresentada na Equação (4.6).

$$L = C1 + C2 \quad (4.6)$$

Aplicando equilíbrio estático ($\Sigma F_z = 0$ e $\Sigma M_{CG} = 0$), obtêm-se as forças normais estáticas:

A força normal estática no eixo dianteiro é determinada pela Equação (4.7).

$$F_{z1} = m \cdot g \cdot C2 / L \quad (4.7)$$

A força normal estática no eixo traseiro é determinada pela Equação (4.8).

$$F_{z2} = m \cdot g \cdot C1 / L \quad (4.8)$$

4.3 Análise Dinâmica Durante a Frenagem

Durante a frenagem, a aceleração longitudinal do veículo é negativa. Para o desenvolvimento, adota-se A como o módulo da desaceleração, expresso em m/s^2 , e a como a desaceleração expressa em múltiplos de g. Assim, $A = a \cdot g$. Aplicando as equações de equilíbrio em módulo ($\Sigma F_z = 0$, $\Sigma F_x = m \cdot A$ e $\Sigma M_{CG} = 0$) e considerando h como a altura do centro de gravidade, obtêm-se as forças normais dinâmicas nos eixos [3].

Durante a frenagem, a força normal dinâmica no eixo dianteiro é determinada pela Equação (4.9).

$$F_{z1} = m \cdot g \cdot C2/L + m \cdot A \cdot h/L \quad (4.9)$$

A força normal dinâmica no eixo traseiro é determinada pela Equação (4.10).

$$F_{z2} = m \cdot g \cdot C1/L - m \cdot A \cdot h/L \quad (4.10)$$

Observa-se que a força normal dianteira aumenta durante a frenagem, enquanto a traseira diminui.

4.4 Transferência Longitudinal de Carga

A transferência longitudinal de carga é determinada pela Equação (4.11) [7].

$$TC = m \cdot A \cdot h / L \quad (4.11)$$

Quanto maior a altura do centro de gravidade e maior a desaceleração, maior será a transferência de carga para o eixo dianteiro.

4.5 Forças de Atrito Pneu-Solo

A força de atrito disponível entre pneu e solo é determinada pela Equação (4.12) [7].

$$F_x = \mu \cdot F_z \quad (4.12)$$

Como as forças normais F_{z1} e F_{z2} representam as cargas totais nos eixos e são distribuídas igualmente entre as duas rodas de cada eixo, as forças de atrito disponíveis por roda são determinadas pelas Equações (4.13) e (4.14).

$$F_{x1} = \mu \cdot F_{z1} / 2 \quad (\text{dianteira}) \quad (4.13)$$

$$F_{x2} = \mu \cdot F_{z2} / 2 \quad (\text{traseira}) \quad (4.14)$$

4.6 Torque Requerido para o Travamento

Com as forças de atrito determinadas, o torque requerido para iniciar o travamento de cada roda é calculado pela Equação (4.15) [7].

$$T_r = F_x \cdot R \quad (4.15)$$

Para uma roda de cada eixo, considerando R como o raio dinâmico do pneu, os torques requeridos para o travamento são determinados pelas Equações (4.16) e (4.17).

$$T_{r1} = F_{x1} \cdot R \quad (\text{dianteiro}) \quad (4.16)$$

$$T_{r2} = F_{x2} \cdot R \quad (\text{traseiro}) \quad (4.17)$$

Esses valores representam o torque mínimo que o sistema de freio deve gerar em cada roda para provocar seu travamento.

4.7 Distribuição Ideal de Frenagem

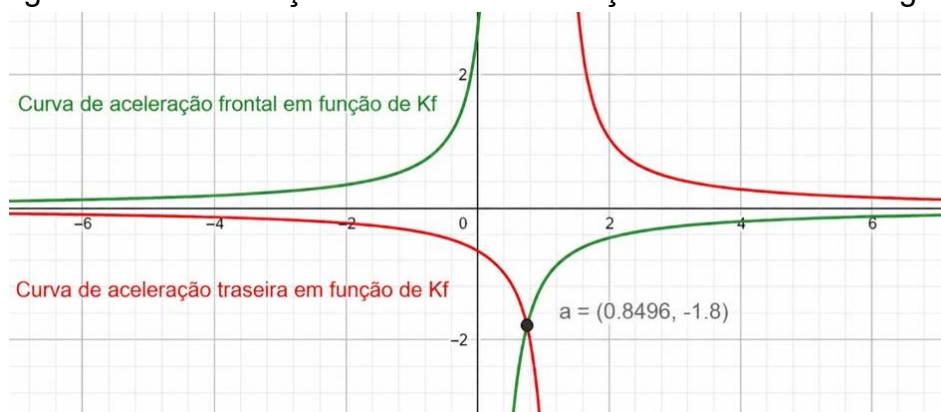
O fator de frenagem ideal k_f é determinado pela condição de travamento simultâneo dos eixos dianteiro e traseiro. Conforme [3] e [7], as relações obtidas pela igualdade entre as forças de atrito disponíveis e as forças de frenagem atuantes são apresentadas nas Equações (4.18) e (4.19).

$$k_{f,\text{ideal}} = C_2/L + a \cdot h/L \quad (4.18)$$

$$k_{f,\text{ideal}} = (m \cdot g \cdot C_2/L + m \cdot A \cdot h/L) / (m \cdot g) \quad (4.19)$$

O valor ideal de k_f representa a parcela da frenagem que deve atuar no eixo dianteiro para que os dois eixos alcancem simultaneamente o limite de aderência. Para os dados do protótipo FX14, utiliza-se $a = 1,80 \text{ g}$, correspondente a $A = a \cdot g = 17,658 \text{ m/s}^2$, com $C_2 = 0,693 \text{ m}$, $h = 0,3418 \text{ m}$ e $L = 1,540 \text{ m}$. Assim, obtém-se $k_{f,\text{ideal}} = 0,693/1,540 + 1,80 \times 0,3418/1,540 = 0,849$, valor coerente com o resultado da planilha de dimensionamento ($k_f = 0,8496$). A Figura 4.1 apresenta as acelerações dos eixos dianteiro e traseiro em função de k_f . No gráfico, a frenagem é representada por aceleração negativa, e as curvas se interceptam em $k_f = 0,8496$ e $a = -1,80 \text{ g}$, cujo módulo corresponde ao valor empregado nos cálculos.

Figura 4.1 – Acelerações dos eixos em função do fator de frenagem



Fonte: Autor (2026).

5 DIMENSIONAMENTO

O dimensionamento do sistema de freio tem como objetivo determinar se o conjunto formado por pedal, *balance bar*, cilindros mestres, linhas hidráulicas, pinças, pastilhas e discos é capaz de gerar torque de frenagem suficiente para travar as quatro rodas do veículo, conforme exigido pelo regulamento Formula SAE [1]. Para isso, é necessário relacionar a força aplicada pelo piloto ao pedal com a pressão hidráulica gerada nos circuitos e, posteriormente, com o torque aplicado nos discos de freio.

