

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

*Visto  
16/12/05*

**PROJETO DOS SUBSISTEMAS DE UM KART**

Marcelo Tanaka Hayashi

São Paulo  
2005

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DOS SUBSISTEMAS DE UM KART**

Trabalho de formatura apresentado à  
Escola Politécnica da Universidade de  
São Paulo para a obtenção do título de  
Graduação em Engenharia.

Marcelo Tanaka Hayashi

Orientador:  
Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

São Paulo  
2005

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni pela orientação e apoio para a realização do presente trabalho de conclusão de curso.

Aos meus pais Júio e Nobuco e a minha irmã Ana Paula pelo permanente incentivo durante todos os anos de graduação.

Ao amigo Rodrigo de Andrade Caldas e Sousa, que muito me ajudou neste trabalho e que participou neste mesmo projeto desenvolvendo o chassis do kart.

Ao Marcelo Petriccione e todos os funcionários da Birel Sudam, os quais forneceram valiosas informações para o desenvolvimento deste projeto.

Ao comunicólogo Bruno Roberti Pereira da Silva pela força, principalmente nos primeiros anos em que estive na Escola Politécnica.

Ao também politécnico Vitor Martini Carrara, pela ajuda nos dois anos finais de graduação.

À todos os demais amigos que contribuíram direta ou indiretamente durante a minha formação acadêmica.

## RESUMO

O objetivo deste trabalho é desenvolver os sistemas de direção, freio e transmissão de um kart de competição. No projeto do sistema de freio, foram selecionados materiais para todos os seus components, como a liga de alumínio 6351-T6 para a pinça e o ferro fundido cinzento perlítico para o disco ventilado, além de uma discussão sobre a forma das pastilhas de freio através das equações de freio a disco e o dimensionamento da pinça através do método dos elementos finitos. Foi proposto um sistema de direção com ângulo do “spindle” maior que 0 graus de modo que respeite a cinemática de Ackerman e que as rodas tenham o mínimo possível de deslizamento durante as curvas. Por fim, foram feitos a seleção do eixo traseiro tubular de 50 mm, o rolamento NSK N° 6910 e a corrente D.I.D. O’Ring V Series N° 420 V.

## ABSTRACT

The objective of this dissertation is to develop the kart's steer, brake and transmission's systems. In the brake's system design it was made the selection of the materials of all its components, like the aluminium alloy 6351-T6 for the brake caliper and the perlitic gray cast iron for the ventilated disc brake, beyond a discussion about the shape of the brake pads through the caliper disc brake's equations and the sizing of the caliper by the finite element method. It was proposed a steer system with spindle of 15 degrees that respect the Ackerman's cinematic and the wheels have the minimum of slip angles during curves. By the end, it was made the selection of the rear axle that has 50 mm of diameter, the NSK rolling N° 6910 and D.I.D. O'Ring V Series chain N° 420 V.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Barra suplementar.....	5
Figura 2.2 – Limites da carenagem.....	5
Figura 3.1 – Freio “annular”.....	8
Figura 3.2 – Freio “caliper”.....	9
Figura 3.3 – Freio a disco com acionamento hidráulico.....	9
Figura 3.4 – Sistema de freio.....	10
Figura 3.5 – Idealização inicial da pinça.....	11
Figura 3.6 – Barra sujeita a flexão por P.....	11
Figura 3.7 – Carta de seleção de materiais.....	12
Figura 3.8 – Modelo utilizado para estimativa de forças normais na pinça.....	13
Figura 3.9 – Modelo utilizado para estimar forças que geram momento na pinça.....	14
Figura 3.10 – Modelo a ser dimensionado.....	16
Figura 3.11 – Pinça.....	17
Figura 3.12 – Cilindro de acionamento hidráulico desmontado.....	17
Figura 3.13 – Pinça e cilindro.....	18
Figura 3.14 – Vista isométrica (1) do estado de tensões da pinça.....	19
Figura 3.15 – Vista isométrica (2) do estado de tensões da pinça.....	19
Figura 3.16 – Freio “caliper” com pastilhas de limites radiais e circulares.....	21
Figura 3.17 – Freio “caliper” com pastilhas circulares.....	22
Figura 3.18 – Estrutura de uma pastilha de freio (adaptação de Brecht (2003)).....	25
Figura 3.19 – Diversos tipos de discos de freio ventilados de alto desempenho.....	27
Figura 3.20 – Mecanismo de formação de trincas térmicas.....	31
Figura 3.21 – Pares de desgaste em sistema de freio pastilha/disco, esquematizando o crescimento de partículas duras.....	38
Figura 4.1 – Cinemática de Ackerman .....	41
Figura 4.2 – Alternativa para cinemática de Ackerman.....	42
Figura 4.3 – Solução empregada para melhorar o desempenho em curvas.....	42
Figura 5.1 – Ilustração do sistema de transmissão.....	44
Figura 5.2 – Decomposição da força na corrente ( $F$ ).....	45
Figura 5.3 – Configuração do eixo traseiro.....	46

Figura 5.4 – Distribuição de forças na vertical.....	46
Figura 5.5 – Diagrama de momento fletor na direção vertical.....	47
Figura 5.6 – Distribuição de forças na horizontal.....	47
Figura 5.7 – Diagrama de momento fletor na direção horizontal.....	48
Figura 5.8 - Diagrama de momento fletor total.....	48
Figura 5.9 – Eixo perfurado (momento fletor).....	51
Figura 5.10 – Notch sensitivity curves.....	52
Figura 5.11 – Eixo perfurado (torção).....	52
Figura 5.12 – Gráfico de fadiga.....	57

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Relação entre espessura mínima de parede e diâmetro dos eixos.....	4
Tabela 3.1 – Classificação proposta por Chatterley; Macnaughtan (1999), das ligas dos discos de freio de acordo com o teor de carbono.....	28
Tabela 3.2 – Principais processos e meios de desgaste.....	37
Tabela 5.1 – Fatores de concentração de tensão (momento fletor).....	51
Tabela 5.2 – Fatores de concentração de tensão (torção).....	53
Tabela 5.3 – Catálogo de correntes.....	57
Tabela 5.4 – Coeficientes para determinação da Carga Dinâmica Equivalente.....	61



## SUMÁRIO

### LISTA DE TABELAS

### LISTA DE FIGURAS

1	INTRODUÇÃO.....	2
2	ESTUDO DE VIABILIDADE.....	3
2.1	Estabelecimento da necessidade.....	3
2.2	Especificação técnica da necessidade.....	3
2.2.1	Requisitos construtivos.....	3
2.2.2	Requisitos operacionais.....	6
2.2.3	Requisitos funcionais .....	6
2.3	Estruturação do desenvolvimento de alternativas .....	6
2.4	Viabilidade técnica.....	7
2.5	Viabilidade econômica.....	7
3	SISTEMA DE FREIO .....	8
3.1	Sistema de acionamento .....	9
3.2	Pinça .....	10
3.2.1	Material .....	11
3.2.2	Estimativa de forças .....	13
3.2.3	Análise em elementos finitos .....	17
3.3	Pastilhas.....	20
3.3.1	Fundamentação teórica.....	20
3.3.2	Materiais.....	24
3.4	Disco.....	26
3.5	Desgaste.....	29
3.5.1	Contato .....	33
3.5.2	Atrito .....	34
3.5.3	Mecanismos de desgaste .....	36
3.6	Características .....	40
4	SISTEMA DE DIREÇÃO.....	41
4.1	Fundamentação teórica.....	41
4.2	Solução .....	41
5	SISTEMA DE TRANSMISSÃO .....	43
5.1	Dimensionamento do eixo.....	43
5.2	Seleção da corrente.....	57
5.3	Seleção do rolamento .....	58
5.4	Características .....	62
6	CONCLUSÃO.....	63
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	64

## **1 INTRODUÇÃO**

O kart é o primeiro estágio para o piloto que busca uma carreira no automobilismo, mas também é utilizado como forma de recreação por um grande número de pessoas. Apesar de pequeno, permite regulagem de diversos componentes e apresenta grandes acelerações, o que exige bom preparo físico do piloto.

Este trabalho se refere ao projeto de um kart para competição, que deve ser homologado de acordo com o Regulamento Técnico da Confederação Brasileira de Automobilismo (CBA), onde o desenvolvimento técnico busca o melhor desempenho possível.

O projeto foi desenvolvido em conjunto com a Birel Sudam, braço latino-americano da tradicional fábrica italiana Birel, que forneceu toda a infra-estrutura necessária para que se realizasse o desenvolvimento do produto.

## **2 ESTUDO DE VIABILIDADE**

### **2.1 Estabelecimento da necessidade**

A necessidade real do usuário é de utilizar o kart como veículo de competição, ou seja, com o melhor desempenho em pista possível. O kart deve atender ao regulamento técnico da Confederação Brasileira de Automobilismo (CBA), o qual permite a homologação de novos modelos a cada três anos, sendo a próxima válida para o período de 2006 a 2008.

### **2.2 Especificação técnica da necessidade**

#### **2.2.1 Requisitos construtivos**

##### **2.2.1.1 Do regulamento técnico (CBA)**

De acordo com o Regulamento Nacional de Kart de 2005 (RNK-2005):

- Comprimento máximo de *1600 mm*.
- Largura máxima de *1400 mm*.
- Entre-eixos de *1040 mm*.
- Comprimento máximo do eixo traseiro de *1040 mm*.
- Assoalho de material rígido, com furos de diâmetro inferior a *10 mm*.
- Proibido o uso de qualquer tipo de suspensão elástica ou articulada.
- Freios comandados por um só pedal, acionados por sistema hidráulico ou mecânico, atuantes somente nas rodas traseiras, e com disco de freio ventilado.
- Obrigatório o uso de protetor de corrente.
- Os pedais, quando acionados, não podem ultrapassar os elementos fixos do chassis e devem possuir mola de retorno.
- O tanque de combustível deve ser de material plástico, translúcido e com capacidade máxima de *10 litros*.
- O eixo, em material ferroso e imantável, deve obedecer à Tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Relação entre espessura mínima de parede e diâmetro dos eixos.

Diâmetro do eixo (mm)	Espessura mínima da parede (mm)
30	4,9
31	4,7
32	4,5
33	4,2
34	4,0
35	3,8
36	3,6
37	3,4
38	3,2
39	3,1
40	2,9
41	2,8
42	2,6
43	2,5
44	2,4
45	2,3
46	2,2
47	2,1
48	2,0
49	2,0
50	1,9

- Os pára-choques devem ser normatizados de conformidade com o Regulamento Internacional de Kart de 2002 (RIK-2002), sendo obrigatório a utilização da barra suplementar, de conformidade com a Figura 2.1:

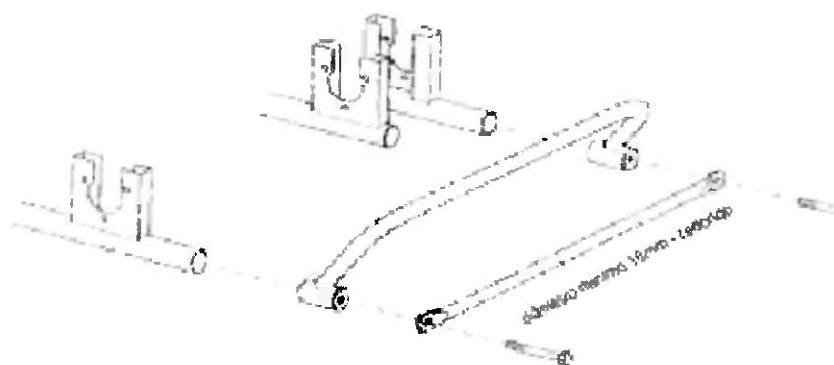


Figura 2.1 – Barra suplementar.

- A carroceria deve ser composta por duas carenagens laterais, uma dianteira e um painel frontal, conforme homologação CBA.
- A carenagem lateral não deve ultrapassar a altura de  $450\text{ mm}$  medida a partir do piso, e deve manter o lado externo dentro do perímetro delimitado pelo plano traçado entre as faces externas do pneu traseiro e dianteiro (alinhados), e o plano traçado entre as linhas limite das bandas de rodagem dos dois pneus (alinhados), de conformidade com a Figura 2.2:

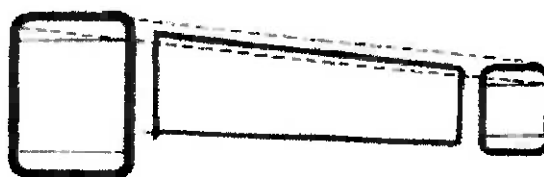


Figura 2.2 – Limites da carenagem.

- O painel frontal não deve estar acima de um plano horizontal, passando pelo topo do volante de direção. Ele deve possuir folga mínima de  $50\text{ mm}$  entre si e o volante, não podendo se projetar além do pára-choque dianteiro. Ele não pode ainda impedir o movimento normal dos pedais, nem cobrir nenhuma parte dos pés na posição normal de pilotagem.

### **2.2.1.2 Do fabricante**

- Para a parte estrutural do chassis, devem ser utilizados apenas tubos de *30 mm* e/ou *32 mm* de diâmetro.
- Os eixos a serem utilizados serão os de *40 mm* e *50 mm* de diâmetro, que podem ter durezas diferentes.
- O kart deve possuir somente duas barras estabilizadoras, que podem, opcionalmente, ser substituídas por outras de durezas diferentes.

### **2.2.2 Requisitos operacionais**

- O kart deve ser compatível com motores de dois e quatro tempos, com uma faixa de potência entre *10 cv* e *45 cv*.
- O kart deve ser utilizado em pistas asfaltadas, tanto em condições secas como molhadas.
- O kart deve manter um desempenho constante durante pelo menos seis meses.

### **2.2.3 Requisitos funcionais**

- O kart não deve possuir trincas ou falhas que comprometam a segurança do piloto.
- O kart deve acomodar o piloto de forma que o mesmo consiga completar o máximo permitido de duas horas seguidas em uma corrida, de acordo com a Federação Internacional de Automobilismo.

## **2.3 Estruturação do desenvolvimento de alternativas**

Devido às limitações impostas tanto pelo regulamento, quanto pelo fabricante, não é possível partir para uma solução que não seja um kart com um chassis tubular de aço soldado, já que o trabalho a ser desenvolvido é de criar uma nova estrutura, com as mesmas características da anterior, porém mais eficiente. As

diferenças entre esse novo chassis e o anterior serão relacionadas ao tipo de liga e à disposição dos tubos, as quais serão tratadas somente no projeto básico. Essa situação também acontece com outras componentes do kart, como a carenagem, que tem de ser fabricada em três partes diferentes, com posições já definidas, não permitindo assim a criação de uma carenagem do tipo “bolha”, que ajudaria na diminuição do arrasto aerodinâmico do kart.

A única decisão ser tomada, é referente à escolha do tipo de sistema de freio a ser implementado. As opções disponíveis, segundo o regulamento, são a mecânica e a hidráulica.

## **2.4 Viabilidade técnica**

Como o projeto se destina a um atual fabricante, não existem restrições quanto aos equipamentos, maquinário e mão-de-obra especializada. Com relação à fabricação de protótipos para teste, esta já é uma prática comum do fabricante, visto que o desenvolvimento de produto é realizado em grande parte por testes em pista.

A única restrição técnica do projeto, diz respeito à aquisição de ligas especiais para a fabricação de protótipos, visto que esse tipo de matéria-prima só é fornecido em quantidades geralmente superiores a uma tonelada.

## **2.5 Viabilidade econômica**

O mercado de competição é caracterizado por ter como o fator limitante de compra o desempenho do veículo, e não o seu preço de venda. É claro que variações muito grandes entre os preços dos concorrentes são consideráveis, já que as equipes têm um orçamento anual a ser cumprido. Como não haverá desenvolvimento técnico significativo nos processos de fabricação e matérias-primas, estima-se que os custos envolvidos com estes não elevarão o preço do produto final em mais de 10%, o que seria facilmente absorvido pelo mercado de acordo com os históricos de venda do fabricante.

