

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de um Veículo para Competição de Autonomia

**Caio Hatajima
Vicente Gines Safon**

**Orientador:
Prof. Dr. Marcelo A.L. Alves**

São Paulo
2004

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de um Veículo para Competição de Autonomia

**Trabalho de formatura apresentado
à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do Título
de Graduação em Engenharia
Mecânica**

**Caio Hatajima
Vicente Gines Safon**

**Orientador:
Prof. Dr. Marcelo A.L. Alves**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

São Paulo
2004

RESUMO

O presente trabalho visa à concepção de um veículo de baixo consumo de combustível, buscando novas tecnologias baixando o nível de emissão de poluentes e servindo de base para futuros projetos. Servindo já de base para a construção de um protótipo da POLI para competir em prova de autonomia. O regulamento da competição foi analisado como dado de entrada e após pesquisa detalhada da evolução dos protótipos já participantes avaliaram-se os principais parâmetros do projeto e os critérios de seleção.

O veículo foi então dividido em três sistemas, trem de força, estrutura e aerodinâmica, desenvolvidos em paralelo. Neste trabalho foi dado enfoque às forças resistivas existentes. Na parte de trem de força, foram calculadas as forças resistivas no veículo, analisando e dimensionando quais são as melhores opções para motorização, freio, transmissão (embreagem e reduções), direção, suspensão, rodas e pneus. As opções finais escolhidas tomaram como base cálculos realizados e pesquisas de outros competidores e veículos similares. O chassi do veículo teve como base perfis aerodinâmicos conhecidos, tendo seus coeficientes de arrasto testados e analisados por *softwares* de dinâmica de fluidos computacionais.

ABSTRACT

The present report aims to the conception of a low fuel consumption vehicle, searching new technologies, lowering the level of pollutants emission and serving as a first step on future projects. POLI's project can be constructed to compete in an autonomy competition based on this report. The competition regulation was analyzed as an input, and after a detailed research of the participant projects evolution, the project main parameters and the selection criteria had been evaluated.

The vehicle was divided in three systems: Power train, structure and aerodynamics, developed in parallel. In this report, was given priority to the existing resisting forces. In the part of power train, the resisting forces had been calculated, analyzed and chose the best options for motorization, brake, transmission (clutch and reductions), direction, suspension, wheels and tires

The final options followed a research of other competitors and similar vehicles. The chassis of the vehicle was based on existing aerofoil, having its coefficients of drag tested and analyzed by computational fluid dynamics software.

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	6
2	COMPETIÇÃO	7
3	PESQUISA	11
4	TREM DE FORÇA- (POWER TRAIN)	13
4.1	A ESCOLHA DO MOTOR	14
4.1.1	<i>Forças Resistivas</i>	15
4.2	EMBREAGEM	21
4.3	TRANSMISSÃO	22
4.3.1	<i>Correntes de transmissão</i>	23
4.3.2	<i>Correias de transmissão</i>	30
4.3.3	<i>Correia em V</i>	31
4.3.4	<i>Correia chata</i>	37
4.4	DIREÇÃO.....	43
4.5	PNEUS.....	45
4.6	FREIOS	46
4.6.1	<i>FREIO DE FITA / CINTA</i>	47
F=T ₁ -T ₂	(4.23).....	47
4.7	SUSPENSÃO.....	50
4.8	CONJUNTO DE TREM DE FORÇA PROPOSTO.....	51
5	AERODINÂMICA	53
5.1	INTRODUÇÃO	53
5.2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE AERODINÂMICA	55
5.2.1	<i>Equações da Dinâmica dos Fluidos</i>	55
5.2.2	<i>Força de arrasto</i>	58
6	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	60
6.1	DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES:	61
7	SIMULAÇÃO	64
7.1	HIPÓTESES E CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO.....	64
7.2	PROTÓTIPOS E RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.....	65
7.2.1	<i>Protótipo 1</i>	65
7.2.2	<i>Protótipo 2</i>	68
7.2.3	<i>Protótipo 3</i>	71
7.2.4	<i>Protótipo 4</i>	75
7.2.5	<i>Protótipo 4 - Simulação em duas dimensões</i>	79
8	CONCLUSÃO.....	81
9	BIBLIOGRAFIA.....	83
10	ANEXOS	85

1 Introdução

Realizada desde a década de 80 na Europa, a Eco-Marathon, competição de autonomia entre veículos do mundo todo, teve sua primeira versão brasileira da competição realizada em 30 de julho de 2004, organizada pela CBA, envolvendo faculdades de engenharia de todo o país, a prova foi chamada de Maratona da Natureza.

Visando dar um primeiro passo para a construção do veículo que irá representar a Escola Politécnica em uma futura competição, este trabalho irá conter a concepção do carro, sendo retratado com maior detalhe seus principais sistemas, gerando desenhos e planilhas que poderão ser utilizados como base por uma possível equipe a ser formada pela escola.

O principal objetivo a ser alcançado é a realização do projeto básico de um veículo de baixo consumo, estudando os principais fatores responsáveis pelo gasto de combustível e o desenvolvimento de métodos e técnicas para minimizar os efeitos destes fatores.