A metodologia utilizada neste capítulo foi baseada nos procedimentos de dimensionamento empregados em projetos de freio para veículos Formula SAE e Baja SAE, nos quais o sistema é analisado a partir das características dinâmicas do veículo, dos componentes selecionados e da capacidade de geração de torque de frenagem [4], [5]. Para isso, foi desenvolvida uma planilha de dimensionamento que permite organizar os dados de entrada, selecionar componentes e calcular parâmetros como força no pedal, pressão hidráulica, torque de frenagem, fator de frenagem e coeficientes de segurança, com base nos procedimentos apresentados em [2] e [5].

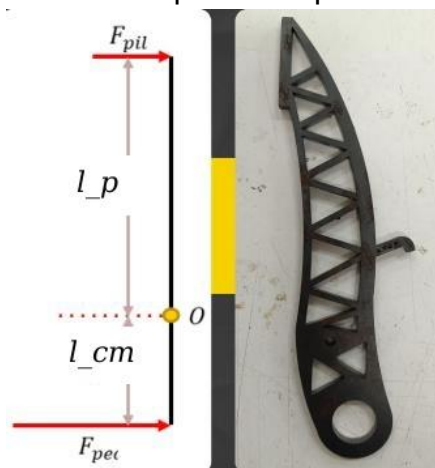
5.1 Dimensionamento do Pedal de Freio

O pedal de freio possui a função de transmitir e amplificar a força aplicada pelo piloto ao sistema hidráulico de frenagem. Em veículos Formula SAE, esse componente representa uma das principais interfaces piloto-máquina, influenciando diretamente a ergonomia, a sensibilidade de frenagem e a capacidade de geração de pressão hidráulica nos cilindros mestres. O projeto foi desenvolvido em *software* CAD no SolidWorks® e submetido à verificação estrutural numérica no Ansys Workbench®.

5.1.1 Relação de pedal

O pedal de freio atua como uma alavanca mecânica, multiplicando a força aplicada pelo piloto antes de transmiti-la aos cilindros mestres. Na Figura 5.1, l_p representa a distância entre o pivô e o ponto de aplicação da força do piloto, enquanto l_{cm} representa a distância entre o pivô e o acionamento dos cilindros mestres. A relação de pedal é determinada pelas Equações (5.1) e (5.2).

Figura 5.1 – Esquema do pedal de freio



Fonte: Autor (2026).

$$\alpha = l_p / l_{cm} \quad (5.1)$$

$$\alpha = 3,9 \quad (5.2)$$

5.1.2 Força transmitida ao sistema hidráulico

Considerando a eficiência mecânica do conjunto do pedal ($E_f = 0,95$), a força disponível após a amplificação mecânica é calculada pelas Equações (5.3) a (5.5).

$$F_{saída} = \alpha \cdot F_{pil} \cdot E_f \quad (5.3)$$

$$F_{saída} = 3,9 \cdot 450 \cdot 0,95 \quad (5.4)$$

$$F_{saída} = 1667,25 \text{ N} \quad (5.5)$$

Nas etapas subsequentes do dimensionamento, a força na saída do pedal é representada por F_{ped} , de modo que $F_{ped} = F_{saída}$.

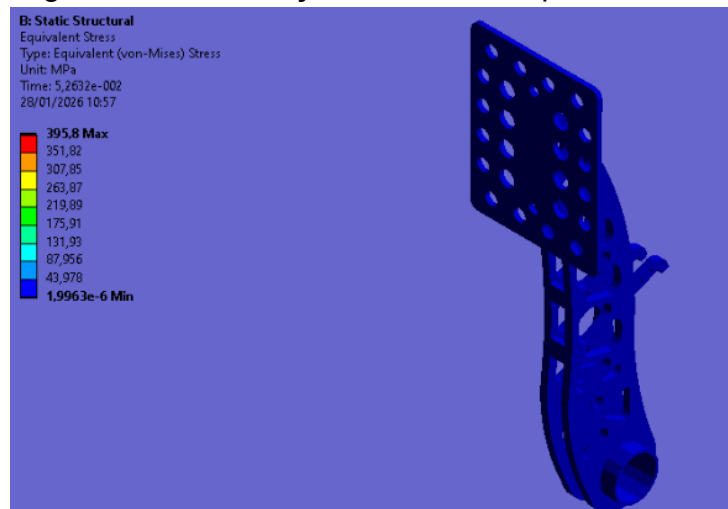
5.1.3 Projeto estrutural do pedal

O pedal de freio foi desenvolvido buscando simultaneamente elevada rigidez estrutural e redução de massa. Foi adotada geometria vazada com regiões trianguladas, permitindo redução de massa sem comprometer significativamente a resistência mecânica do componente. O componente também incorpora um sistema de segurança composto por um "L" invertido acoplado ao pedal; em caso de perda total de pressão hidráulica, o pedal desloca-se até acionar o botão de corte de emergência, interrompendo a ignição do veículo.

5.1.4 Simulação estrutural em elementos finitos

Após o desenvolvimento geométrico do pedal, foi realizada uma verificação estrutural numérica por elementos finitos no Ansys Workbench®. As condições de contorno consideraram restrição no eixo de rotação e aplicação de 2000 N na superfície de contato com o piloto. O modelo estático nominal resultou em tensão equivalente máxima de 395,8 MPa, deslocamento máximo de 1,21 mm e fator de segurança de 1,27. Esses resultados indicam ausência de escoamento no modelo adotado, embora a margem obtida deva ser considerada na validação física do componente. A distribuição das tensões equivalentes é apresentada na Figura 5.2.

Figura 5.2 – Simulação estrutural do pedal de freio



Fonte: Autor (2026).

5.1.5 Seleção do material

A escolha do material do pedal foi realizada após a verificação estrutural numérica. O aço carbono SAE 1045 foi selecionado por apresentar resistência mecânica compatível com as tensões obtidas, disponibilidade comercial e viabilidade de fabricação. Por se tratar de um aço de médio teor de carbono, as regiões soldadas exigem controle adequado do procedimento de união e inspeção após a fabricação.

5.1.6 Considerações finais sobre o pedal de freio

O pedal de freio desenvolvido para o protótipo FX14 apresentou comportamento compatível com o carregamento estático regulamentar no modelo numérico adotado. A verificação por elementos finitos permitiu avaliar o componente antes da fabricação, mas não substitui a inspeção e os ensaios físicos do conjunto montado.

5.2 Projeto do Disco de Freio

O disco de freio é o componente responsável por transformar a energia cinética do veículo em energia térmica por meio do atrito entre o disco e as pastilhas de freio. O torque de frenagem produzido pelo conjunto é definido pela Equação (5.6).

$$T_f = F_{at} \cdot R_{ef} \quad (5.6)$$

onde T_f representa o torque de frenagem (N·m), F_{at} a força de atrito entre pastilha e disco (N) e R_{ef} o raio efetivo de aplicação da força de atrito (m).