### 3 SISTEMA DE FREIO

Por exigência do regulamento técnico da CBA, o sistema de freio do kart deve ser a disco e acionado mecânica ou hidráulicamente.

Os freios são elementos associados à rotação, que têm como função reduzir velocidade. Durante a frenagem ocorre escorregamento devido a dois elementos que estão movendo a diferentes velocidades, dissipando energia.

Existem basicamente dois tipos de freio a disco. O chamado freio “annular”, ilustrado na figura 3.1, funciona como uma embreagem, exceto pelo fato de que no freio uma das partes é substituída por um membro fixo. Já o freio “caliper”, ilustrado na figura 3.2, é constituído por pistão, pinça e pastilhas; e utilizado em equipamentos automotivos, industriais, de mineração e aviões.

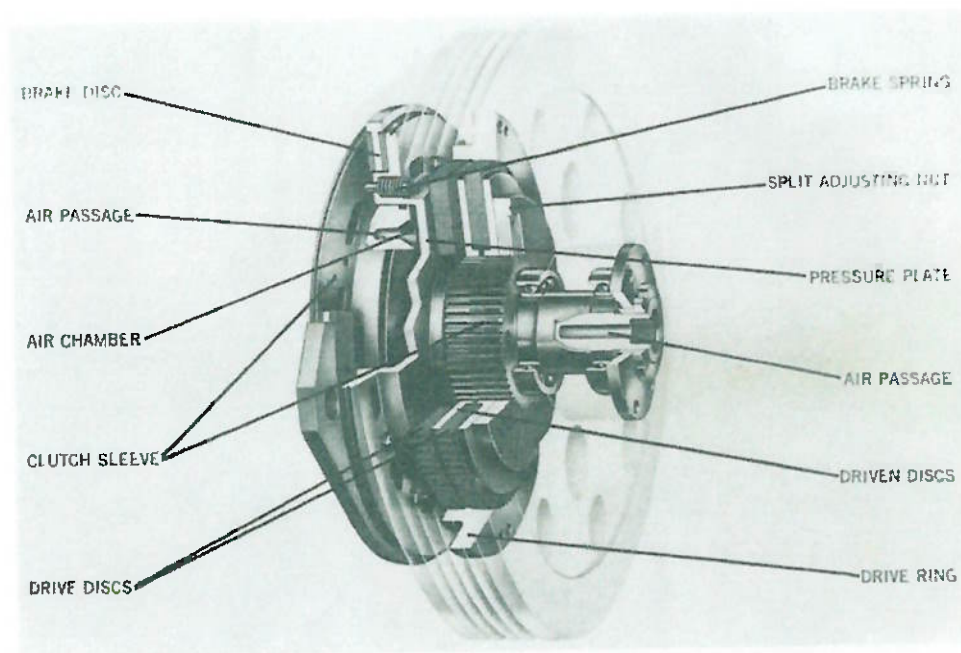


Figura 3.1 – Freio “annular”.

O freio “caliper” é o mais adequado para veículos de competição do que o “annular” por apresentar maior dissipação de calor e, portanto menor perda de eficiência por superaquecimento, conhecida por “fading” (termo erroneamente traduzido como fadiga por alguns, já que o verbo “to fade”, em inglês, significa desaparecer).





Figura 3.2 – Freio “caliper”.

### 3.1 Sistema de acionamento

Como nos freios a disco não ocorre auto energização como nos freios a tambor, a força de acionamento neste tipo de freio é maior. Assim, o acionamento hidráulico é o mais adequado, já que permite que seja aplicada maior força de frenagem. A figura 3.3 ilustra o funcionamento de um freio a disco hidráulico.

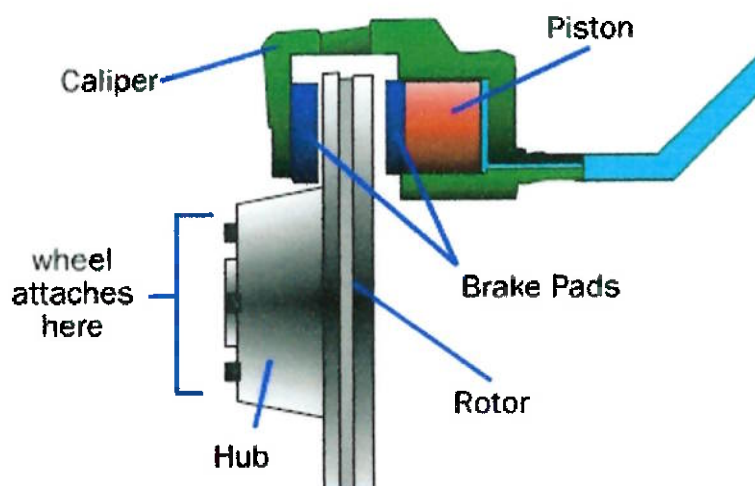


Figura 3.3 – Freio a disco com acionamento hidráulico.

Indiscutivelmente, as pinças de freio têm formatos muito parecidos (em forma de “C”) devido a sua função. Neste projeto, ousou-se realizar uma pequena modificação em sua concepção. Como os freios a disco exigem grande força de frenagem, propõe-se que além do sistema de acionamento hidráulico também seja utilizada uma alavanca para o seu acionamento, desta forma a força de ativação do freio seria mais facilmente alcançada exigindo menos esforço do piloto. Além disso, a fabricação da pinça se torna mais simples. Assim, a primeira idealização quanto ao sistema de freio é mostrada na figura 3.4:

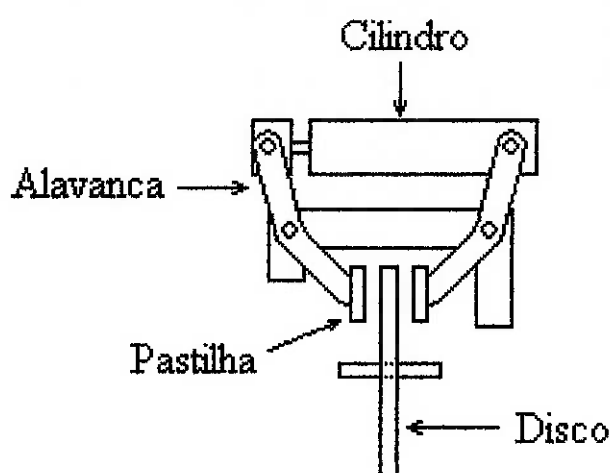


Figura 3.4 – Sistema de freio.

### 3.2 Pinça

Uma primeira idealização tridimensional da pinça de freio é apresentada na figura 3.5. Os furos localizados à direita da peça são de fixação da pinça no chassi e acabam fixando uma das medidas da pinça, já que estes dados são provenientes do projeto do chassi do kart e portanto não estão sujeitos a alteração no projeto do freio. Os demais furos são para fixação dos pinos centrais das alavancas acionadoras do freio e posicionamento do pino guia das pastilhas de freio.

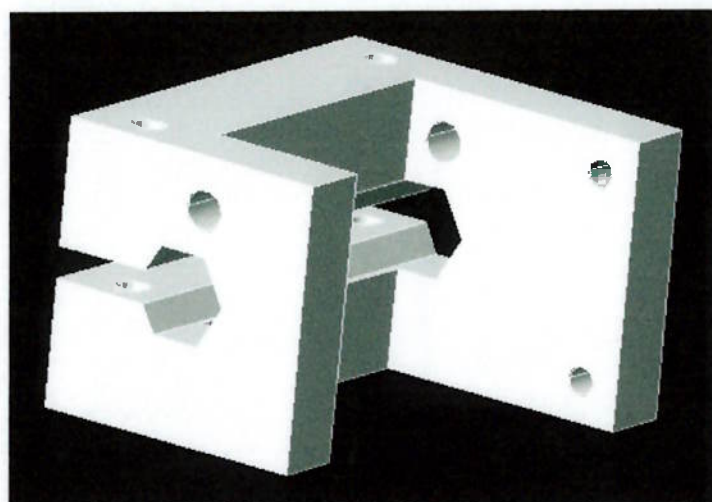


Figura 3.5 – Idealização inicial da pinça.

### 3.2.1 Material

Na seleção de material, será procurado o material mais leve possível, já que se trata de um ambiente de competição, onde o peso do kart pode influenciar significativamente o seu desempenho. Utilizando a equação fornecida por Niemannn (1971), o peso ( $Q$ ) de uma barra, sujeita à flexão por uma força  $P$  como mostra a figura 3.6, é dado pela equação 3.1:

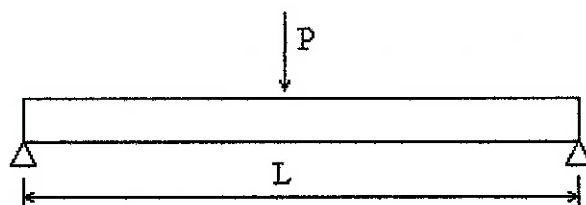


Figura 3.6 – Barra sujeita a flexão por  $P$ .

$$Q = L \cdot S \cdot \gamma = \left( M_f \cdot k_w \right)^{\frac{2}{3}} \cdot L \cdot \frac{\gamma}{\sigma_f^{\frac{2}{3}}} \Rightarrow Q \propto \frac{\gamma}{\sigma_f^{\frac{2}{3}}} \quad (3.1)$$



Os materiais cerâmicos e vidros não são adequados para este tipo de aplicação devido a sua fragilidade. Já as madeiras e os materiais compostos possuem características anisotrópicas, ou seja, suas propriedades variam de acordo com a direção a que são solicitadas e por isso também não devem ser utilizadas.

Portanto, as duas melhores opções de materiais para a fabricação da pinça de freio são as ligas de alumínio e os aços. Para esta aplicação, escolheu-se a liga Alumínio 6351-T6, que apresenta as seguintes características:

$$\sigma_{ut} = 310 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{esc} = 283 \text{ MPa.}$$

$$E = 68,9 \text{ Gpa.}$$

$$\rho = 2,71 \text{ g/ml}$$

### 3.2.2 Estimativa de forças

Para estimar as forças normais exercidas na pinça, utilizou-se o seguinte modelo:

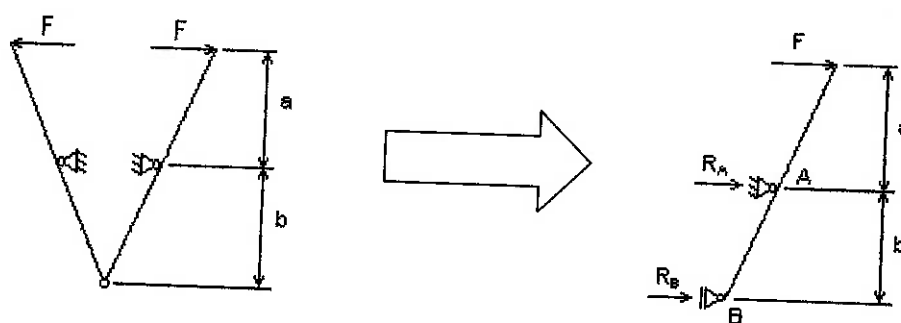


Figura 3.8 – Modelo utilizado para estimativa de forças normais na pinça.

O ponto “A” representa o furo onde a alavanca é presa, o ponto “B” é o ponto onde as pastilhas de freio se tocam com o disco e “F” é a força aplicada pelo cilindro hidráulico.

As reações podem ser determinadas através dos momentos gerados em torno do ponto B, como segue abaixo:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F \cdot (a + b) + R_A \cdot b = 0 \Rightarrow R_A = \frac{-F \cdot (a + b)}{b} \quad (3.2)$$

Substituindo os valores por:

$$a = 3,0 \cdot \text{cm}$$

$$b = 2,5 \cdot \text{cm}$$

$$F = 300 \cdot \text{N}$$

Resulta:

$$R_A = 660 \text{ N.}$$

Este, porém, não é o carregamento mais crítico na pinça. A partir de conhecimentos já adquiridos nas disciplinas de mecânica dos sólidos, as tensões mais significativas no dimensionamento de estruturas mecânicas são as causadas por momento fletor. Portanto, deve-se estimar as forças provocadas em direções ortogonais à força  $F$  indicada na figura 3.8, ou seja, as reações  $H_A$  e  $H_C$  geradas na pinça devido à força de frenagem  $F_f$  aplicada entre as pastilhas e o disco de freio, como mostra a figura 3.9.

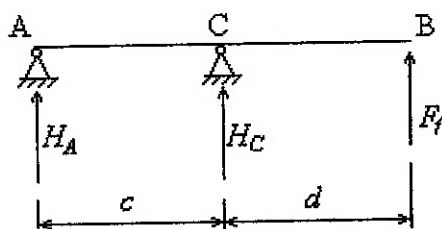


Figura 3.9 – Modelo utilizado para estimar forças que geram momento na pinça.

Onde pontos A e B são os mesmos indicados na figura 3.8 e o ponto C corresponde ao furo por onde passa o pino guia das pastilhas de freio.

Sabe-se que um kart sofre acelerações de até duas vezes a aceleração da gravidade. Considerando que este sofre uma desaceleração devido à frenagem deste valor e que pode chegar a  $140 \text{ km/h}$ , tem-se:

$$V_0 = 140 \text{ km/h} = 38,9 \text{ m/s}$$

$$v = \varpi \cdot r \Rightarrow \varpi = \frac{v}{r} = \frac{38,9}{0,13} \Rightarrow \varpi = 299 \cdot \text{rad} / s \quad (3.3)$$

Onde  $\varpi$  é a rotação do eixo traseiro e  $r$  é o raio do pneu traseiro.

Se  $a = 2g$ , então:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \Rightarrow \Delta t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{-38,9}{-2 \cdot 10} \Rightarrow \Delta t = 1,95 \cdot s \quad (3.4)$$

A energia cinética que deve ser dissipada pelo torque de frenagem neste intervalo de tempo  $\Delta t$  é:

$$\Delta EC = \frac{m \cdot (\Delta v)^2}{2} = \frac{150 \cdot (38,9)^2}{2} = 113.490,75 \cdot J \quad (3.5)$$

Portanto, a potência gerada ( $Pot$ ) pelo torque de frenagem deve ser:

$$Pot = \frac{\Delta EC}{\Delta t} = \frac{113.490,75}{1,95} \Rightarrow Pot = 58.350 \cdot W \quad (3.6)$$

Mas a potência no eixo é dada por:

$$Pot = T \cdot \varpi \quad (3.7)$$

Igualando as duas potências, pode-se obter o torque de frenagem máximo.

$$T \cdot \varpi = 58.350 \Rightarrow T = \frac{58.350}{299} \Rightarrow T = 195,15 \cdot N \cdot m \quad (3.8)$$

Como o diâmetro da pinça de freio é de  $20 \text{ mm}$ , a força de frenagem ( $F_f$ ) pode ser estimada por:

$$T = F_f \cdot r \Rightarrow F_f = \frac{T}{r} = \frac{195,15}{0,10} \Rightarrow F_f = 1951,5 \cdot N \quad (3.9)$$

Fazendo o equilíbrio de momentos das forças indicadas na figura 3.9, obtém-se:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_f \cdot (c + d) + H_C \cdot c = 0 \Rightarrow H_C = \frac{-F_f \cdot (c + d)}{c} \quad (3.10)$$

Substituindo os valores por:

$$c = 1 \cdot cm$$

$$d = 1,5 \cdot cm$$

$$F_f = 1951,5 \cdot N$$

Resulta:

$$H_C = -4.878,75 \cdot N.$$

$$H_A = 2.927,25 \cdot N.$$

A partir destes cálculos preliminares, pode-se pré-dimensionar a pinça. Para tanto, basta calcular uma dimensão ( $x$ ) como mostra a figura 3.10, já que as demais são restringidas devido ao posicionamento para fixação.