Observa-se que o raio efetivo do disco influencia diretamente a capacidade de frenagem do veículo. Quanto maior o raio efetivo, maior será o torque gerado para uma mesma força aplicada pela pinça. No protótipo FX14 da Equipe Fênix Racing, o diâmetro do disco foi limitado principalmente pelas restrições geométricas do conjunto roda–manga–cubo, que devem acomodar-se dentro das rodas aro 13 utilizadas no veículo.

5.2.1 Projeto geométrico do disco

O disco de freio foi desenvolvido em *software* CAD utilizando o SolidWorks®. Com base nas limitações construtivas do protótipo e nos estudos realizados pela Equipe Fênix Racing, foi adotado um disco com diâmetro externo dianteiro de 218 mm, raio efetivo dianteiro de 88 mm e raio efetivo traseiro de 83 mm. A montagem do disco, do cubo e da manga de eixo é apresentada na Figura 5.3.

Figura 5.3 – Disco de freio



Fonte: Autor (2026).

5.2.2 Considerações térmicas

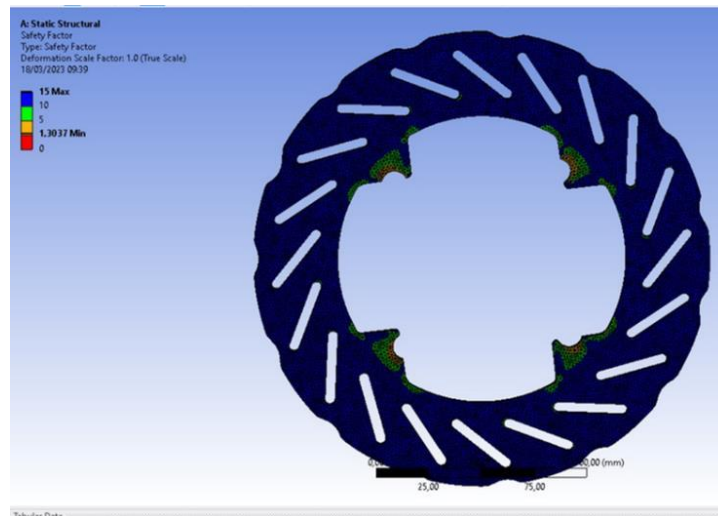
Embora o comportamento térmico dos discos de freio seja relevante em aplicações Formula SAE, o presente trabalho não reproduz integralmente uma análise termomecânica detalhada. A temperatura utilizada na avaliação do componente provém de uma análise térmica anteriormente realizada pela Equipe Fênix Racing, baseada em dados coletados durante frenagens em testes internos da equipe. [13]

A análise baseada nos dados coletados em testes internos indicou temperatura máxima próxima de 247 °C após frenagens repetitivas. Esse valor foi utilizado como referência para a seleção do material e para a discussão do desempenho térmico. Como o modelo térmico completo e seus parâmetros não são reproduzidos neste trabalho, permanecem recomendadas análises termomecânicas e de fadiga mais detalhadas.

5.2.3 Simulação estrutural do disco

Após o desenvolvimento geométrico do disco de freio, foi realizada uma verificação estrutural numérica no Ansys Workbench®, considerando o torque máximo requerido para o travamento obtido no dimensionamento dinâmico. O modelo estático nominal resultou em tensão máxima de 390 MPa, deslocamento máximo de 0,21 mm e fator de segurança de 1,30. Os resultados indicam ausência de escoamento nas condições simuladas; entretanto, a margem reduzida e a ausência de acoplamento termomecânico e de avaliação de fadiga justificam a validação experimental do componente. A distribuição do fator de segurança é apresentada na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Simulação estrutural do disco de freio



Fonte: Autor (2026).

5.2.4 Considerações finais sobre o disco de freio

O disco de freio desenvolvido para o protótipo FX14 apresentou geometria compatível com as limitações construtivas do veículo e comportamento satisfatório no modelo estrutural estático adotado. A aplicação definitiva deve considerar a inspeção dimensional, os testes funcionais e a continuidade da avaliação térmica e de fadiga.

5.3 Projeto da Caixa de Pedais (*Pedal Box*)

A caixa de pedais, também denominada *pedal box*, é o conjunto estrutural responsável por suportar e posicionar os principais componentes de acionamento do veículo, incluindo o pedal de freio, pedal de embreagem, pedal do acelerador, cilindros-mestres, *balance bar*, fim de curso, botão de corte e demais componentes auxiliares. No protótipo FX14 da Equipe Fênix Racing, a *pedal box* foi desenvolvida com o objetivo de garantir rigidez estrutural suficiente para suportar os esforços aplicados pelo piloto, mantendo baixo peso, facilidade de fabricação, boa acessibilidade para manutenção e possibilidade de regulagem.

5.3.1 Requisitos de projeto

O projeto da caixa de pedais foi desenvolvido considerando simultaneamente os requisitos impostos pelo regulamento Formula SAE, as limitações geométricas do *cockpit* e as necessidades operacionais da Equipe Fênix Racing. Do ponto de vista estrutural, o caso crítico de projeto corresponde à carga regulamentar aplicada ao pedal de freio, apresentada na Equação (5.7).

$$F_{reg} = 2000 \text{ N} \quad (5.7)$$

5.3.2 Integração com o chassi e ergonomia

A *pedal box* foi projetada de forma integrada ao chassi do protótipo FX14, respeitando o espaço disponível no *cockpit* e os requisitos de segurança da competição. O posicionamento do conjunto foi definido buscando garantir conforto ao piloto, facilidade de acionamento dos pedais e correto alinhamento entre pedal de

freio, *balance bar* e cilindros-mestres. O conjunto também foi projetado de forma móvel, permitindo ajuste longitudinal dentro do *cockpit* para acomodar pilotos de diferentes estaturas.

5.3.3 Projeto estrutural da *pedal box*

A estrutura da caixa de pedais foi desenvolvida utilizando tubos nos diâmetros de 1 polegada e 5/8 de polegada e chapas de aço carbono SAE 1020, com suporte ergonômico e soldagem MIG. Essa configuração resultou em uma redução de massa de aproximadamente 17% em relação à versão anterior do protótipo.

5.3.4 Simulação estrutural da *pedal box*

Após a modelagem geométrica da *pedal box*, foi realizada uma verificação estrutural numérica no Ansys Workbench®, com aplicação da força regulamentar de 2000 N no pedal de freio. O fator de segurança é calculado pela Equação (5.8).

$$FS = \sigma_y / \sigma_{VM, \text{máx}} \quad (5.8)$$

Os resultados da simulação são apresentados nas Equações (5.9) e (5.10).

$$FS = 1,17 \quad (5.9)$$

$$\delta_{\text{máx}} = 0,85 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Os parâmetros e os resultados da simulação estrutural da caixa de pedais são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros da simulação estrutural da *pedal box*

Parâmetro	Valor	Unidade
Força aplicada no pedal de freio	2000	N
Material da estrutura	Aço SAE 1020	—
Processo de união	Soldagem MIG	—
Coeficiente de segurança obtido	1,17	—
Deslocamento máximo	0,85	mm

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.3.5 Fabricação da *pedal box*

A fabricação da *pedal box* empregou corte a laser para as chapas de suporte, garantindo elevada precisão dimensional e boa repetibilidade. Os componentes tubulares foram unidos por soldagem MIG. Após a fabricação, o conjunto passou por inspeções dimensionais e verificação do alinhamento dos componentes.

5.3.6 Validação e manutenção

A validação da *pedal box* envolveu verificação do comportamento estrutural, funcionalidade dos acionamentos e confiabilidade dos processos de fabricação. A validação da soldagem da caixa foi realizada por meio de ensaio de líquido penetrante, permitindo identificar possíveis descontinuidades superficiais nas regiões soldadas.

5.3.7 Considerações finais sobre a *pedal box*

A caixa de pedais desenvolvida para o protótipo FX14 apresentou deslocamento máximo de aproximadamente 0,85 mm e fator de segurança igual a 1,17 no modelo estático nominal. O valor permanece acima da condição de escoamento adotada, mas representa margem reduzida; por isso, a inspeção das soldas, a verificação do conjunto montado e os testes físicos são etapas importantes para a aplicação do componente.

5.4 Dados Iniciais do Veículo

Os dados iniciais utilizados no dimensionamento correspondem aos parâmetros do protótipo FX14 da Equipe Fênix Racing. O coeficiente de atrito pneu-solo foi adotado a partir de dados técnicos fornecidos pelo fabricante do pneu utilizado pela equipe [11]. O valor representa uma condição nominal de pista seca e pode variar com temperatura, pressão, carga vertical e condições da superfície. Os parâmetros empregados são apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Dados iniciais do veículo FX14

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Massa do veículo	m	340,00	kg
Entre eixos	L	1,540	m
Distância do CG ao eixo traseiro	C ₂	0,693	m
Distância do CG ao eixo dianteiro	C ₁	0,847	m
Altura do centro de gravidade	h	0,3418	m
Raio de rolagem dianteiro	R	0,266	m
Raio de rolagem traseiro	R	0,266	m
Coeficiente de atrito pneu-solo	μ	1,80	—
Relação de pedal	α	3,90	—
Força aplicada pelo piloto	F _{pil}	450	N
Eficiência de transmissão aos cilindros mestres	E _{cm}	0,98	—
Eficiência global do circuito hidráulico	E _{fl}	0,85	—
Relação de <i>balance bar</i>	β	0,75	—
Diâmetro do disco	D _d	0,218	m
Raio efetivo do disco	Ref	0,088 / 0,083	m

Fonte: Elaborada pelo autor com base nos dados do projeto e em [11] (2026).

5.5 Força Aplicada no Pedal

A força aplicada pelo piloto no pedal foi definida como 450 N. A força disponível após a amplificação mecânica, considerando a relação de pedal e a eficiência $E_f = 0,95$, é calculada pelas Equações (5.11) a (5.13).

$$F_{ped} = F_{pil} \cdot \alpha \cdot E_f \quad (5.11)$$

$$F_{ped} = 450 \cdot 3,9 \cdot 0,95 \quad (5.12)$$

$$F_{ped} = 1667,25 \text{ N} \quad (5.13)$$

Portanto, considerando a eficiência do conjunto pedal/cilindro, a força disponível para o sistema hidráulico é de 1667,25 N.

5.6 Distribuição de Força pela *Balance Bar*

A *balance bar* distribui a força proveniente do pedal entre os cilindros mestres dianteiro e traseiro [4]. Na planilha FX14, foi adotada uma relação $\beta = 0,75$. Considerou-se ainda que 98% da força disponível após o mecanismo do pedal chega aos cilindros mestres, representada por $E_{cm} = 0,98$, além da eficiência global adotada para o circuito hidráulico, $E_{fl} = 0,85$. As forças efetivas nos cilindros mestres são calculadas pelas Equações (5.14) a (5.17).

$$F_{cmd} = \beta \cdot F_{ped} \cdot E_{cm} \cdot E_{fl} \quad (5.14)$$

$$F_{cmd} = 0,75 \cdot 1667,25 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 1041,61 \text{ N} \quad (5.15)$$

$$F_{cmt} = (1-\beta) \cdot F_{ped} \cdot E_{cm} \cdot E_{fl} \quad (5.16)$$

$$F_{cmt} = (1-0,75) \cdot 1667,25 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 347,20 \text{ N} \quad (5.17)$$

5.7 Seleção dos Cilindros Mestres

O regulamento Formula SAE exige a utilização de dois circuitos hidráulicos independentes [1]. Os cilindros mestres selecionados têm as áreas de seus pistões calculadas pelas Equações (5.18) a (5.20).

$$A_{cm} = \pi \cdot D_{cm}^2 / 4 \quad (5.18)$$

$$A_{cmd} = \pi \cdot 0,015875^2 / 4 = 0,00019793 \text{ m}^2 \quad (5.19)$$

$$A_{cmt} = \pi \cdot 0,01905^2 / 4 = 0,00028502 \text{ m}^2 \quad (5.20)$$

Os cilindros mestres selecionados são apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Cilindros mestres selecionados

Circuito	Componente	Diâmetro (pol)	Diâmetro (m)	Área do pistão (m²)
Dianteiro	Wilwood Master Cylinder	5/8"	0,015875	0,00019793
Traseiro	Wilwood Master Cylinder	3/4"	0,01905	0,00028502

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.8 Pressão Hidráulica nos Circuitos

A pressão hidráulica em cada circuito é obtida pela razão entre a força aplicada no cilindro mestre e a área do pistão [5], conforme as Equações (5.21) a (5.23).

$$P = F_{cm} / A_{cm} \quad (5.21)$$

$$P_d = 1041,61 / 0,00019793 = 5,26 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

$$P_t = 347,20 / 0,00028502 = 1,22 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

As pressões hidráulicas geradas nos circuitos são apresentadas, de forma arredondada, na Tabela 5.4; nas etapas subsequentes utilizam-se os valores não arredondados, $P_d \approx 5,26247 \text{ MPa}$ e $P_t \approx 1,21816 \text{ MPa}$.