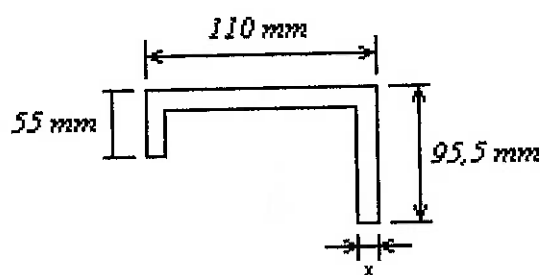


Figura 3.10 – Modelo a ser dimensionado.

O tamanho da peça na direção perpendicular ao plano da folha também é fixa e igual a 75 mm.



Como existe apenas uma medida a ser determinada, devido às restrições existentes no projeto, esta será encontrada através de análises em elementos finitos, pois a peça é bastante complexa, o que dificulta o pré-dimensionamento analítico.

### 3.2.3 Análise em elementos finitos

Devido à necessidade de instalar o cilindro de acionamento hidráulico, criou-se uma região onde este possa ser instalado, chegando-se então a pinça mostrada na figura 3.11:

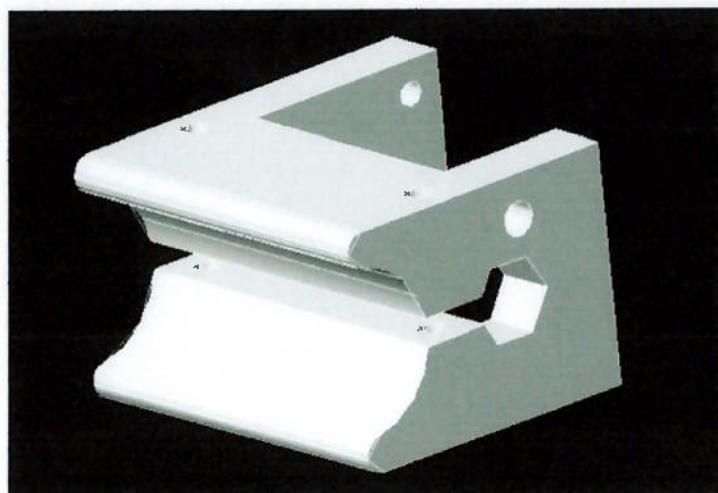


Figura 3.11 – Pinça.

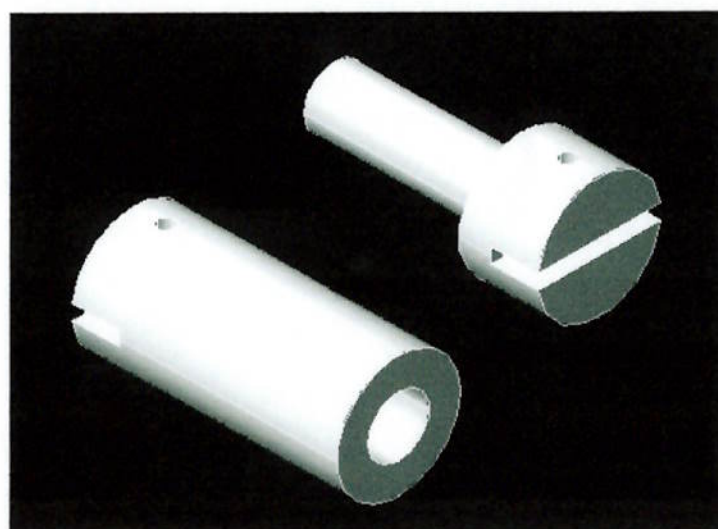


Figura 3.12 – Cilindro de acionamento hidráulico desmontado.

A idealização do conjunto parcialmente montado é mostrada na figura 3.13:

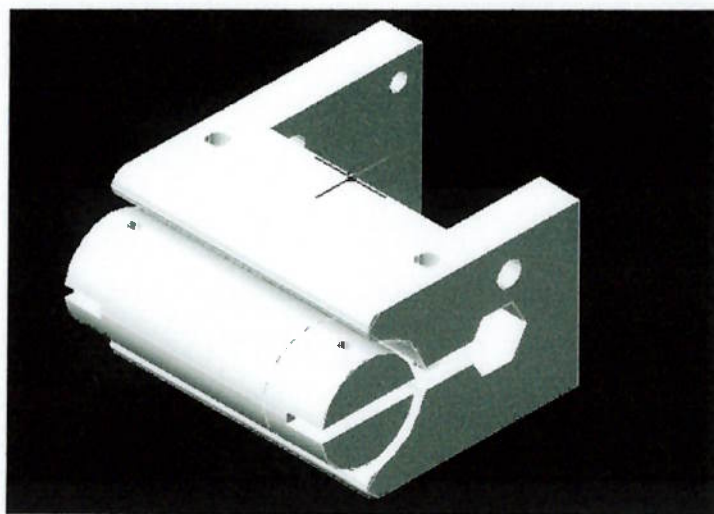


Figura 3.13 – Pinça e cilindro.

Definidas as forças atuantes na pinça de freio e sua forma final, pode-se fazer uma análise estrutural utilizando um software de elementos finitos, neste caso foi utilizado o NASTRAN.

Inicialmente, definiu-se um coeficiente de segurança de 1,5 para a peça, por se tratar de um ambiente onde trocas de componentes ocorrem num espaço de tempo pequeno e as peças devem ser otimizadas ao máximo. Simularam-se peças com vários valores diferentes da espessura  $x$  (ver figura 3.10), engastaram-se os furos de fixação e foram aplicadas as forças estimadas anteriormente até se encontrar um resultado que apresentasse tensão máxima da ordem de  $190 \text{ MPa}$ , que resulta no coeficiente de segurança adotado anteriormente, já que a tensão de escoamento do material escolhido é de  $283 \text{ MPa}$ . As figuras 3.14 e 3.15 mostram a distribuição de tensão da peça final, em que se encontrou uma espessura  $x = 66 \text{ mm}$ .

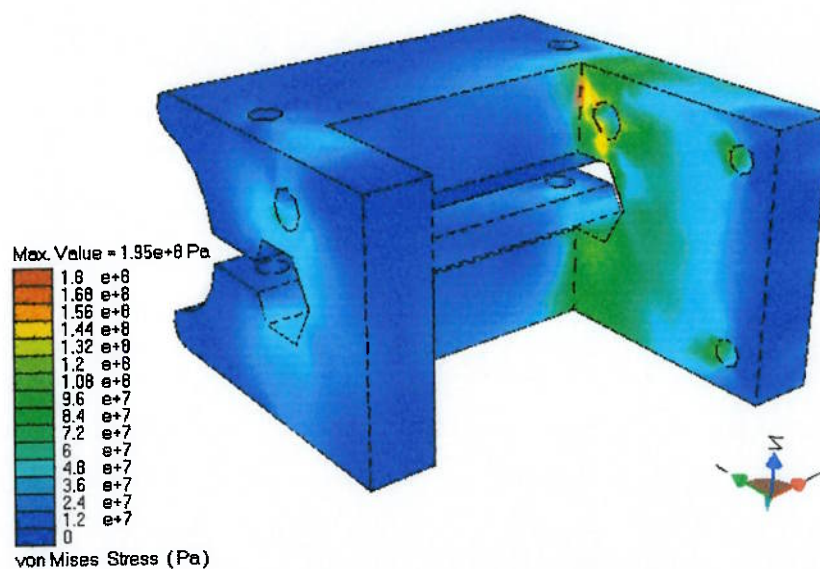


Figura 3.14 – Vista isométrica (1) do estado de tensões da pinça.

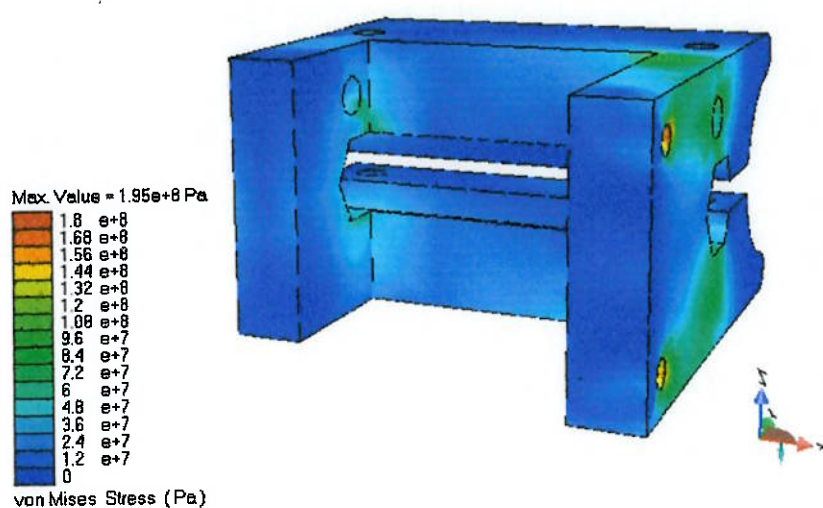


Figura 3.15 – Vista isométrica (2) do estado de tensões da pinça.

Verifica-se na peça que os picos de tensão ocorrem nos pontos onde há concentração de tensão como furos e quinas, uma boa medida para o melhoramento da estrutura é diminuir os fatores de concentração de tensão, alterando, por exemplo, o diâmetro dos furos e o raio de curvatura dos cantos.

### 3.3 Pastilhas

#### 3.3.1 Fundamentação teórica

Segundo Orthwein (1986), a partir do momento do contato até o disco ser parado, a velocidade relativa do disco com relação às pastilhas de freio varia linearmente com o raio do disco ( $v = \varpi \cdot r$ ). Se a espessura do material removido da pastilha é  $\delta$ , e se  $\delta$  é dependente da velocidade relativa e da pressão, então:

$$\delta = k \cdot p \cdot r \quad (3.11)$$

Onde  $k$  é uma constante de proporcionalidade. Desde que as pastilhas de freio sejam suficientemente pequenas para que seus suportes sejam considerados rígidos, pode-se assumir que  $\delta$  é constante sobre a pastilha (isto é, o desgaste é uniforme). Assumidas estas condições, a equação (3.11) implica que a pressão aumenta com a diminuição do raio, então a máxima pressão é encontrada no raio interno. Portanto:

$$\delta = k \cdot p_{\max} \cdot r_i \quad (3.12)$$

Das equações (3.11) e (3.12), vem:

$$p = p_{\max} \cdot \frac{r_i}{r} \quad (3.13)$$

Com a pressão sobre a pastilha conhecida, pode-se agora calcular a força axial requerida por:

$$F = \int_A p \cdot dA \quad (3.14)$$

E o torque de frenagem resultante:

$$T = \mu \cdot \int_A p \cdot r \cdot dA \quad (3.15)$$

A avaliação destas integrais é mais fácil para pastilhas com limites radiais e circulares, como mostra a figura 3.13, para as quais podem ser escritas como:

$$F = p_{\max} \cdot r_i \cdot \int_A \frac{1}{r} \cdot dA = p_{\max} \cdot r_i \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_0^{\theta} d\theta \cdot dr = p_{\max} \cdot r_i \cdot \theta \cdot (r_e - r_i) \quad (3.16)$$

$$T = \mu \cdot p_{\max} \cdot r_i \cdot \int_{r_i}^{r_e} r \cdot dr \cdot \int_0^{\theta} d\theta = \mu \cdot p_{\max} \cdot r_i \cdot \frac{\theta}{2} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \quad (3.17)$$

A partir da equação (3.17), encontra-se que para a distribuição de pressão dada pela relação (3.13) o torque pode ser facilmente encontrado para qualquer pastilha de freio cuja área seja conhecida ou simplesmente calculada. Para uma pastilha circular (ilustrada na figura 3.14) de diâmetro  $d$ , por exemplo, o torque é dado por:

$$T = \mu \cdot p_{\max} \cdot r_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (3.18)$$

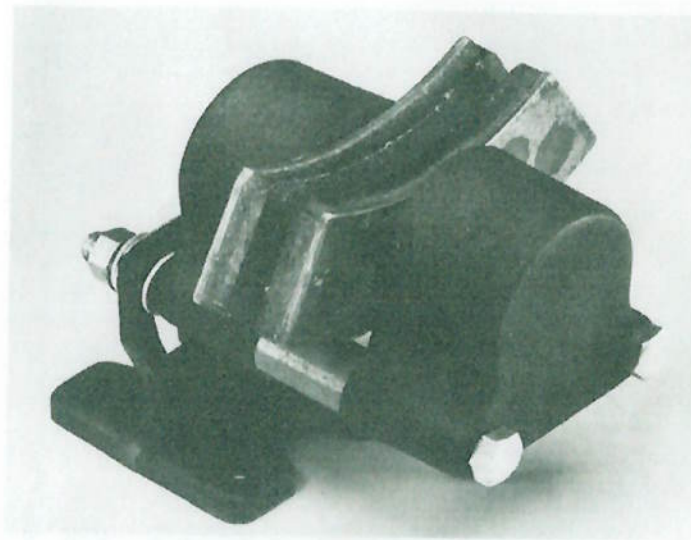


Figura 3.16 – Freio “caliper” com pastilhas de limites radiais e circulares.

De acordo com a equação (3.15) o torque fornecido por um freio “caliper” com pastilhas de limites radiais e circulares é maior do que o fornecido por pinças circulares de mesma área, e por este motivo são utilizadas quando a melhor performance é requerida.

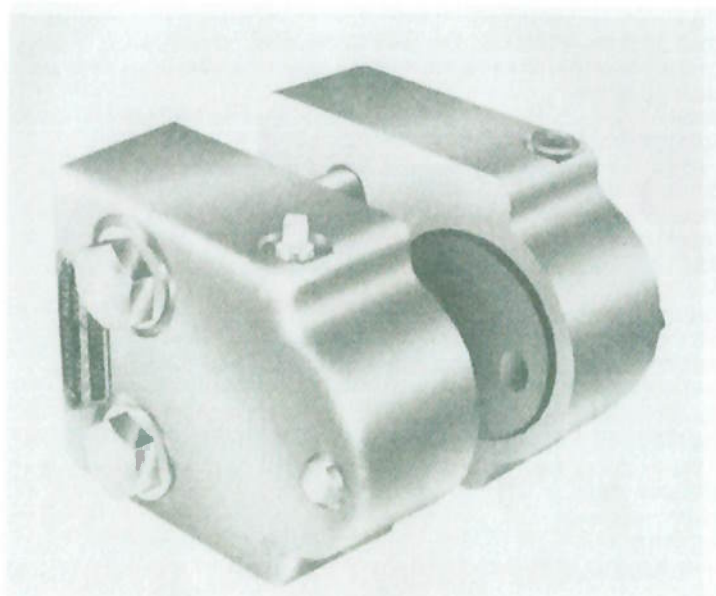


Figura 3.4 – Freio “caliper” com pastilhas circulares.

A temperatura atuante na interface rotor-revestimento é fundamental para o atrito e desgaste e está associada com os materiais em questão. É nessa interface que o calor causado pela fricção é gerado e onde atuam as mais altas temperaturas. A temperatura do material da presilha determina o modo de desgaste e o filme presente na superfície que influencia no coeficiente de fricção. O equilíbrio da temperatura é relacionado com o calor de entrada (proporcional ao peso do veículo, à velocidade inicial e à frequência de parada) e a magnitude do calor dissipado. O calor é perdido através da condução para o conjunto de freio assim como por convecção e radiação para a vizinhança.

A entrada instantânea de calor no freio  $q$  é igual à mudança da energia cinética no veículo:

$$q = \Delta EC = \frac{\partial}{\partial t} EC = \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \right) \quad (3.19)$$

Onde,  $EC$  = energia cinética do veículo,

$m$  = massa do veículo,

$v$  = velocidade instantânea do veículo.

O aumento de temperatura no conjunto do freio pode ser aproximado pela clássica expressão:

$$\Delta T = \frac{q}{m_f \cdot c} \quad (3.20)$$

Onde,  $m_f$  = massa do freio,

$c$  = calor específico.

As equações (3.19) e (3.20) podem ser usadas para explicar o que acontece quando o freio opera. Entretanto, existem várias variáveis envolvidas, então não é de se esperar que tais análises se aproximem de resultados experimentais. Por essa razão, tais análises devem ser utilizadas, em ciclos repetitivos, onde se tem um melhor efeito no desempenho.

Um objeto aquecido a uma temperatura  $T_i$ , esfria até uma temperatura ambiente  $T_a$  de acordo com a relação exponencial abaixo:

$$(T_i - T_a) = (T_1 - T_a) \cdot e^{-\left(\frac{AU}{m_f \cdot C}\right)t} \quad (3.21)$$

onde,

$T_i$  = temperatura instantânea no instante  $t$

$A$  = área de transferência de calor

$U$  = coeficiente de superfície

A temperatura do freio depois de repetidas frenagens vai depender de quanto do calor gerado é perdido devido à condução, convecção e radiação. Outro fator significativo será o torque residual no freio. Esse torque residual não gera altas



temperaturas, mas reduz a perda de calor do freio, mudando efetivamente o equilíbrio da temperatura após múltiplas frenagens.

### 3.3.2 Materiais

#### 3.3.2.1 Pastilhas

Os materiais utilizados nas pastilhas de freio, conhecidos como materiais de atrito, são uma composição de diversos materiais e devem ser selecionados de acordo com a sua análise.

Um material de atrito no freio deve possuir as seguintes características:

- Coeficiente de atrito elevado e uniforme;
- Ser capaz de suportar altas temperaturas e ter boa condutividade térmica;
- Alta resistência para o desgaste, descamação e risco.

Do ponto de vista estequiométrico dos componentes, bem como seu processo de manufatura, mas basicamente, segundo Eriksson; Bergman; Jacobson (1999) os componentes dos materiais de atrito podem ser divididos em:

- *Materiais estruturais*: fornecem a resistência mecânica (ex.: fibras metálicas, carbono, vidro, etc).
- *Aditivos*: para lubrificação e estabilização dos materiais de atrito (ex.: grafita ou sulfetos metálicos) ou para promover a limpeza das superfícies dos discos por abrasividade (ex.: alumina e sílica).
- *Carga*: para reduzir o custo de fabricação (óxido a base de silício e sulfeto de bário).
- *Aglomerantes*: para união e preenchimento dos materiais da pastilha, formando um composto termicamente estável (ex.: resinas fenólicas), onde eventualmente são adicionados elementos anti-ruídos (ex.: elastômeros).

A figura 3.18 mostra que a estrutura da pastilha é formada por basicamente quatro componentes: o material de atrito, uma camada intermediária que atua como isolante térmico, uma placa de apoio com adesivo que mantém os componentes



juntos e forma uma matriz termicamente estável, e uma camada secundária utilizada para aumentar a capacidade de amortecimento.

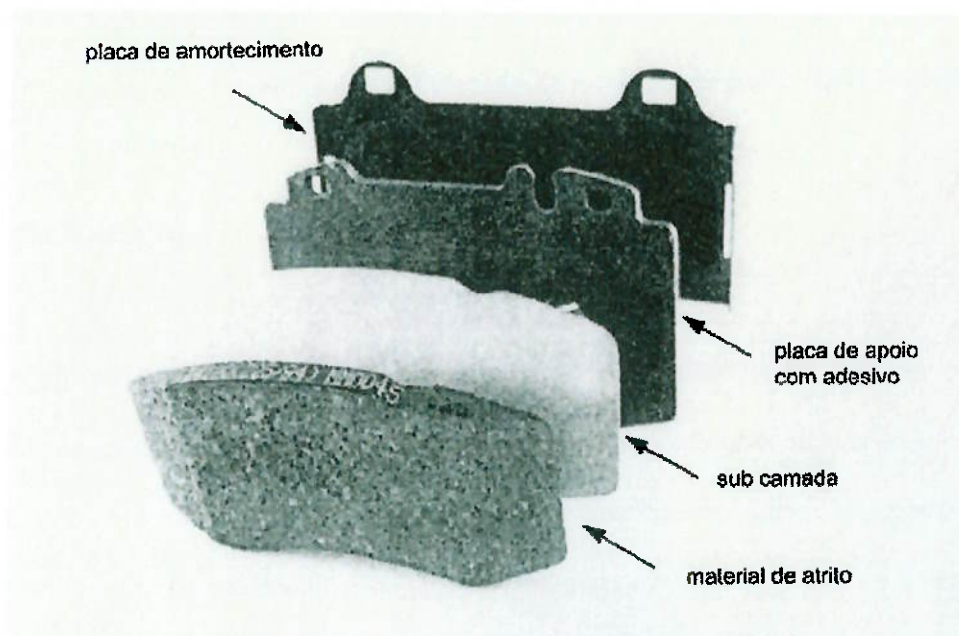


Figura 3.18 – Estrutura de uma pastilha de freio (adaptação de Brecht (2003)).

Existem, basicamente, quatro tipos de materiais de atrito: orgânico, semimetálico, metálico e a base de carbono.

#### (1) **Revestimento orgânico**

Esse tipo de revestimento é geralmente composto por seis ingredientes básicos:

- *Abestos*: pela resistência térmica e pelo alto coeficiente de atrito.
- *Modificadores de atrito*: para obter o atrito desejado.
- *Preenchimento*: para controlar os ruídos.
- *Agentes de cura*: resinas aglomerantes, que geralmente são polímeros termofixos (uma vez que curados não perdem a forma e somente se decompõem a temperaturas acima da faixa de uso por degradação) e resinas fenólicas.
- *Materiais coesivos*: resinas fenólicas para unir ingredientes.
- *Outros materiais*: para aumentar o desempenho durante a frenagem.

## **(2)      *Revestimento semimetálico***

Os semimetálicos apresentam uma composição restrita, com propriedades de desgaste e atrito singulares. São compostos de 65 % em peso de ferro, 10 a 20 % de lâ de aço, 15 % de grafita e 10 % de aglomerante resistente ao calor.

Esse tipo de revestimento substitui parte dos asbestos e dos componentes orgânicos da dureza por ferro, aço e grafita. As razões para essa substituição são:

- Aumento da estabilidade friccional e desempenho a alta temperatura.
- Resistência ao desgaste à alta temperatura (maior que 230 °C).

## **(3)      *Revestimento metálico***

Esse tipo de revestimento recebeu atenção pelas aplicações especiais envolvendo grande dissipação de calor e altas temperaturas. Materiais de atrito sinterizados de cerâmica metálica são aplicados com sucesso em freios de jatos e em carros de corrida.

Dois métodos são usados para fabricar esse tipo de revestimento de freio – weaving e moldagem. Ambos são feitos basicamente com asbestos que tenham materiais coesivos para manter as fibras de asbestos unidas. O tipo moldado é mais utilizado.

## **(4)      *Revestimento a base de carbono***

Elaborado a base de fibras de carbono unido com carbono amorfo, preparados com resinas orgânicas resultando em produto com baixa porosidade, utilizado em aeronaves ou veículos militares e em veículos de competição e esportivos de alto desempenho. O material é bastante resistente ao atrito e leve, porém de alto custo.

### **3.4      Disco**

Nos atuais projetos dos discos de freio, as principais características desejadas são:

- Baixa geração de ruído e vibração.
- Manutenção do coeficiente de atrito durante a frenagem.
- Resistência ao desgaste.
- Alta condutibilidade térmica.

Segundo o regulamento o disco de freio deve ser ventilado, ou seja, este deve ser formado por duas chapas circulares paralelas com aletas entre as pistas de frenagem e, portanto dissipando melhor o calor gerado, já que assim se consegue o aumento da superfície de contato com o ar e conseqüentemente a taxa de transferência de calor por convecção.

Os discos de freio ainda podem ter furos e/ou ranhuras feitos diretamente nas pistas, que além de aumentar a dissipação de calor, são eficientes para remoção de partículas de desgaste da superfície sob condições de chuva, permitindo escoar água mais rapidamente e também reduzem o peso da peça (Chula; Gudlin 1989). Por outro lado, diminuem a área de contato entre a pastilha e o disco, provocando diminuição da força de atrito.

A figura 3.19 mostra alguns exemplos de discos ventilados encontrados no mercado europeu extraído do artigo escrito por Chatterley; Macnaughtan (1999) onde se nota a grande variedade construtiva das formas das aletas de ventilação.



Figura 3.19 – Diversos tipos de discos de freio ventilados de alto desempenho.

A quantidade de carbono presente na liga, que altera a condutividade térmica, é considerada por Chatterley; Macnaughtan (1999) item crítico, classificando a liga pelo seu teor de carbono (alto, médio e baixo) conforme a tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Classificação proposta por Chatterley; Macnaughtan (1999), das ligas dos discos de freio de acordo com o teor de carbono.

Teor de carbono		
Baixo	médio	Alto
< 3,3	3,3 – 3,5	≥ 3,51

A condutividade térmica do ferro fundido é determinada, principalmente, pela quantidade de grafita presente na liga. Aumentar o teor de carbono numa liga mostrou-se um método eficaz para aumentar a resistência às trincas térmicas, Nechtelberger (1975) *apud* Jimbo *et al* (1990) afirma que aumentando o teor de carbono livre aumentar-se-á sua condutividade, porém alterando a composição química, a condutividade também irá se alterar; geralmente a adição de elementos de liga diminui a condutividade térmica.

Existe uma tendência mundial para a aplicação em carros de passeio, os chamados ferros fundidos com alto teor de carbono, devido a sua característica de alta resistência a formação de trincas quando em serviço.

Embora o ferro fundido cinzento apresente vantagens tecno-econômicas quase imbatíveis em relação a outros produtos, existem muitos materiais em potencial ou com vantagens apenas tecnológicas e de desempenho que poderiam ser aplicados, como por exemplo:

- Compósito de carbono: não é considerado alternativo para carros populares, devido ao seu alto custo, porém é normalmente utilizado em competições, como por exemplo, a fórmula 1 mundial, devido ao seu baixo peso e boa performance a quente.
- Compósito com matriz metálica MMC: esta classe de material, atualmente é a mais indicada a eventualmente, substituir o tradicional ferro fundido cinzento, pois apresenta vantagens como redução de peso e maior capacidade de resfriamento, além do aspecto do desgaste ser igual, ou melhor, no momento da frenagem, porém pela própria característica do material, existe uma limitação de temperatura, dependendo da liga em torno de 250 a 300 °C.

- Alumínio hipereutético, A 390 T5 (18 % Si e 1 % Cu), Massinon; Constantin (1997), estudaram o par disco/pastilha com este material, onde foi verificada uma camada de transferência homogênea entre os pares e com boa resistência ao desgaste. O mecanismo de desgaste predominante foi a delaminação, que provavelmente foi gerado por fadiga do material.
- Cobre ao cromo, (99 % Cu e 1 % Cr), segundo Rhee; Byers (1972) a liga de cobre apresentou maior eficácia em termos de torque ou desaceleração em altas temperaturas devido ao fato deste material possuir maior condutividade térmica em relação aos ferros fundidos cinzentos (aproximadamente seis vezes), além de apresentar menor desgaste do material de atrito.

Para este projeto, decidiu-se, portanto por utilizar o ferro fundido cinzento perlítico devido às vantagens citadas anteriormente, além disso, definiu-se o raio do disco como o maior possível (10 cm), pois como visto na equação 3.17 o torque de frenagem é proporcional ao diâmetro do disco de freio, porém este valor é limitado fisicamente pelo raio dos pneus do kart que é de 13 cm.

### 3.5 Desgaste

O termo desgaste normalmente é utilizado como dano ao material (superfície sólida), geralmente envolvendo perda de material, devido ao movimento relativo entre a superfície e as substâncias em contato. Estudos realizados neste campo, porém, estão ainda em fase inicial, ou seja, atualmente a mecânica deste fenômeno se encontra em nível de estruturação em sua compreensão básica, onde possivelmente o grande desafio para resolver este tipo de problema seja antecipar o tipo de desgaste a que o componente será submetido.

Aparentemente não existem catálogos organizados contendo a exata descrição do estado de tensões ou condições químicas sobre materiais submetidos ao desgaste em largo espectro de aplicações, pois os mecanismos de deslizamento e outras fontes de desgaste não foram rigorosamente definidos para todos os casos. Entretanto,

existe razoável quantidade de informações sobre desgaste em materiais submetidos a condições laboratoriais.

Em condições dinâmicas de frenagem, a pressão sob a interface da região de contato nos discos de freio, não é uniforme e varia com o tempo, sendo continuamente modificada por uma combinação de:

- Distorções térmicas geradas pelo calor de atrito.
- Distorções mecânicas devido às forças atuantes.
- Desgaste de material dos pares de contato e conseqüente formação de um filme de transferência.
- Variação de espessura inicial da pista do disco.
- Runout lateral

As distorções térmicas, geradas pelo calor de atrito são importante mecanismo potencial gerador de desgaste, e foram estudadas por Barber (1967), que demonstrou que a instabilidade termoelástica da superfície de deslizamento dos discos de freio causa expansão de regiões contidas nesta superfície, expondo-as ao desgaste, pelas variações de pressões de contato e atrito com subsequente aumento de temperatura nestas regiões pontuais. A rugosidade, ruído e ondulação, entre outros fenômenos, nestas regiões apresentam correlação com estes picos de temperatura, conforme experiências realizadas em rodas para trens, por Vernersson (1999).

Outro aspecto dos danos que podem ocorrer durante a frenagem, é a formação de trincas geradas por fadiga térmica. A análise por elementos finitos é considerada por Fukano; Matsui (1986) a ferramenta mais eficaz para o estudo da condução do calor e fadiga térmica. Em sua pesquisa, foi encontrado significativo gradiente de temperatura, aproximadamente 330 °C entre a superfície e o núcleo durante 2,5 segundos de atuação do freio. Os resultados mostram que altas tensões são geradas no disco de freio, em direções circunferenciais, excedendo até mesmo o limite elástico do material.

Este mecanismo está ilustrado na figura 3.20, onde durante a frenagem, o atrito gera calor, causando expansão na superfície do disco, onde seu núcleo permanece sob menor temperatura, restringindo deste modo a deformação desta região e permanecendo dentro de seu limite plástico do material. Ao contrário, após a

superfície permanecer sob tensões compressivas, começa a concentração térmica, resultando em tensões que trincam o material, onde este fenômeno, durante a utilização do veículo, pode ser repetido por diversas vezes, gerando a propagação das trincas. Obviamente, reduzir este gradiente térmico entre o núcleo e a superfície da peça, é uma maneira eficaz de evitar este problema, além de, naturalmente especificar a matriz metálica e formato da grafita de modo a aumentar a tenacidade do material para resistir à fadiga mecânica gerada pelo ciclo térmico.