Tabela 5.4 – Pressões hidráulicas geradas

Circuito	Força no CM (N)	Área do pistão (m²)	Pressão (MPa)
Dianteiro	1041,61	0,00019793	5,26
Traseiro	347,20	0,00028502	1,22

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.9 Seleção das Pinças de Freio

Foram selecionadas pinças Wilwood *Dynapro Single* para os circuitos dianteiro e traseiro [10]. A área de cada pistão é calculada pela Equação (5.24).

$$A_p = \pi \cdot D_p^2 / 4 = \pi \cdot 0,04445^2 / 4 = 0,00155179 \text{ m}^2 \quad (5.24)$$

As pinças de freio selecionadas são apresentadas na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Pinças de freio selecionadas

Circuito	Pinça	Nº de pistões	Diâmetro do pistão (m)	Área do pistão (m²)
Dianteiro	Dynapro Single	2	0,04445	0,00155179
Traseiro	Dynapro Single	2	0,04445	0,00155179

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.10 Força Gerada pelos Pistões das Pinças

A força gerada pelos pistões das pinças é calculada a partir da pressão hidráulica, da área de cada pistão e do número de pistões atuantes, conforme as Equações (5.25) a (5.27). O fator $E_{cm} = 0,98$ já foi aplicado na determinação da força que chega aos cilindros mestres e, portanto, não é repetido nesta etapa.

$$F_p = N_p \cdot P \cdot A_p \quad (5.25)$$

$$F_{pd} = 2 \cdot 5,26247 \times 10^6 \cdot 0,00155179 = 16332,51 \text{ N} \quad (5.26)$$

$$F_{pt} = 2 \cdot 1,21816 \times 10^6 \cdot 0,00155179 = 3780,67 \text{ N} \quad (5.27)$$

5.11 Força de Atrito entre Pastilha e Disco

A força de atrito gerada pelas pastilhas depende da força normal aplicada pela pinça e do coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, conforme a Equação (5.28). Os coeficientes adotados para os compostos dianteiro e traseiro foram fornecidos pelo fabricante das pastilhas [12] e correspondem a valores nominais, sujeitos a variações

com a temperatura e a condição de operação. As características são apresentadas na Tabela 5.6.

$$F_{at} = F_p \cdot \mu_p \quad (5.28)$$

Tabela 5.6 – Pastilhas selecionadas

Circuito	Pastilha	Coefficiente de atrito
Dianteiro	Composto Vermelho	0,50
Traseiro	Composto Azul	0,40

Fonte: Elaborada pelo autor com base em [12] (2026).

$$F_{atd} = 16332,51 \cdot 0,50 = 8166,26 \text{ N} \quad (5.29)$$

$$F_{att} = 3780,67 \cdot 0,40 = 1512,27 \text{ N} \quad (5.30)$$

5.12 Torque de Frenagem Gerado

O torque de frenagem gerado no disco é calculado pelo produto entre a força de atrito pastilha-disco e o raio efetivo de aplicação dessa força [4]. Considerando o diâmetro externo dianteiro de 218 mm, o raio efetivo dianteiro de 0,088 m e o raio efetivo traseiro de 0,083 m, os torques são calculados pelas Equações (5.31) a (5.33).

$$T_f = F_{at} \cdot R_{ef} \quad (5.31)$$

$$T_{fd} = 8166,26 \cdot 0,088 = 718,63 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (5.32)$$

$$T_{ft} = 1512,27 \cdot 0,083 = 125,52 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (5.33)$$

Os torques de frenagem gerados são apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Torque de frenagem gerado

Circuito	Força de atrito (N)	Raio efetivo (m)	Torque de frenagem (N·m)
Dianteiro	8166,26	0,088	718,63
Traseiro	1512,27	0,083	125,52

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.13 Análise Dinâmica e Torque Necessário para Travamento

Para que o veículo seja capaz de travar as rodas, o torque de frenagem gerado em cada roda deve ser superior ao torque de rolamento necessário nessa mesma roda. Como as forças normais F_{z1} e F_{z2} correspondem às cargas totais nos eixos, elas são divididas igualmente entre as duas rodas nas Equações (5.35) e (5.36). As forças de atrito e o torque de rolamento são determinados pelas Equações (5.34) a (5.37).

$$F_x = \mu \cdot F_z \quad (5.34)$$

$$F_{x,d} = \mu \cdot F_{z_1} / 2 \quad (5.35)$$

$$F_{x,t} = \mu \cdot F_{z_2} / 2 \quad (5.36)$$

$$T_r = F_x \cdot R \quad (5.37)$$

Os resultados da análise dinâmica são apresentados na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Resultados da análise dinâmica

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Fator de frenagem	kf	0,8496	—
Desaceleração dianteira	a _d	1,800	g
Desaceleração traseira	a _t	1,800	g
Desaceleração em múltiplos de g	a	1,800	g
Desaceleração no Sistema Internacional	A	17,658	m/s ²
Força normal dianteira	F _{z1}	2833,42	N
Força normal traseira	F _{z2}	501,98	N
Força de atrito por roda dianteira	F _{x1}	2550,08	N
Força de atrito por roda traseira	F _{x2}	451,78	N
Torque requerido por roda dianteira	Tr ₁	678,32	N·m
Torque requerido por roda traseira	Tr ₂	120,17	N·m
Transferência de carga	TC	1332,51	N

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.14 Verificação do Coeficiente de travamento de frenagem

O Coeficiente de travamento de frenagem é avaliado pela razão entre o torque gerado e o torque requerido para o travamento, conforme as Equações (5.38) a (5.40). Os valores obtidos ($S_f \approx 1,04$ – $1,06$) representam margens reduzidas, calculadas a partir de parâmetros nominais fornecidos pelos fabricantes. Variações dos coeficientes de atrito, das condições de pista, da temperatura, das perdas hidráulicas e da expansão das mangueiras podem reduzir o torque efetivo; por isso, recomenda-se validação instrumentada em pista.

$$S_f = T_f / T_r \quad (5.38)$$

$$S_{fd} = 718,63 / 678,32 = 1,06 \quad (5.39)$$

$$S_{ft} = 125,52 / 120,17 = 1,04 \quad (5.40)$$

Os coeficientes de segurança obtidos são apresentados na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Coeficientes de segurança

Circuito	Torque gerado (N·m)	Torque necessário (N·m)	Coeficiente de travamento
Dianteiro	718,63	678,32	1,06
Traseiro	125,52	120,17	1,04

Fonte: Elaborada pelo autor (2026).

5.15 Fator de Frenagem

O fator de frenagem, que representa a distribuição do torque entre os eixos dianteiro e traseiro, é calculado pelas Equações (5.41) a (5.43).

$$BF = T_{fd} / (T_{fd} + T_{ft}) \quad (5.41)$$

$$BF = 718,63 / (718,63 + 125,52) \quad (5.42)$$

$$BF = 0,85 \quad (5.43)$$

Portanto, o fator de frenagem obtido é de aproximadamente 0,8513, apresentado de forma arredondada na Equação (5.43), indicando que aproximadamente 85,1% do torque de frenagem gerado pelo sistema está concentrado no eixo dianteiro e 14,9% no eixo traseiro, resultado coerente com a maior transferência de carga para a dianteira durante a frenagem.

5.16 Discussão dos Resultados

A partir dos resultados obtidos, os cálculos indicam que o sistema dimensionado possui capacidade nominal de gerar torque superior ao requerido para o travamento das quatro rodas. O Coeficiente de travamento de frenagem é de 1,06 na dianteira e 1,04 na traseira, evidenciando margens reduzidas e sensibilidade às hipóteses adotadas.

O menor Coeficiente de travamento de frenagem no eixo traseiro indica que esse circuito opera mais próximo do limite calculado. A relação de *balance bar* igual a 0,75 direciona a maior parcela da força para a dianteira, coerentemente com a transferência longitudinal de carga. Foram realizados testes funcionais preliminares fora da competição, mas a regulagem final e a capacidade de travamento devem ser confirmadas por medições instrumentadas e pelo teste oficial.

5.17 Considerações Finais do Dimensionamento

Com base nos cálculos, a configuração analisada apresenta capacidade nominal de fornecer torque superior ao requerido para o travamento nas quatro rodas. O sistema utiliza dois circuitos hidráulicos independentes, *balance bar* ajustável, cilindros mestres Wilwood, pinças *Dynapro Single*, discos dianteiros de 218 mm e pastilhas com coeficientes de atrito distintos. Os testes funcionais preliminares realizados fora da competição contribuíram para a avaliação qualitativa do conjunto, mas não substituem a validação instrumentada e o teste oficial de frenagem.

6 MANUFATURA

6.1 Considerações Gerais sobre a Manufatura

Após a conclusão do dimensionamento dos componentes do sistema de freio, torna-se necessário avaliar sua viabilidade de fabricação. Em projetos Formula SAE, o processo de manufatura exerce papel fundamental no desenvolvimento do veículo, uma vez que as equipes possuem limitações de recursos financeiros, equipamentos e tempo de fabricação. Dessa forma, durante o desenvolvimento do sistema de freio do protótipo FX14 da Equipe Fênix Racing, buscou-se selecionar materiais e processos de fabricação que apresentassem simultaneamente baixo custo, facilidade de execução, confiabilidade estrutural e repetibilidade dimensional.

Os principais componentes manufaturados do sistema de freio foram:

- pedal de freio;
- caixa de pedais (*pedal box*);
- discos de freio.

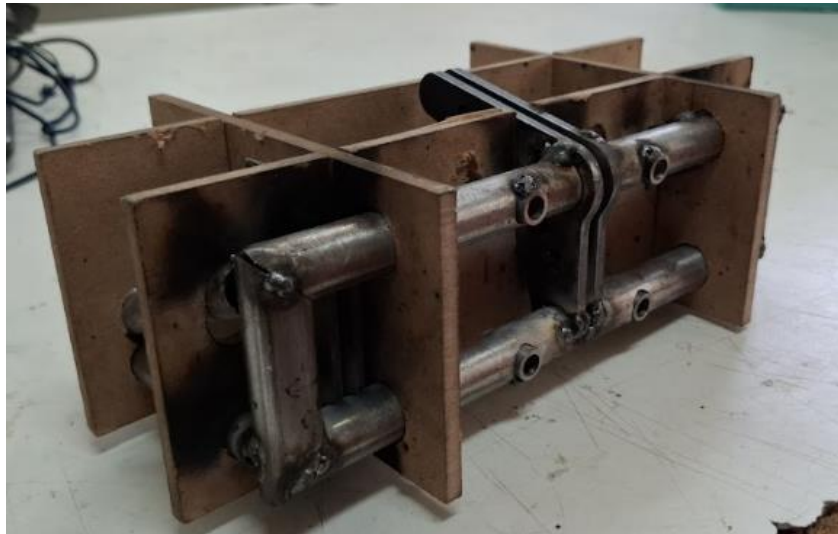
Os componentes hidráulicos, como cilindros mestres, pinças, conexões e mangueiras, foram adquiridos comercialmente e posteriormente integrados ao sistema durante a etapa de montagem.

6.2 Fabricação da Caixa de Pedais

A caixa de pedais do protótipo FX14 foi fabricada utilizando tubos de aço carbono SAE 1020. Inicialmente, os tubos foram cortados conforme as dimensões definidas durante a etapa de projeto em CAD. Após o corte, os componentes foram posicionados sobre um gabarito fabricado em MDF, desenvolvido especificamente para garantir o correto alinhamento e posicionamento geométrico da estrutura durante a fabricação.

A utilização do gabarito permitiu reduzir desvios dimensionais e assegurar a repetibilidade do processo de fabricação, garantindo que os pontos de fixação dos cilindros mestres, da *balance bar* e dos demais componentes permanecessem alinhados conforme previsto em projeto. Após a montagem dos tubos no gabarito, foi realizada a soldagem da estrutura. Finalizada a soldagem, foram realizadas inspeções visuais e verificações dimensionais para assegurar a integridade estrutural e o correto posicionamento dos componentes do conjunto. As principais etapas de fabricação da caixa de pedais são apresentadas na Figura 6.1.

Figura 6.1 – Manufatura da caixa de pedais



Fonte: Autor (2026).

6.3 Fabricação dos Pedais

O pedal de freio foi fabricado em aço SAE 1045, componente cuja geometria foi submetida à verificação estrutural numérica apresentada neste trabalho. Os demais pedais foram fabricados em aço SAE 1020. As geometrias foram desenvolvidas em CAD e posteriormente produzidas por corte a laser, processo escolhido pela precisão dimensional, repetibilidade e capacidade de executar geometrias complexas.

Após o corte das chapas, os componentes foram posicionados e unidos por soldagem, formando a estrutura final dos pedais. Posteriormente, foram realizadas operações de acabamento e montagem dos componentes de articulação. Com os pedais finalizados, o conjunto foi instalado na caixa de pedais, permitindo a integração com a *balance bar* e os cilindros mestres do sistema hidráulico.

6.4 Fabricação dos Discos de Freio

Os discos de freio foram fabricados em aço SAE 1045, material selecionado em função de sua resistência mecânica, resistência ao desgaste e compatibilidade com a temperatura de aproximadamente 247 °C indicada pela análise térmica baseada em dados coletados em testes internos da equipe. A geometria foi desenvolvida em CAD considerando as limitações do conjunto roda–manga–cubo, e a fabricação inicial foi realizada por corte a laser.

Após o corte, os discos passaram por processo de retificação das superfícies de frenagem. A operação de retificação teve como objetivo garantir:

- paralelismo entre as faces de contato;
- acabamento superficial adequado para o assentamento das pastilhas;
- redução de empenamentos;
- melhor distribuição das pressões de contato durante a frenagem.

Após a retificação, os discos foram inspecionados dimensionalmente e montados ao conjunto de cubo de roda do protótipo.

6.5 Montagem do Sistema Hidráulico

Os componentes hidráulicos não foram manufaturados pela equipe: cilindros mestres, pinças de freio, conexões, reservatórios e mangueiras foram adquiridos comercialmente e posteriormente integrados ao sistema durante a etapa de montagem. A montagem foi realizada respeitando os parâmetros definidos durante o dimensionamento hidráulico do sistema, garantindo compatibilidade entre os componentes e correta distribuição de forças entre os eixos dianteiro e traseiro.

Após a instalação dos componentes, foi realizada a sangria completa do sistema, removendo bolhas de ar presentes no circuito hidráulico e garantindo adequada transmissão de pressão entre os cilindros mestres e as pinças de freio.

6.6 Considerações Finais sobre a Manufatura

Os processos de fabricação adotados para o sistema de freio do protótipo FX14 mostraram-se compatíveis com os recursos disponíveis à Equipe Fênix Racing e com os requisitos definidos no projeto. A utilização de corte a laser, soldagem MIG e operações convencionais de usinagem permitiu fabricar e montar os componentes principais. A conformidade definitiva depende das inspeções do protótipo e dos testes funcionais e oficiais aplicáveis.