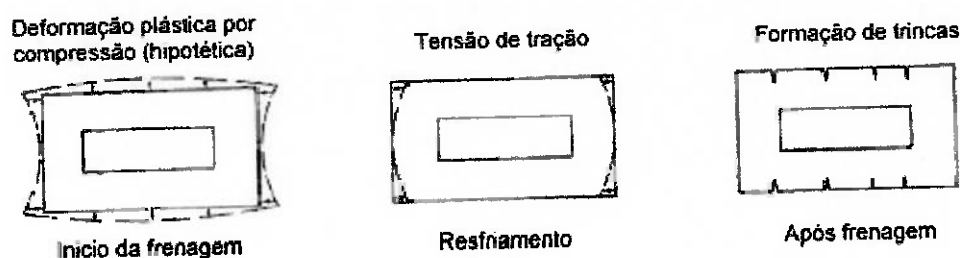


Figura 3.20 – Mecanismo de formação de trincas térmicas.

Estudos sobre os mecanismos de desgaste foram realizados através de pino contra disco. Yoshimoto; Tsukizoe (1957) observaram que:

- No desgaste moderado, o mecanismo atuante é controlado pela oxidação da interface, resultando em partículas oxidadas e pistas de desgaste.
- No desgaste severo, é causado pelo rompimento do filme de óxido protetivo formado durante o desgaste moderado, o contato metal-metal resulta em riscos grosseiros e eventuais trechos com microcavidades.

Esta transição pode ser amenizada ou agravada, dependendo da liga utilizada. Pesquisa interessante foi apresentada por Eyre; Willians (1973) que realizaram experimento com ferro fundido cinzento ao fósforo (1 % P) que inibiu a transição do desgaste moderado para o severo em relação a uma liga convencional (0,25 % P), porém em altas velocidades apresenta maior taxa de desgaste além de apresentar menor resistência ao impacto. As características distintas do desgaste desta liga foram atribuídas a formação do eutético duro presente na superfície de contato.

Existem alguns aspectos do desgaste nos discos de freio a serem observados:

A composição química das pastilhas e lonas influencia na taxa de desgaste, porém existem poucos estudos sobre este assunto. Por outro lado, a composição química do disco de freio foi pesquisado por Hatch (1972), verificando que teores de titânio entre 0,02 e 0,04 % aumentaram a vida em serviço para 50 % dos discos de freio, possivelmente pela impregnação no ferro fundido de partículas duras na superfície de contato, e Chapman; Hatch (1976) investigaram o mesmo tema com adição de vanádio, cromo, zircônio, tungstênio, molibdênio, alumínio, nitrogênio, enxofre e nióbio concluindo que vanádio, nióbio em quantidades semelhantes ao do titânio, também produz materiais com melhor desempenho.

A morfologia da grafita encontrada em discos de freio, segundo Chapman; Mannion (1982) não afeta de maneira significativa a taxa de desgaste, estudando ferros fundidos com longas lamelas de grafita ou finas partículas de grafita super resfriadas, porém Galárraga (2002) demonstra que a taxa de desgaste do ferro fundido vermicular, é maior que a do ferro fundido cinzento, apesar de que o desgaste destes dois materiais serem semelhantes quando submetidos a condições iguais de força de atrito. Esta observação, possivelmente foi decorrente da utilização de matrizes metálicas distintas, pois o vermicular apresentava 15 % de ferrita contra o lamelar que apresentava apenas traços de ferrita.

Seria de se esperar que o cenário termodinâmico da frenagem nos discos de freio fornecesse condição para esferoidização da matriz perlítica, e eventualmente interferisse na eficiência de frenagem, porém, estudo realizado por Coyle; Tsang (1983) mostram que não há diferenças significativas no coeficiente de atrito entre discos de freio coalescidos em distintas temperaturas e tempo de coalescimento (677 a 788 °C, variando entre 1 a 5 horas), tanto para discos ventilados como para sólidos.

No desgaste normal de discos a superfície dos pares de contato fica impregnada de abrasivos oriundos do processo de desgaste, onde em certos casos este fenômeno é benéfico, como, por exemplo, auxiliando a limpeza da superfície de óxidos formados devido à longa não utilização.

O desgaste localizado, induzido, por exemplo, através de sujeira, que geralmente aumenta a abrasividade ou pela formação de martensita da superfície de contato gerado através de pontos quentes, segundo Anderson e Knapp (1990) pode produzir regiões potenciais de desgaste.



Outra substância comumente encontrada durante a utilização de veículos é a água, onde se trata de aspecto importante quanto à segurança veicular, especialmente quando o veículo não possui sistemas de assistência eletromecânica para atenuar a perda da eficiência de frenagem. Donne (1984) realizou um trabalho experimental, verificando o aumento da distância necessária para parar veículos quando submetidos a condições de acabamento superficial (usinado, lixado e esmerilhado) e vazões distintas de água, concluindo que na maioria dos casos a distância de frenagem quadruplica em relação à condição de trabalho a seco.

### 3.5.1 Contato

Quando duas superfícies estão em contato, o contato real deve ser relacionado ao contato microscópico, pois por melhor que seja o acabamento, dificilmente a superfície será perfeitamente lisa, assim, é de se esperar, que a área real de contato seja muito menor que a área nominal, aumentando proporcionalmente com a aplicação de uma força externa no sentido normal à superfície, devido à deformação dos picos das heterogeneidades superficiais ou asperezas.

No final do século XIX, Hertz desenvolveu as primeiras análises, consideradas satisfatórias sobre a teoria de contato entre dois sólidos, realizando o modelamento matemático das tensões de contato, atualmente referenciado como contato de Hertz, que ocorre quando dois corpos sólidos, sob acoplamento geométrico não conforme, são submetidas a um estado de tensão compressiva, gerando comportamento elástico em uma pequena área de contato. A teoria foi baseada na hipótese de que cada uma das superfícies em contato pode ser descrita por dois raios de curvatura, porém devido à elevada quantidade de simplificações definidas durante a elaboração do modelo, os resultados aplicados em casos práticos são limitados.

Assim, a força  $F$  aplicada entre dois corpos sólidos, gera uma pressão  $p$  em uma área de contato, infinitamente pequena e estática,  $dx.dy$ , onde considerando a ausência do atrito, a pressão  $p$  assume a forma de um potencial de campo elástico, em que as tensões compressivas associam-se as deformações elásticas na região de contato, sendo zero tais deformações na zona de contato, conforme equação (3.22).

$$F = \iint p \cdot dx \cdot dy \quad (3.22)$$

As deduções e conclusões de Hertz, ainda fundamentam as teorias da mecânica do contato, no regime elástico. São eventualmente extrapoladas ao regime plástico ou ao contato cíclico de rolamento e/ou deslizamento.

Conforme Johnson (1987), as limitações das teorias de Hertz, baseia-se no fato de existirem situações em que não há como definir raios principais de curvatura para se caracterizar pelo menos uma das superfícies de contato, como por exemplo, um penetrador rígido de forma arbitrária em uma superfície elástica, condições de contato entre superfícies alinhadas ou de superfícies conformes, condições onde ocorre deformação plástica e situações de deslizamento ou atrito entre dois corpos, sendo necessários, nestes casos, outros métodos de análise de tensões, como por exemplo, os métodos numéricos.

### 3.5.2 Atrito

Do ponto de vista de energia, o atrito é um processo onde a energia cinética é convertida em outras formas de energia, como: térmica, acústica, óptica, elétrica e mecânica. O balanço desta energia dissipada dependerá da natureza dos corpos e do tribocontato.

O atrito é definido pela resistência que um corpo desenvolve quando existe movimento relativo de outro corpo, o qual pode ser entre sólidos (atrito sólido), gás e sólido (atrito aerodinâmico), líquido e sólido (atrito líquido) ou devido a um processo de dissipação de energia interna (atrito interno).

Os mecanismos básicos de atrito são adesão e deformação plástica, fenômenos que ainda são objetos de discussão. A energia de atrito, a princípio, é dissipada através de deformações nas camadas superficiais por mecanismos elásticos, plásticos, viscoelásticos e/ou através de microfraturas de partículas da superfície sob cisalhamento ou uniões entre interfaces adesivas, e também sob ação de eventual terceiro corpo presente entre superfícies.

O coeficiente de atrito para o entre o material de atrito e o disco de freio é uma função da carga, velocidade e temperatura. A expressão da força pode ser escrita como:

$$F = K(T) \cdot P^{a(T)} \cdot V^{b(T)} \quad (3.23)$$

Onde,  $K(T)$  = Constante, dependente da temperatura;

$P$  = Carga normal;

$a(T)$  = Expoente da carga dependente da temperatura;

$V$  = velocidade de escorregamento;

$b(T)$  = Expoente da velocidade dependente da temperatura.

### 3.5.2.1 Adesão

As forças interfaciais causadas por adesão predominam somente quando as superfícies entre as asperezas se encontram limpas, gerando soldagem a frio, formando uma união entre átomos através da interface. Este fenômeno pode ocorrer, sem carga; a força adesiva dependerá da proximidade entre superfícies, potencial de adsorção superficial do material e da natureza e afinidade entre as superfícies.

A questão da proximidade das superfícies, em nível atômico, pode se tornar interessante, pois experiências utilizando dinâmica molecular e microscopia de força atômica, realizadas por Landman et al (1990) e Guo et al (1989), respectivamente, mostram que quando duas superfícies são colocadas a alguns átomos de distância, elas são atraídas através de uma forma de união interatômica. Neste caso a força normal pode ser negativa, ou seja, o coeficiente de atrito seria negativo! Assim o conceito convencional de atrito não faria sentido.

### 3.5.2.2 Deformação por asperezas

Quando asperezas entram em contato, ocorrem deformações elásticas e plásticas para acomodar a tensão, conforme proposto por Bowden; Tabor (1950), que dividiu a força de atrito em dois componentes  $F_p$  (penetração) e  $F_a$  (adesão),

formulando a teoria de deformação plástica, onde durante o desgaste severo, as superfícies em contato irão se conformando plasticamente até que a área de cada pico ou patamar em contato atinja um determinado tamanho, dado pela relação  $Q/H$ , onde  $Q$  é a carga aplicada e  $H$  a dureza Brinell.

A componente penetração é gerada pela dissipação da energia por deformação plástica, quando ocorre a interação entre asperezas, sendo que as asperezas do metal mais duro produzirão marcas na superfície mais mole por ação desta penetração. Porém o componente de adesão é controverso, exceto quando as superfícies são expostas ao vácuo, conforme explicado anteriormente, pois é difícil mensurar a força adesiva entre duas superfícies “normais” de engenharia sob condições “normais”. Então, Bowden; Tabor (1950) sugeriram que, possivelmente, a adesão seria causada por dois fatores:

- Uma extensa região da superfície é recoberta com filmes de óxidos ou outros elementos adsorvidos, e somente asperezas mais altas irão penetrar nestes filmes para ocorrer o contato metal-metal necessário para ocorrer adesão.
- Existe uma grande região elasticamente deformada, abaixo de uma pequena região com tensão residual gerada por deformação plástica. Assim quando a carga se altera a força elástica libera a união adesiva rompendo-a, e por consequência parte significativa da adesão não é medida.

### 3.5.3 Mecanismos de desgaste

As denominações utilizadas para classificação dos modos de desgaste, variam de acordo com a região de origem, área de trabalho e formação acadêmica dos autores de trabalhos nesta área, onde a existência de diferentes tipos de mecanismos tem originado várias idéias quanto sua classificação.

Ludema (1991), afirma que o material pode ser removido de uma superfície sólida somente em três modos: pela fusão, dissolução química ou separação física dos átomos da superfície por alta tensão, em modo abrupto, ou baixa tensão sob

carregamento cíclico, onde processos mecânicos e químicos podem agir simultaneamente ou em separados.

Segundo a norma DIN 50320, existem quatro mecanismos essenciais, que são adesão, abrasão, fadiga superficial e reação triboquímica.

Achard; Hirst (1956) *apud* Quinn (1983), apresentaram uma proposta, em relação ao tipo de desgaste em metais em condições sem lubrificação, classificando o desgaste como moderado (geralmente baixa carga resultando em baixa taxa de desgaste) e severo (cargas altas com aumento descontínuo da taxa de desgaste), onde o desgaste severo ocorre devido ao contato metal-metal, originando adesão, deformação plástica, formação de junções, transferência de materiais de modo a encruar as superfícies, por outro lado, o desgaste moderado ocorre durante o contato deslizante de superfícies cobertas por camadas de óxidos ou outros produtos, gerando superfícies lisas.

A tabela 3.2 agrupa os principais modos de desgaste, pela natureza dos agentes causadores, seguidos de breve explicação para cada um dos tipos de desgaste tabulados, com ênfase nos processos de desgaste esperados nos discos de freio quando em serviço.

Tabela 3.2 – Principais processos e meios de desgaste.

Desgaste	Partículas ou fluidos	Abrasivo Erosão por partícula sólida Erosão por cavitação Erosão por impacto de líquido Erosão por lama
	Contato, deslizamento ou impacto	Adesão Fretting Contato Impacto
	Assistência química	Corrosão Oxidação

Ostermeyer (2001) afirma que as superfícies tribológicas das pastilhas estão atualmente em fase de caracterização óptica em nível microscópico, onde geralmente o coeficiente de atrito se encontra entre 0,1 a 0,9, apresentando decréscimo quando aumenta o nível de calor e força de atrito, gerando fading (perda da eficiência da frenagem, causado pelo decréscimo do coeficiente de atrito com o aumento da força de frenagem).

Este autor sugere que o efeito do fading é gerado como resultado de uma taxa de destruição temporária da camada contida na interface, maior que a de sua formação e crescimento, quando a força normal aplicada e/ou velocidade é alta, por outro lado, quando esta força é aliviada o sistema volta a seu equilíbrio.

A figura 3.21 ilustra o mecanismo de desgaste proposto por Ostermeyer (2001), sendo que o principal componente da pastilha é uma matriz de polímero macio contendo partículas duras, por exemplo,  $\text{SiO}_2$ , onde os restantes dos materiais são utilizados para controlar o processo descrito abaixo.

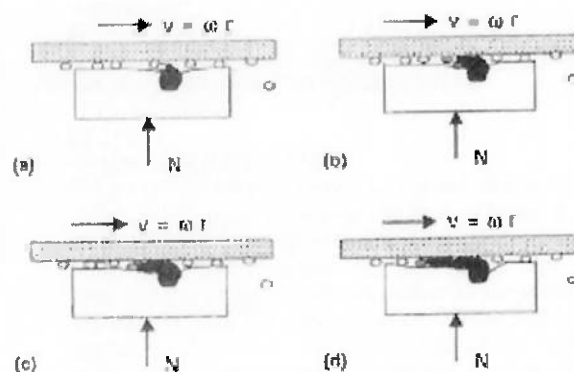


Figura 3.21 – Pares de desgaste em sistema de freio pastilha/disco, esquematizando o crescimento de partículas duras.

As partículas de desgaste se movem homogeneamente através da zona de contato aderindo parcialmente na superfície do disco, retornando para a zona de contato. Quando as partículas de  $\text{SiO}_2$  afloram na superfície devido ao desgaste da matriz, o lado exposto será perturbado enquanto o outro lado será embutido na matriz. A força normal e tangencial entre a partícula e os discos aumentará gerando calor nesta interface (acima de  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), onde as associações destes fatores com as partículas de desgaste irão produzir uma liga por efeito termomecânico, resultando

na formação e crescimento de uma dura e fina camada ao redor da partícula de  $\text{SiO}_2$ , similar a uma ceramização.

O efeito de fading é considerado entre os especialistas em frenagem como problema de fadiga térmica, ou seja, diminuição do coeficiente de atrito por aumento cíclico de temperatura, gerado pelo início de degradação dos componentes orgânicos presentes na formulação, exemplo: borrachas, resina, grafites, mudança de fase de sulfetos, etc.

Rhee (1971) afirma que em baixas temperaturas de frenagem a taxa de desgaste é controlada predominantemente por mecanismos abrasivos e adesivos, enquanto que em altas temperaturas as taxas de desgaste aumentam exponencialmente devido a degradação térmica do aglomerante e outros componentes, freqüentemente acompanhado de perda de eficiência na frenagem.

Este autor considera que os fatores mais importantes na taxa de desgaste são:

- Efeitos de torque: onde materiais orgânicos não apresentam variações significativas com o aumento da força, enquanto que materiais semimetálicos apresentam taxas maiores quando são submetidos a baixas cargas.
- Efeitos da velocidade de frenagem: materiais orgânicos apresentam pequena variação em taxa de desgaste quando em baixas velocidades, embora Lim (1987) tenha verificado flashes entre 1000 a 1100 °C nas asperezas em velocidades de 1 m/s, onde foi sugerido que a variação da taxa de desgaste associada a variação do nível de atrito influencia neste ponto de temperatura do flash. Em altas velocidades, a taxa de desgaste aumenta, e é maior ainda quando a temperatura do disco aumenta, onde se supõe que seja resultante simplesmente da alta temperatura da interface de contato. E, no caso de materiais semimetálicos, a velocidade de até 2 m/s, a taxa de desgaste aumenta mais significativamente que os orgânicos.

### 3.6 Características

O sistema de freio desenvolvido neste capítulo possui as seguintes características:

- Freio à disco ventilado e perfurado de ferro fundido cinzento perlítico com *20 cm* de diâmetro.
- Pastilha com revestimento a base de carbono e formato de seção de anel.
- Pinça acionada hidráulicamente através de um mecanismo de alavanca dimensionada pelo método dos elementos finitos com coeficiente de segurança *1,5*.



## 4 SISTEMA DE DIREÇÃO

### 4.1 Fundamentação teórica

O modelo cinemático de Ackerman é derivado da indústria automotiva, que utiliza um sistema mecânico no sistema de direção do veículo que permite que a roda interna gire com um ângulo maior do que a externa. Geometricamente as rodas frontais de um carro, se estiverem seguindo um caminho circular, precisam girar com ângulos diferentes. A roda interna (roda do lado que se deseja virar) precisa girar mais do que a externa para evitar derrapagens.

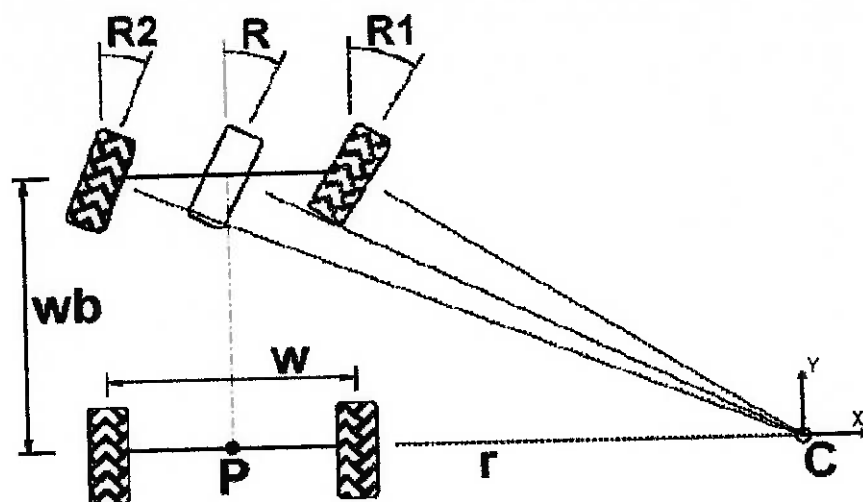


Figura 4.1 – Cinemática de Ackerman.

A Figura 4.1 mostra que os eixos que se estendem das rodas dianteiras intersectam um ponto comum C sobre o eixo estendido das rodas traseiras. O ponto C é o centro de rotação do veículo.

### 4.2 Solução

Existem algumas alternativas para que o sistema de direção gire as rodas dianteiras de forma a respeitar a cinemática de Ackerman, a solução mais simples é mostrada na figura 4.2. Verifica-se que a solução é inviável, já que o chassis utilizado não permite a utilização de um eixo dianteiro que gire em torno da direção vertical.

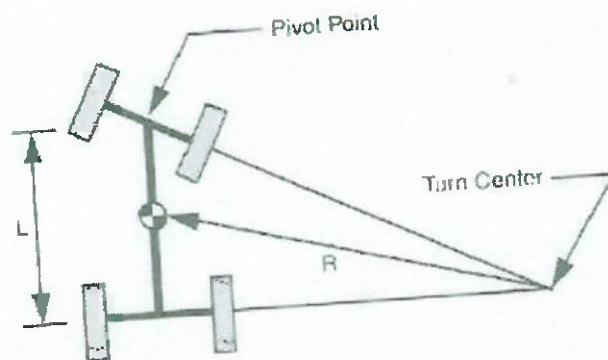


Figura 4.2 – Alternativa para cinemática de Ackerman.

A solução proposta para o sistema de direção é apresentada na figura 4.3. O que se faz é colocar o “spindle”, com uma angulação maior do que  $0^\circ$ , assim, a roda externa sempre rotacionará menos do que a roda interna. Vale ressaltar que este sistema só obedece rigorosamente à cinemática de Ackerman em uma determinada posição, ou seja, apenas para curvas com um “raio ideal”, portanto este pode ser ajustado para cada corrida, já que deve existir um ângulo ideal para cada pista. Através de testes, descobriu-se que um ângulo que funciona bem para a maioria dos circuitos é de  $15^\circ$ .

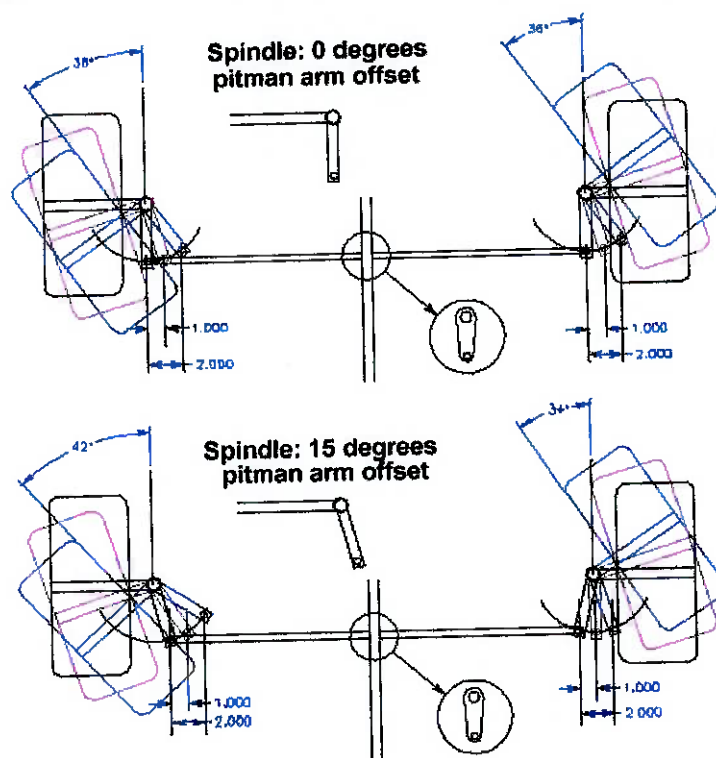


Figura 4.3 – Solução empregada para melhorar o desempenho em curvas.

## 5 SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Poucos são os parâmetros a serem dimensionados no projeto da transmissão devido às limitações impostas pelo regulamento, fábrica e até mesmo o projeto do chassis. Neste item serão feitos o dimensionamento do eixo traseiro, a seleção de rolamentos e a seleção da corrente utilizada na transmissão.

### 5.1 Dimensionamento do eixo

O eixo será dimensionado para a situação mais crítica, que ocorre na maior relação de redução, ou seja, utilizando a coroa de maior e o pinhão de menor diâmetro. O diâmetro da coroa é limitado ao diâmetro das rodas (26 cm), já que fica sobre o mesmo eixo destas, e, portanto deve ter dimensão menor. Já o pinhão tem sua menor dimensão limitada ao diâmetro do virabrequim.

Feitas tais considerações, define-se os diâmetros da coroa ( $d_c$ ) e pinhão ( $d_p$ ) como sendo:

$$d_c = 20 \text{ cm} = 0,2 \text{ m}$$

$$d_p = 5 \text{ cm} = 0,05 \text{ m}$$

A distância ( $d$ ) entre o eixo traseiro e o virabrequim, que é a distância entre centros da coroa e do pinhão, é definida através das dimensões do chassis, neste projeto adota-se:

$$d = 20 \text{ cm} = 0,2 \text{ m}$$

A figura 5.1 ilustra o sistema de transmissão em questão.

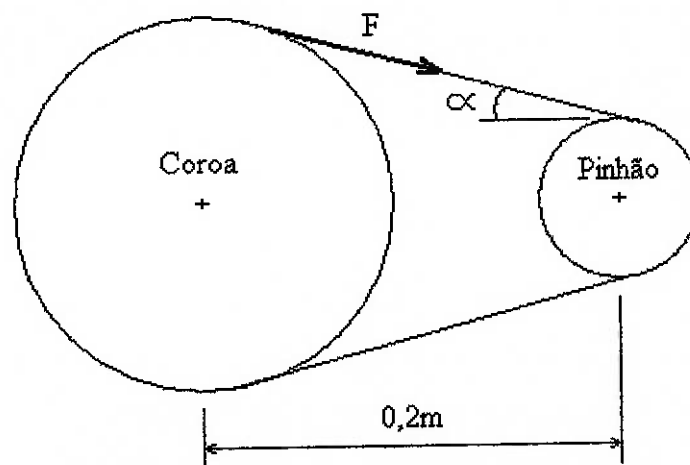


Figura 5.1 – Ilustração do sistema de transmissão.

Com estas dimensões definidas, pode-se calcular o ângulo  $\alpha$  através da seguinte relação:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{d_c - d_p}{2}}{\frac{0,2 - 0,05}{2}} = \frac{0,2 - 0,05}{0,2} = 0,375 \quad (5.1)$$

$$\alpha = \arctg(0,375) \Rightarrow \alpha = 20,55^\circ$$

Para determinar a força máxima sobre a corrente, deve-se utilizar a condição em que o motor trabalha com torque máximo. O motor em questão tem torque máximo de:

$$T_{\max} = 21 \text{ Nm (em } n = 8750 \text{ rpm} = 916,3 \text{ rad/s)} \quad (5.2)$$

A componente horizontal ( $F_H$ ) da força máxima aplicada na corrente pode ser calculada por:

$$F_H = \frac{T_{\max}}{\frac{d_p}{2}} = \frac{21}{\frac{0,05}{2}} \Rightarrow F_H = 840 \cdot \text{N} \quad (5.3)$$

A figura 5.2 ilustra a decomposição da força ( $F$ ) nas componentes horizontal ( $F_H$ ) e vertical ( $F_V$ ):

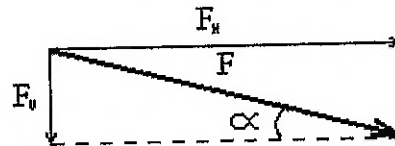


Figura 5.2 – Decomposição da força na corrente ( $F$ ).

Portanto, pode-se determinar a componente vertical da força ( $F$ ) através da seguinte relação:

$$F_V = F_H \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 840 \cdot 0,375 \Rightarrow F_V = 315 \cdot N \quad (5.4)$$

Admitindo que não haja perdas na transmissão por correntes, o torque máximo transmitido ao eixo traseiro é:

$$T = F_H \cdot \frac{d_c}{2} = 840 \cdot \frac{0,2}{2} \Rightarrow T = 84 \cdot N \cdot m \quad (5.5)$$

Considerando o movimento do kart em linha reta, tem-se que a componente horizontal da força em cada roda é:

$$F_{roda}^H = \frac{\frac{T}{d_{roda}}}{2} = \frac{\frac{84}{0,26}}{2} \Rightarrow F_{roda}^H = 323,07 \cdot N \quad (5.6)$$

O peso total do kart, já incluído o peso do piloto, é de aproximadamente 1500 N. Como a distribuição de peso é de 60 % nas rodas traseiras e 40 % nas dianteiras, a força vertical em cada roda traseira pode ser calculada do seguinte modo:

$$F_{roda}^V = \frac{0,6 \cdot 1500}{2} \Rightarrow F_{roda}^V = 450 \cdot N \quad (5.7)$$

Com a configuração do eixo traseiro, mostrada na figura 5.3, e as forças determinadas, pode-se calcular os diagramas de momento fletor no eixo, para então dimensioná-lo.

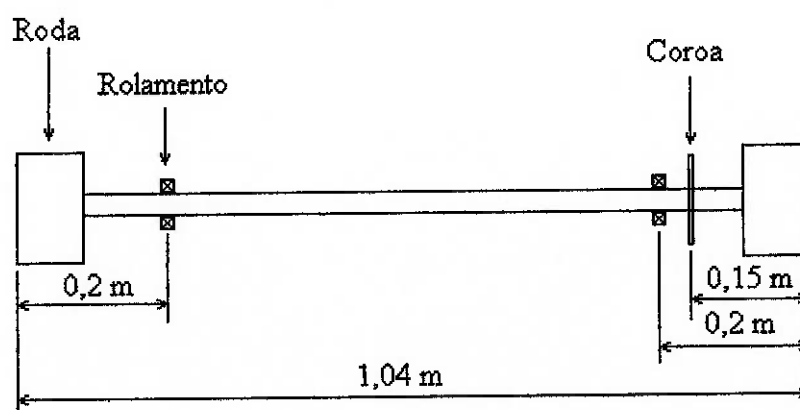


Figura 5.3 – Configuração do eixo traseiro.

A distribuição de forças na vertical fica assim:



Figura 5.4 – Distribuição de forças na vertical.

$$\sum F_V = 0 \Rightarrow V_A + V_B + 450 + 450 - 315 = 0 \Rightarrow V_A + V_B = -585 \cdot N \quad (5.8)$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 450 \cdot 0,2 - V_B \cdot 0,64 + 315 \cdot 0,69 - 450 \cdot 0,84 = 0 \quad (5.9)$$

$$\therefore V_B = -110,4 \cdot N$$

$$V_A + V_B = -585 \Rightarrow V_A = -474,6 \cdot N$$

A distribuição de momentos fletores fica:

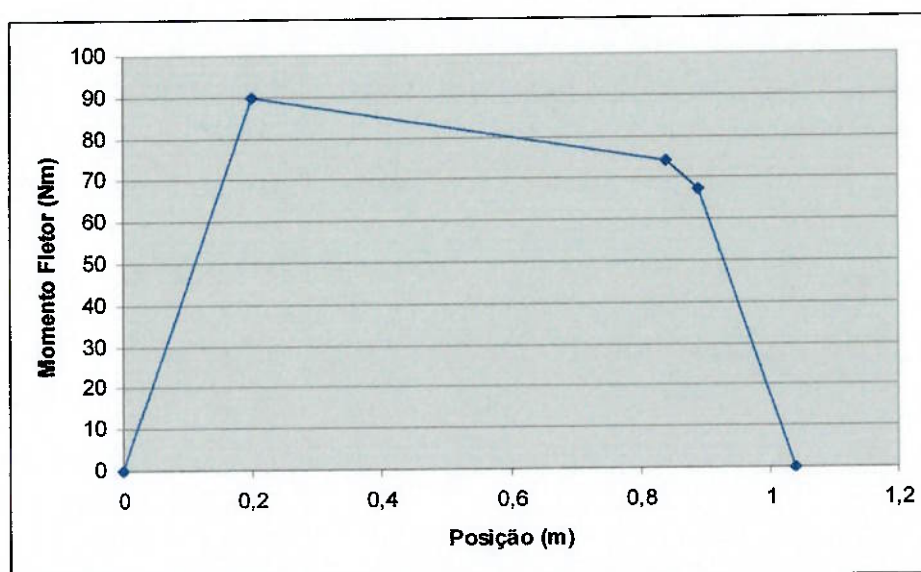


Figura 5.5 – Diagrama de momento fletor na direção vertical.