7 DESEMPENHO TEÓRICO E TESTES PRELIMINARES

Após o dimensionamento dos componentes mecânicos e hidráulicos, a definição dos materiais e a fabricação do conjunto, avalia-se o desempenho teórico e registram-se os testes funcionais preliminares. Essa análise permite comparar os resultados com os requisitos de projeto, mas não constitui, isoladamente, validação oficial do sistema perante a competição.

7.1 Distribuição Dinâmica de Frenagem

Durante uma frenagem, ocorre transferência longitudinal de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Esse fenômeno provoca aumento das forças normais atuantes sobre as rodas dianteiras e redução das forças normais atuantes sobre as rodas traseiras. A distribuição estática de peso do protótipo é apresentada na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Distribuição estática de peso

Parâmetro	Valor
Massa total do veículo (kg)	340,00
Distribuição dianteira (%)	45,0
Distribuição traseira (%)	55,0

Fonte: Autor (2026).

Durante a frenagem máxima, a transferência longitudinal de carga altera essa distribuição, resultando nos valores apresentados na Tabela 7.2.

Tabela 7.2 – Distribuição dinâmica de peso durante a frenagem

Parâmetro	Valor
Eixo dianteiro (%)	84,9
Eixo traseiro (%)	15,1
Transferência longitudinal de carga (N)	1332,51

Fonte: Autor (2026).

7.2 Capacidade de Frenagem do Sistema

O principal objetivo do sistema de freio consiste em gerar torque suficiente para superar o torque requerido no limite de aderência e iniciar o travamento das rodas quando necessário. A condição nominal é verificada pela Equação (7.1).

$$T_f > T_r \quad (7.1)$$

A comparação entre o torque de frenagem gerado e o torque requerido para o travamento de cada roda é apresentada na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 – Comparação entre os torques gerado e requerido por roda

Eixo	Torque gerado (N·m)	Torque requerido (N·m)	Situação
Dianteiro	718,63	678,32	$T_f > T_r$ ($S_f = 1,06$)
Traseiro	125,52	120,17	$T_f > T_r$ ($S_f = 1,04$)

Fonte: Autor (2026).

7.3 Influência da Regulagem da *Balance Bar*

A utilização da *balance bar* proporciona ajuste fino da distribuição de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro. Durante o dimensionamento do FX14 foi adotada uma distribuição de frenagem inicial conforme indicado na Tabela 7.4.

Tabela 7.4 – Distribuição inicial de força adotada na *balance bar*

Parâmetro	Valor
Força destinada ao circuito dianteiro (%)	75,0
Força destinada ao circuito traseiro (%)	25,0
Relação de <i>balance bar</i>	0,75

Fonte: Autor (2026).

A relação de 75% para o circuito dianteiro e 25% para o circuito traseiro corresponde à distribuição inicial da força aplicada aos cilindros mestres. Devido às diferenças entre os componentes dos dois circuitos, a distribuição final do torque de frenagem é de aproximadamente 85,1% no eixo dianteiro e 14,9% no eixo traseiro.

A regulagem da *balance bar* também permite ajustes finos durante a fase de testes. Caso seja observado travamento prematuro das rodas traseiras, a regulagem pode ser deslocada para aumentar a participação do eixo dianteiro.

7.4 Desempenho Hidráulico

O sistema hidráulico foi dimensionado para fornecer as pressões necessárias ao acionamento das pinças de freio dianteiras e traseiras. As pressões hidráulicas máximas previstas para o sistema são apresentadas na Tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Pressões hidráulicas máximas

Parâmetro	Valor
Pressão dianteira (MPa)	5,26
Pressão traseira (MPa)	1,22
Força aplicada pelo piloto (N)	450
Relação de pedal	3,90

Fonte: Autor (2026).

7.5 Desaceleração Teórica e Desempenho Esperado

A desaceleração máxima teórica do veículo é limitada principalmente pela aderência entre pneu e solo. Considerando que essa limitação é imposta pelo coeficiente de atrito pneu-solo e que o peso do veículo é utilizado para gerar força de frenagem, a desaceleração é estimada pela Equação (7.2).

$$A_{max} = \mu \cdot g \quad (7.2)$$

Para $\mu = 1,80$, valor nominal fornecido pelo fabricante do pneu utilizado no protótipo [11], a desaceleração teórica máxima no Sistema Internacional é $A_{max} = 1,80 \times 9,81 = 17,66 \text{ m/s}^2$. Expressa em múltiplos de g , essa desaceleração corresponde a $a_{max} = A_{max}/g = 1,80 \text{ g}$. Esse valor representa um limite superior imposto pela aderência disponível. Na prática, a desaceleração efetiva pode ser menor em razão das condições da pista, das perdas hidráulicas, da expansão das mangueiras e da variação do atrito das pastilhas com a temperatura.

Tabela 7.6 – Desaceleração estimada do veículo

Parâmetro	Valor
Coeficiente de atrito pneu-solo	1,80
Desaceleração teórica, a (g)	1,80
Desaceleração considerada no projeto, a (g)	1,80

Fonte: Autor (2026), com base em [11].

7.6 Verificação Estrutural Numérica dos Componentes

Além da capacidade de frenagem, o projeto deve avaliar a integridade dos componentes submetidos aos maiores esforços. Foram considerados os modelos estruturais estáticos do pedal de freio, da caixa de pedais e do disco de freio. Os resultados são apresentados nas Tabelas 7.7, 7.8 e 7.9, respectivamente.

Tabela 7.7 – Resultados estruturais do pedal de freio

Parâmetro	Valor
Material	Aço SAE 1045
Força aplicada na simulação (N)	2000
Tensão máxima (MPa)	395,8
Deslocamento máximo (mm)	1,21
Fator de segurança	1,27

Fonte: Autor (2026).

Tabela 7.8 – Resultados estruturais da *pedal box*

Parâmetro	Valor
Material	Aço SAE 1020
Deslocamento máximo (mm)	0,85
Fator de segurança	1,17

Fonte: Autor (2026).

Tabela 7.9 – Resultados estruturais e térmicos do disco de freio

Parâmetro	Valor
Material	Aço SAE 1045
Tensão máxima (MPa)	390
Deslocamento máximo (mm)	0,21
Fator de segurança	1,30
Temperatura máxima indicada pela análise térmica baseada em dados coletados (°C)	247

Fonte: Autor (2026).

7.7 Testes Funcionais Preliminares

Após a montagem, foram realizados testes funcionais preliminares do sistema de freio fora da competição. Esses testes permitiram avaliar qualitativamente o funcionamento geral do conjunto, mas não foram executados como o teste oficial da Formula SAE e não substituem a aquisição instrumentada da força no pedal, das pressões hidráulicas e da desaceleração do veículo. Por essa razão, os resultados experimentais são tratados como verificação preliminar.

Os fatores de segurança apresentados correspondem aos modelos estáticos nominais e não incluem, de forma acoplada, fadiga, impacto, imperfeições geométricas, dispersão das propriedades das soldas ou carregamento termomecânico. Assim, os resultados constituem verificação numérica do projeto e devem ser complementados por inspeções e ensaios físicos.

7.8 Verificação dos Requisitos do Regulamento Formula SAE

A análise do projeto e do protótipo permite verificar a implementação dos principais requisitos construtivos do sistema de freio. A capacidade de travamento das quatro rodas é indicada pelos cálculos e foi objeto de testes funcionais preliminares, mas a confirmação oficial depende do teste de frenagem realizado na competição. A forma de verificação de cada requisito é sintetizada na Tabela 7.10.

Tabela 7.10 – Verificação dos principais requisitos do sistema de freio

Requisito	Forma de verificação
Sistema hidráulico atuando nas quatro rodas	Implementado no protótipo
Dois circuitos hidráulicos independentes	Implementado no protótipo
Acionamento por um único pedal	Implementado no protótipo
Capacidade de travamento das quatro rodas	Indicada por cálculo; teste oficial pendente
Pedal resistente à carga regulamentar de 2000 N	Verificado por simulação estrutural
Sistema de segurança em caso de falha hidráulica	Previsto e implementado no projeto
Teste oficial de frenagem na competição	Não realizado

Fonte: Autor (2026).

7.9 Considerações Finais sobre o Desempenho do Sistema

Com base nos dados da planilha FX14, o torque gerado supera nominalmente o torque requerido para o travamento nos dois eixos. Os testes funcionais preliminares contribuíram para a avaliação qualitativa do conjunto; entretanto, as margens reduzidas e a ausência de validação oficial exigem confirmação instrumentada e ajuste final da *balance bar* em pista.

8 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo dimensionar um sistema de freio hidráulico a disco para o protótipo Formula SAE FX14 da Equipe Fênix Racing da Universidade Estadual Paulista, Campus de Ilha Solteira. O desenvolvimento considerou os requisitos do regulamento, os fundamentos da dinâmica veicular longitudinal, os princípios do acionamento hidráulico e a viabilidade de fabricação.

A revisão bibliográfica e a modelagem matemática permitiram avaliar a transferência longitudinal de carga e definir a distribuição de frenagem entre os eixos. A planilha FX14 integrou os parâmetros do veículo, os dados fornecidos pelos fabricantes e os cálculos do sistema hidráulico, constituindo uma ferramenta de apoio para a continuidade do projeto.

Foram dimensionados o pedal de freio, a caixa de pedais, os discos, a *balance bar*, os cilindros mestres, as pinças e as pastilhas. Os cálculos indicaram torques de 718,63 N·m por roda dianteira e 125,52 N·m por roda traseira, superiores aos torques requeridos de 678,32 N·m e 120,17 N·m, com coeficientes de segurança de frenagem de 1,06 e 1,04, respectivamente.

As verificações estruturais numéricas resultaram em fatores de segurança de 1,27 para o pedal de freio, 1,17 para a caixa de pedais e 1,30 para o disco. Esses valores indicam ausência de escoamento nos modelos estáticos nominais, mas representam margens que devem ser avaliadas juntamente com inspeções, fadiga, efeitos termomecânicos e ensaios físicos. A análise térmica baseada em dados coletados em testes internos da equipe indicou temperatura máxima próxima de 247 °C nos discos em frenagens repetitivas.

Os processos de fabricação adotados mostraram-se compatíveis com os recursos disponíveis à Equipe Fênix Racing e permitiram a construção e a montagem dos principais componentes do sistema.

Os resultados teóricos indicam capacidade nominal de travamento das quatro rodas. Foram realizados testes funcionais preliminares fora da competição, úteis para a avaliação qualitativa do conjunto, porém insuficientes para caracterizar validação oficial ou quantitativa do desempenho.

Conclui-se que os objetivos de dimensionamento, fabricação, verificação numérica e avaliação funcional preliminar foram atingidos no escopo proposto. O sistema apresenta viabilidade técnica para o protótipo FX14 e constitui base para a continuidade do desenvolvimento, permanecendo necessárias a validação instrumentada, o ajuste final em pista e a aprovação no teste oficial de frenagem da competição.

8.1 Sugestões para futuros trabalhos

Para a continuidade deste estudo, recomendam-se os seguintes trabalhos futuros:

- Realizar testes instrumentados em pista, com aquisição da força aplicada ao pedal, das pressões hidráulicas nos circuitos e da desaceleração efetiva do veículo;
- Comparar os resultados experimentais com o modelo matemático e com a planilha de dimensionamento, permitindo sua calibração e validação;
- Realizar análise de sensibilidade dos coeficientes de atrito, da força do piloto, das eficiências adotadas e da regulação da *balance bar*;
- Submeter o protótipo ao teste oficial de frenagem da Formula SAE e registrar os resultados obtidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SAE INTERNATIONAL. **Formula SAE Rules 2026**. Warrendale: SAE International, 2025.
- [2] LIMPert, Rudolf. **Brake Design and Safety**. 3. ed. Warrendale: SAE International, 2011.
- [3] MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: SAE International, 1995.
- [4] SEWARD, D. **Race Car Design**. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2014.
- [5] QUEIROZ, J. R. S.; MENEZES, M. A. Projeto de um Sistema de Freio para um Veículo Formula SAE. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA (CONEM), 2014, Uberlândia. **Anais [...]**. Rio de Janeiro: ABCM, 2014.
- [6] BOSCH. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- [7] HIBBELER, R. C. **Estática: Mecânica para Engenharia**. 14. ed. São Paulo: Pearson, 2016.
- [8] CANAL DA PEÇA. **Veja como fazer a manutenção do freio a tambor**. Disponível em: <https://www.canaldapeca.com.br/blog/troca-do-tambor-regular-sapata-de-freio/>. Acesso em: 10 jun. 2026.
- [9] SISTEMA DE FREIOS. [Apresentação de slides]. Disponível em: <https://www.slideshare.net/slideshow/sistema-de-freios/59886638>. Acesso em: 10 jun. 2026.
- [10] WILWOOD ENGINEERING. **Dynapro Single Caliper**. Camarillo, 2026. Disponível em: <https://www.wilwood.com/Calipers/CaliperList?appl=&appd=&subname=Dynapro%20Single&finish=&numofpist=&rtrwidth=&pistarea=>. Acesso em: 13 jun. 2026.
- [11] HOOSIER RACING TIRE. Dados técnicos do pneu de competição utilizado no protótipo FX14. Documentação técnica fornecida à Equipe Fênix Racing, 2026.
- [12] WILWOOD ENGINEERING. Dados técnicos dos compostos de pastilhas de freio utilizados no protótipo FX14. Documentação técnica fornecida à Equipe Fênix Racing, 2026.
- [13] BERALDO, Luan Henrik Rossitto. **Análise térmica de um disco de freio de um veículo Formula SAE**. 2025. 57 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Ilha Solteira, 2025.