E a distribuição de forças na horizontal:

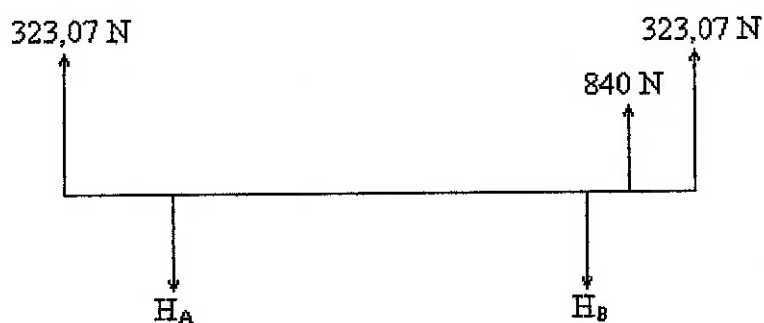


Figura 5.6 – Distribuição de forças na horizontal.

$$\sum F_H = 0 \Rightarrow H_A + H_B - 323,07 - 323,07 - 840 = 0 \quad (5.10)$$

$$\therefore H_A + H_B = 1486,14 \cdot N$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 323,07 \cdot 0,2 + H_B \cdot 0,64 - 840 \cdot 0,69 - 323,07 \cdot 0,84 = 0 \quad (5.11)$$

$$\therefore H_B = 1228,7 \cdot N$$

$$H_A + H_B = 1486,14 \Rightarrow H_A = 257,44 \cdot N$$

A distribuição de momentos fletores fica:

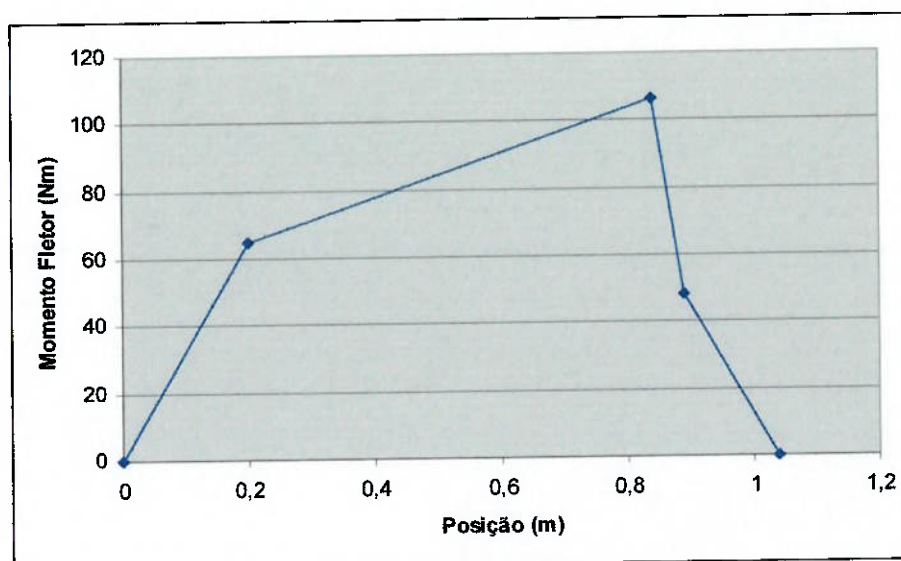


Figura 5.7 – Diagrama de momento fletor na direção horizontal.

O diagrama de momentos fletores total é, portanto:

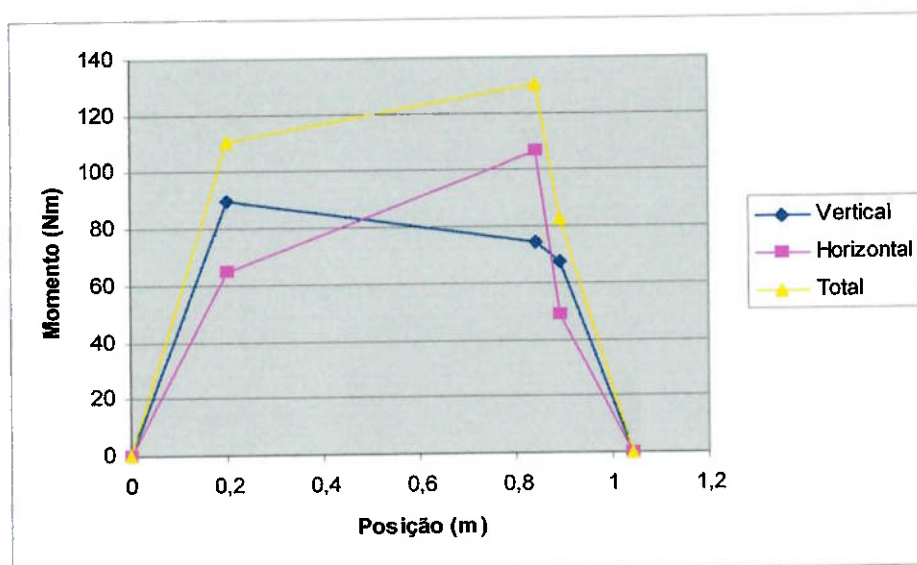


Figura 5.8 - Diagrama de momento fletor total.

Observa-se na figura 5.8 que o ponto mais solicitado do eixo é o mancal direito, que suporta os seguintes esforços:



$$M = 129,9 \text{ Nm}$$

$$T = 21 \text{ Nm}$$

Sendo o eixo de aço 1045:

$$S_{esc} = 531 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 627 \text{ MPa}$$

Sendo o limite de resistência não corrigido para aços:

$$S_{e'} = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot 627 \Rightarrow S_{e'} = 313,5 \cdot \text{MPa} \quad (5.12)$$

E o limite de resistência corrigido:

$$S_e = C_{\text{carregamento}} \cdot C_{\text{tamanho}} \cdot C_{\text{superfície}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidade}} \cdot S_{e'} \quad (5.13)$$

Sendo os fatores de correção:

- Carregamento:

$$\text{Flexão} \rightarrow C_{\text{carregamento}} = 1$$

- Tamanho:

Como se espera que:

$$8 \cdot \text{mm} \leq d \leq 250 \cdot \text{mm}$$

Então:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad (5.14)$$

- Superfície:

$$C_{\text{superfície}} = A \cdot (S_{ut})^b \quad (5.15)$$

Considerando uma superfície usinada:

$$A = 4,51$$

$$b = -0,265$$

$$\therefore C_{\text{superfície}} = 4,51 \cdot (627)^{-0,265} \Rightarrow C_{\text{superfície}} = 0,818$$

- Temperatura:

$$C_{temperatura} = 1$$

- Confiabilidade:

Para confiabilidade de 99 %, tem-se:

$$C_{confiabilidade} = 0,814$$

Assim, o limite de resistência corrigido é:

$$\begin{aligned} S_e &= 1 \cdot 1,189 \cdot d^{-0,097} \cdot 0,818 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 313,5 \\ S_e &= 248,2 \cdot d^{-0,097} \end{aligned} \quad (5.16)$$

Para o dimensionamento de eixos sob fadiga pode-se utilizar a equação 5.17 proposta por Shigley, Mischke (1989):

$$d = \left( \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left\{ \left[ \left( k_f \cdot \frac{M_{máx}}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( k_{fs} \cdot \frac{T_{máx}}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[ \left( \frac{M_{méd}}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{T_{méd}}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.17)$$

Como

$$M_{méd} = 0 \text{ e } T_{méd} = T_{máx}$$

A equação pode ser simplificada para:

$$d = \left( \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left\{ \left[ \left( k_f \cdot \frac{M_{máx}}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( k_{fs} \cdot \frac{T_{máx}}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[ \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{T_{máx}}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.18)$$

Concentração de tensão:

- Flexão:

$$d = 46,2 \text{ mm}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$a = 8 \text{ mm}$$

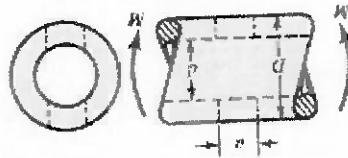


Figura 5.9 – Eixo perfurado (flexão).

Tabela 5.1 – Fatores de concentração de tensão (flexão).

$a/D$	$d/D$		
	0,9	0,6	0
	$k_t$	$k_t$	$k_t$
0,050	2,63	2,55	2,42
0,075	2,55	2,43	2,35
0,10	2,49	2,36	2,27
0,125	2,41	2,32	2,20
0,15	2,39	2,29	2,15
0,175	2,38	2,26	2,10
0,20	2,39	2,23	2,07

$$\left. \begin{array}{l} \frac{a}{D} = \frac{8}{50} = 0,16 \\ \frac{d}{D} = \frac{46,2}{50} = 0,924 \end{array} \right\} k_t = 2,39$$

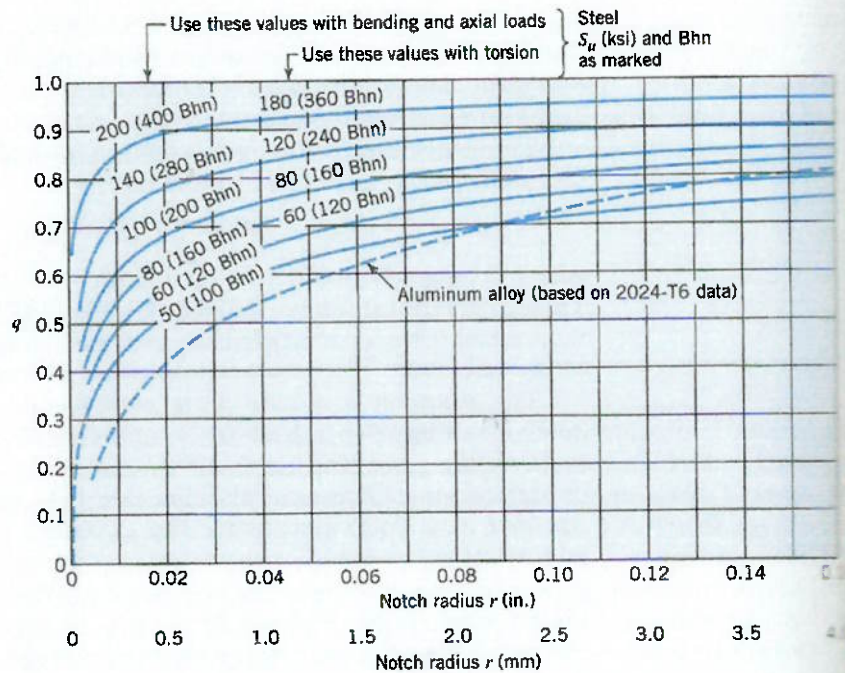


Figura 5.10 – Notch sensitivity curves.

$$\left. \begin{aligned} S_{ut} &= 627 \cdot \text{MPa} = 90,91 \cdot \text{ksi} \\ r &= 4 \cdot \text{mm} \end{aligned} \right\} q = 0,84$$

$$k_f = 1 + (k_t - 1) \cdot q = 1 + (2,39 - 1) \cdot 0,84 \Rightarrow k_f = 2,17$$

- Torção:



Figura 5.11 – Eixo perfurado (torção).

Tabela 5.2 – Fatores de concentração de tensão (torção).

$a/D$	$d/D$				
	0,9	0,8	0,6	0,4	0
	$k_{ts}$	$k_{ts}$	$k_{ts}$	$k_{ts}$	$k_{ts}$
0,05	1,78				1,77
0,075	1,82				1,71
0,10	1,76	1,74	1,72	1,70	1,68
0,125	1,76	1,74	1,70	1,67	1,64
0,15	1,77	1,75	1,69	1,65	1,62
0,175	1,81	1,76	1,69	1,64	1,60
0,20	1,96	1,79	1,70	1,63	1,58

$$\left. \begin{aligned} \frac{a}{D} &= \frac{8}{50} = 0,16 \\ \frac{d}{D} &= \frac{46,2}{50} = 0,924 \end{aligned} \right\} k_{ts} = 1,79$$

$$\left. \begin{aligned} S_{ut} &= 627 \cdot MPa = 90,91 \cdot ksi \\ r &= 4 \cdot mm \end{aligned} \right\} q = 0,86$$

$$k_{fs} = 1 + (k_{ts} - 1) \cdot q = 1 + (1,79 - 1) \cdot 0,86 \Rightarrow k_{fs} = 1,68 \quad (5.20)$$

Utilizando fator de segurança  $N_f = 2$ .

Trata-se de um processo iterativo, portanto, dá-se um chute inicial e a partir deste, faz-se com que o resultado convirja.

- 1ª Iteração:

Considerando  $d = 50 \text{ mm}$ , tem-se:

$$S_e = 248,2 \cdot 50^{-0,097} \Rightarrow S_e = 169,88 \cdot MPa$$

$$d = \left( \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \left\{ \left[ \left( 2,17 \cdot \frac{129,9}{169,88} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( 1,68 \cdot \frac{84}{169,88} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[ \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{84}{627} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 3,39 \cdot cm$$

• 2ª Iteração:

$$d = 33,9 \text{ mm}$$

$$S_e = 248,2 \cdot 33,9^{-0,097} \Rightarrow S_e = 176,35 \cdot MPa$$

$$d = \left( \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \left\{ \left[ \left( 2,17 \cdot \frac{129,9}{176,35} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( 1,68 \cdot \frac{84}{176,35} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[ \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{84}{627} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 3,35 \cdot cm$$

• 3ª Iteração:

$$d = 33,5 \text{ mm}$$

$$S_e = 248,2 \cdot 33,5^{-0,097} \Rightarrow S_e = 176,55 \cdot MPa$$

$$d = \left( \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \left\{ \left[ \left( 2,17 \cdot \frac{129,9}{176,55} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( 1,68 \cdot \frac{84}{176,55} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[ \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{84}{627} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 3,35 \cdot cm$$

O resultado convergiu.

Calcula-se agora o momento de inércia do eixo dimensionado:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (0,0335)^4}{64} \Rightarrow I = 6,182 \cdot 10^{-8} \cdot m^4 \quad (5.21)$$

Agora se faz a verificação se o momento de inércia dos eixos tubulares fornecidos tem momento de inércia maior ou igual ao calculado acima.

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot [d^2 - (d - 2 \cdot t)^2] \quad (5.22)$$

- Eixo de 40 mm:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot [(0,04)^2 - (0,04 - 2 \cdot 0,0029)^2] \Rightarrow I = 2,112 \cdot 10^{-5} \cdot m^4$$

- Eixo de 50 mm:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot [(0,05)^2 - (0,05 - 2 \cdot 0,0019)^2] \Rightarrow I = 1,794 \cdot 10^{-5} \cdot m^4$$

Como ambos os eixos possuem maior momento de inércia do que o necessário, os dois devem suportar o carregamento. Portanto o critério de seleção será o mínimo peso e como se trata do mesmo material, basta escolher o eixo de menor volume.

$$V = \frac{\pi \cdot [d^2 - (d - 2 \cdot t)^2]}{4} \cdot L \quad (5.23)$$

- Eixo de 40 mm:

$$V = \frac{\pi \cdot [0,04^2 - (0,04 - 2 \cdot 0,0029)^2]}{4} \cdot 1,040 \Rightarrow V = 3,51 \cdot 10^{-4} \cdot m^3$$

- Eixo de 50 mm:

$$V = \frac{\pi \cdot [0,05^2 - (0,05 - 2 \cdot 0,0019)^2]}{4} \cdot 1,040 \Rightarrow V = 2,98 \cdot 10^{-4} \cdot m^3$$

Como o volume do eixo de 50 mm é menor, seleciona-se este.

Verificação:

$$\sigma_{máx} = \frac{M \cdot r_{máx}}{I} \quad (5.24)$$

$$\sigma_{máx} = \sigma_a = \frac{129,9 \cdot 0,025}{1,794 \cdot 10^{-5}} \Rightarrow \sigma_{máx} = 181020 \cdot \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{med} = 0$$

$$\tau_{máx} = \frac{T \cdot r_{máx}}{J} \quad (5.25)$$

$$\tau_{máx} = \tau_{med} = \frac{21 \cdot 0,025}{2 \cdot 1,794 \cdot 10^{-5}} = 14632 \cdot \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_a = 0$$

Segundo Juvinall (2000), a tensão alternada equivalente ( $\sigma_{ea}$ ) pode ser calculada por:

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} \quad (5.26)$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{181020^2 + 3 \cdot 0^2} \Rightarrow \sigma_{ea} = 181020 \cdot \frac{N}{m^2} = 0,181 \cdot MPa$$

E a tensão média equivalente por:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{méd}}{2} + \sqrt{\tau_{méd}^2 + 3 \cdot \left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2} \quad (5.27)$$

$$\sigma_{em} = \frac{0}{2} + \sqrt{14632^2 + 3 \cdot \left(\frac{0}{2}\right)^2} \Rightarrow \sigma_{em} = 14632 \cdot \frac{N}{m^2} = 0,0146 \cdot MPa$$

Verifica-se na figura 5.12 que o ponto de falha está bem acima do ponto de operação, portanto o eixo deve suportar o carregamento sem problemas.



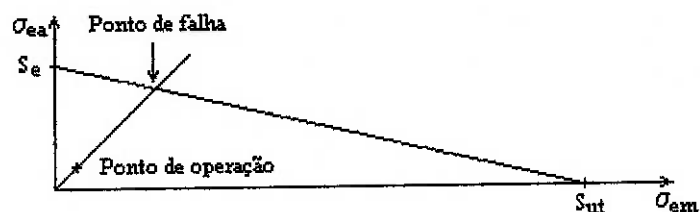


Figura 5.12 – Gráfico de fadiga.

## 5.2 Seleção da corrente

Sendo a força máxima de tração na corrente  $F$ , dada por:

$$F = \frac{F_H}{\cos \alpha} = \frac{840}{\cos(20,55^\circ)} = 897,12 \cdot N \quad (5.28)$$

E, utilizando fator de segurança da corrente em relação à carga de ruptura  $n_{corrente} = 6$ , tem-se:

$$F_{ruptura} = n_{ruptura} \cdot F = 6 \cdot 897,12 \Rightarrow F_{ruptura} = 5382,72 \cdot N \quad (5.29)$$

Utilizando o catálogo de correntes D.I.D. Professional O-Ring V Series, mostrado na tabela 5.3, pode-se selecionar a corrente mais adequada.

Tabela 5.3 – Catálogo de correntes.

Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100
	mm	in		mm	mm	Kgs/ 100 Links	Lbs./ 100 Links	KN	Lbs.		
420V	16.90	.656	7.77	1.5	1.5	0.76	1.68	15.9	3,580	O	700
428V	20.10	.791	8.50	1.8	1.8	1.08	2.38	23.8	5,340	O	1,890
520V	20.20	.795	10.16	2.0	2.0	1.52	3.36	30.4	6,830	O	2,350
525V	21.75	.856	10.20	2.0	2.0	1.62	3.57	35.6	8,010	O	2,900
50(530)V	24.90	.980	10.22	2.4	2.4	2.06	4.55	42.7	9,600	O	2,540
630V	25.30	.996	11.96	2.4	2.4	2.99	6.59	48.9	11,000	O	2,050
632V	25.30	.996	12.70	2.4	2.4	3.11	6.86	48.9	11,000	O	2,050

Verifica-se que todos os modelos listados neste catálogo suportam a carga máxima exigida em questão, portanto opta-se pelo Modelo Nº 420 V.

### 5.3 Seleção do rolamento

Para esta aplicação serão utilizados rolamentos fixos de uma carreira de esferas que são entre os rolamentos, os de tipo mais representativo e atendem um extenso campo de aplicações. O canal da pista no anel interno e no anel externo apresenta um perfil lateral em arco, com raio ligeiramente maior que o raio das esferas.

Além da carga radial, permite o apoio da carga axial em ambos os sentidos.

O torque de atrito é pequeno, sendo o mais adequado para aplicações que requerem baixo ruído e vibração, e em locais de alta velocidade de rotação.

Neste rolamento, além do tipo aberto, existem os blindados com placas de aço, os vedados com proteção de borracha, e os com anel de retenção no anel externo.

Geralmente, as gaiolas utilizadas são as prensadas de aço.

$$F_r = \max(\sqrt{H_A^2 + V_A^2}; \sqrt{H_B^2 + V_B^2}) \quad (5.30)$$

Neste caso, o mancal B é o mais solicitado, portanto:

$$F_r = \sqrt{H_B^2 + V_B^2} = \sqrt{(1228,7)^2 + (-110,4)^2} \Rightarrow F_r = 1233,65 \cdot N \quad (5.31)$$

Considerando que a aceleração lateral ( $a_L$ ) de um kart pode chegar a  $2 \cdot g$ , onde  $g$  é a aceleração da gravidade, a força lateral ( $F_L$ ) sobre o kart, pode ser estimada por:

$$F_L = m \cdot a_L = m \cdot (2 \cdot g) = 150 \cdot 2 \cdot 10 = 3000 \cdot N \quad (5.32)$$

Esta força lateral ( $F_L$ ) é gerada exclusivamente pelo atrito das rodas do kart, que pode ser escrito como:

$$F_{\text{atrito}} = P \cdot \mu \quad (5.33)$$

Onde,

$P$  = peso

$\mu$  = coeficiente de atrito

Portanto, a força axial ( $F_T$ ) sobre o eixo traseiro é proporcional ao peso suportado pelo eixo, e como este suporta cerca de 60 % do peso total do kart, tem-se:

$$F_T = 0,6 \cdot F_a = 0,6 \cdot 3000 \Rightarrow F_T = 1800 \cdot N \quad (5.34)$$

Já a força axial ( $F_a$ ) sobre cada rolamento é de:

$$F_a = \frac{F_T}{2} = \frac{1800}{2} \Rightarrow F_a = 900 \cdot N \quad (5.35)$$

Portanto:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{900}{1233,65} \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 0,729 \quad (5.36)$$

E como:

$$\begin{cases} \frac{F_a}{F_r} > 0,8 \Rightarrow P_o = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \\ \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \Rightarrow P_o = F_r \end{cases}$$

Então a Carga Estática Equivalente é:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \Rightarrow P_o = F_r = 1233,65 \cdot N$$

De acordo com o Catálogo da NSK Rolamentos:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3 \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \cdot P \quad (5.37)$$

O diâmetro das rodas traseiras é de 26 cm, admitindo que os karts chegam a aproximadamente 150 km/h, a rotação máxima ( $\omega_{\max}$ ) do eixo traseiro pode ser calculada da seguinte maneira:

$$v_{\max} = 150 \cdot \text{km/h} = 41,67 \cdot \text{m/s}$$

$$r = 13 \cdot \text{cm} = 0,13 \cdot \text{m}$$

$$v_{\max} = \omega_{\max} \cdot r \Rightarrow \omega_{\max} = \frac{v_{\max}}{r} = \frac{41,67}{0,13} \quad (5.38)$$

$$\therefore \omega_{\max} = 320,5 \cdot \text{rad/s} = 3060,67 \cdot \text{rpm}$$

Como se trata de um kart de competição, onde os componentes são constantemente trocados a fim de obter o melhor desempenho possível, selecionam-se rolamentos para uma vida útil de aproximadamente seis meses. Considerando que um piloto utilize-o por 2 horas diárias, obtém-se a vida do rolamento em horas:

$$L_h = 2 \cdot 7 \cdot 4 \cdot 6 \Rightarrow L_h = 336 \cdot h \quad (5.39)$$

Portanto:

$$C_{Or} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \cdot P_o = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 3060,67 \cdot 336}{10^6}} \cdot 1233,65 \quad (5.40)$$

$$\therefore C_{Or} = 4874,85 \cdot N$$

$$\frac{C_{Or}}{F_a} = \frac{4874,85}{900} = 5,42 \cong 5 \Rightarrow e = 0,35 \quad (5.41)$$

Tabela 5.4 – Coeficientes para determinação da Carga Dinâmica Equivalente.

$\frac{C_{Or}}{F_a}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
5	0,35	1	0	0,56	1,26
10	0,29	1	0	0,56	1,49
15	0,27	1	0	0,56	1,64
20	0,25	1	0	0,56	1,76
25	0,24	1	0	0,56	1,85
30	0,23	1	0	0,56	1,92
50	0,20	1	0	0,56	2,13
70	0,19	1	0	0,56	2,28

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,729 > 0,35 \Rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,26 \end{cases}$$

Assim, a Carga Dinâmica Equivalente é:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1233,65 + 1,26 \cdot 900 \Rightarrow P = 1824,84 \cdot N \quad (5.42)$$

Então:

$$C_r = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \cdot P = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 3060,67 \cdot 336}{10^6}} \cdot 1824,84 \quad (5.43)$$

$$\therefore C_r = 7211 \cdot N$$

A partir destes cálculos seleciona-se o rolamento:

$$\text{Rolamento N}^{\circ} 6910 \left\{ \begin{array}{l} d = 50 \cdot mm \\ D = 72 \cdot mm \\ B = 12 \cdot mm \\ r_{\min} = 0,6 \cdot mm \\ d_{a\min} = 54 \cdot mm \\ d_{a\max} = 55 \cdot mm \\ D_{a\max} = 68 \cdot mm \\ r_{a\max} = 0,6 \cdot mm \end{array} \right.$$

#### 5.4 Características

O sistema de transmissão final tem:

- Eixo traseiro de *1040 mm* de comprimento, diâmetro de *50 mm* e parede de *1,9 mm* de espessura.
- Corrente D.I.D. O'Ring V Series N° 420 V.
- Rolamento NSK N° 6910.

## 6 CONCLUSÃO

O ambiente de competição se mostrou bastante empírico em sua concepção, o que gerou dificuldades quando do desenvolvimento do projeto onde se procurou incluir teorias de engenharia visando à melhoria dos resultados da empresa. Apesar destas dificuldades, acredita-se que o projeto foi bem realizado e que o objetivo de fazer um kart vencedor foi alcançado.

Nas análises feitas no presente relatório, pode-se definir as características do sistema de freio, tais como materiais dos componentes, dimensões e análise em elementos finitos da pinça. Além disso, foram feitos o dimensionamento do eixo traseiro, seleção da corrente e dos rolamentos no sistema de transmissão. No que diz respeito ao sistema de direção, desenvolveu-se um sistema capaz de realizar curvas com bom desempenho, virando as rodas externas e internas de ângulos diferentes.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSON, A. E.; KNAPP, R.A.; **Hot spotting in automotive friction systems**, Wear, vol. 135, 1990, p. 319-337.

ARCHARD, J. F.; HIRST, W.; **The wear of metals under unlubricated conditions**, Proceedings Royal Society of London, 236A, 1956, p. 397-410.

ASHBY, M. F.; **Materials selection in mechanical design**, Pergamon Press, Oxford, 1992.

BARBER, J. R.; **The influence of thermal expansion on the friction and wear process**; Wear, v. 10, 1967, p. 155-159.

BOWDEN, F. P.; TABOR D.; **The friction and lubrication of solids**, part II, Clarendon press, Oxford, 1950.

**Catálogo de rolamentos NSK**, São Paulo, 1998.

CHAPMAN, B. J.; HATCH, D.; **Cast iron brake rotor metallurgy**, Conf. Proc. Braking of road vehicles, 1976, p. 397-409.

CHAPMAN, B. J.; MANNION G.; **Titanium-bearing cast iron for automotive braking applications**; Foundry trade journal, v. 25, 1982, p. 232-246.

COYLE, J. P.; TSANG, P. H. S.; **Microestrutural changes of cast iron rotor surface and their effects on brake performance and wear resistance**, SAE technical paper series 830534, 1972, p. 2685-2690.

DONNE, G. L.; **The performance of motorcycle disc brakes when wet**; Transport and Road Research Laboratory – Department of Transport; TRRL Lab. Report 1121; Crowthorne, Berkshire, 1984.

EYRE, T. S.; WILLIAMS, P.; **Effect phosphorus on the friction and wear characteristics of gray cast iron**, Wear, 1973, vol. 24, p. 337-349.



FUKANO, A.; MATSUI, H.; **Development of disc brake design method using computer simulation of heat phenomena**; SAE technical paper 869634, 1986.

GALÁRRAGA, EDISON G. C.; **Estudo do desgaste em materiais utilizados em discos de freio de ferro fundido com grafita lamelar e vermicular**, 2002; p. 186. Tese (doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2002.

HATCH, D.; **Cast iron brake discs**, J. Automot. Eng., 1972, p. 39.

JOHNSON, K. L.; **Contact Mechanics**; Cambridge University Press, Cambridge UK, 1987.

JUVINALL, ROBERT C.; MARSHEK, KURT M. **Fundamentals of Machine Component Design** John Wiley & Sons, Inc, 3ª edição, New Jersey, 2000.

KAMINSKI, P.C. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade** Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2000.

LIM, S. C.; ASHBY M. F.; **Wear mechanism maps**, Acta Metall., vol. 35, 1987, p. 1-24.

LUDEMA, K. C.; **ASM Handbook – Friction, lubrication and wear technology**, v. 18, 1991, p. 175.

MASSINON D.; CONSTANTIN V.; **Tribological characteristics and wear mechanisms of hypereutectic alloys**, SAE technical paper series 979789, 1997, p. 1-6.

NECHTELBERGER, E.; **Systematic Investigations Improve the quality of cylinder head cast iron with especial reference to the tendency of crack formation**, Part 2, Internal report Oesterreichisches Gießerei Institute, 1975.

NIEMANN, G.; **Elementos de máquinas**, Vol. I, Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1993.

ORTHWEIN, WILLIAM C. **Clutches and brakes: design and selection** Marcel Dekker, Inc, New York, 1986.

OSTERMEYER, G. P.; **Friction and wear of brake systems**; Forschung im Ingenieurwesen, Springer-Verlag, v. 66; 2001.

QUINN, T. F. J. **Review of oxidational wear, part I: the origins of oxidational wear**; Tribology International, v.16, n.5, 1983, p. 257-271.

**Regulamento Nacional de Kart**. Confederação Brasileira de Automobilismo, Rio de Janeiro, 2005.

RHEE S. K., **Influence of rotor metallurgy on the wear of friction materials in automotive brakes**, SAE transactions, vol. 80, technical paper series 710247, 1971.

RHEE S. K.; BYERS J. E.; **A comparative study by vehicle testing of copper alloy and gray iron brake discs**, SAE technical paper series 720930, 1972, p. 2685-2690.

RUZZI, MELISSA H. **Medições das propriedades dinâmicas de materiais de pastilhas de freios automotivos**, 2004; p. 121. Tese (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

SERBINO, EDISON M. **Um estudo dos mecanismos de desgaste em disco de freio automotivo ventilado de ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar**, 2005; p. 111. Tese (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; **Mechanical engineering design**, McGraw-Hill Book Company, 5<sup>th</sup> edition, Singapore, 1989.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J. N.; **Teoria da elasticidade**, Editora Guanabara Dois S. A., 3<sup>a</sup> edição, Rio de Janeiro, 1980.

VENERSSON, T.; **Wear**, vol. 236, 1999, p. 96-105.

YOSHIMOTO G.; TSUKIZOE, T.; **Wear**, vol. 1, 1957, p. 472.