O projeto foi então dividido em três sistemas que serão desenvolvidos em paralelo, seguindo uma espiral de projeto até sua concepção final.

Trem de força → A principal perda de energia relaciona-se com este item (rolamento), um estudo detalhado de cada item terá grande influência no nosso desempenho. Serão realizados análise, dimensionamento e seleção dos seguintes itens: motor, embreagem, transmissão, acoplamentos, suspensão, pneus e freios.

Estruturas → Análise, dimensionamento e seleção da estrutura a ser utilizada e selecionar o melhor material visando otimizar a realação peso e resistência.

Aerodinâmica → Análise do escoamento ao redor de diversas configurações e veículos, verificando a influência das rodas e do chão no arrasto. Selecionar o material a ser utilizado na contrução da carcaça verificando a importancia desta no projeto final

2 Competição

Desde 1985 acontece na França a **Shell Eco-marathon**, uma competição onde



escolas e Universidades têm que projetar e construir veículos que consumam o mínimo possível de combustível, e depois colocá-los em uma corrida. Nessa competição existem várias categorias e pode-se escolher entre 4 (quatro) tipos de fonte de energia: gasolina, diesel, GLP e fontes de energia alternativa.

O recorde atual para veículos a gasolina é de 3.494 km/l, obtido pelo Paul Sabatier University/INSA Toulouse em 2002, com a média de 25km/h, antes de entrar em vigor o limite mínimo de 30 km/h.



O foco das escolas para garantir boa colocação na competição não fica apenas na motorização, mas também na otimização da aerodinâmica, dos pneus, redução de perdas de energia por atrito, da eletrônica e estratégia de prova.

O objetivo maior da competição é incentivar a pesquisa de novas tecnologias e soluções técnicas que visem a preservação do meio ambiente e utilização de combustíveis alternativos, de maneira economicamente viável.

Abaixo um resumo das regras obrigatórias da competição, para a categoria mais próxima à competição brasileira, para o ano de 2004:

O veículo deve possuir de 3 a 4 rodas;

A altura máxima é 1,25 X a distância entre as rodas do eixo mais largo;

Não é permitido que o piloto esteja posicionado com a cabeça a frente do corpo;

Deve-se ter 180° de capacidade de visibilidade sem o auxílio de aparelhos;

O veículo deve conter 2 retrovisores externos com área mínima de 25 cm² cada;

A distância entre rodas deve ser no mínimo de 500 mm e no máximo de 1100mm;

Ventilação deve ser adequada e o veículo deve possuir sunscreen;

A distância entre eixos deve ser de 1000 mm;

Chassis e carroceria devem ser rígidos (sólidos);

Sto. Antonio deve ser mais largo que o ombro dos pilotos em 50 mm acima do capacete, agüentar 70 kg estáticos, sem dobrar, e deve haver proteção contra batidas laterais;

100 mm entre o pé do piloto e a parede interna;

Cinto de segurança de 4 pontos e preso na estrutura com fivela de metal;

Piloto deverá ser capaz de sair do veículo sem auxilio a qualquer hora; sua posição tem que ser facilitada para momentos de emergência;

A porta deverá abrir por fora e por dentro, sinalizada por fora com uma seta vermelha e explicando como abrir a porta;

É proibido o uso de fita adesiva para reforçar a porta;

A buzina deve ser escutada a uma distância de 5 metros com o carro em funcionamento;

Rodas de bicicleta e moto devem ser analisadas antes de usadas;

Recomenda-se cuidado para distribuição de cargas (não pode ser somente em 1 lado);

Proteção para rodas (anteparo), para não haver contato com o motorista;

Raio de curva de 6 metros;

Precisão nas curvas;

2 sistemas de freios independentes (hidráulico ou a disco) que agüentem 20% de inclinação imóvel (cada freio será testado individualmente), e descer de uma rampa e parar em alguns metros;

Dutos de exaustão não podem passar a parte traseira do carro;

Abafadores não são obrigatórios;

Piloto deverá ter mais de 13 anos e 45 kg;

O piloto deverá ser capaz de identificar um objeto de 100mm de altura a 3000mm de distância da frente do veículo;

Capacete e roupa adequados e aprovados pela organização;

Tanque visível para fora do veículo;

Luz para quando o motor estiver desligado;



Baseada na competição francesa, neste ano de 2004 aconteceu a 1ª **Maratona da Natureza**, que foi a primeira competição desse tipo realizada no Brasil, onde o único tipo de fonte de energia permitido é a gasolina, e contendo apenas uma categoria única, diferentemente da Eco-marathon. A intenção é tornar a competição anual a partir de agora.

Ao todo participaram equipes de seis faculdades e universidades de todo o país, com veículos projetados e construídos por seus professores e alunos, e a equipe vencedora marcou 151,2 km/l.

A Escola Politécnica não participou desta edição do evento, servindo este presente trabalho de formatura como iniciativa para a criação de equipes para participar das próximas edições.

Abaixo um resumo do Regulamento Técnico da competição:

Dimensões mínimas: largura = 0,5m; distância entre eixos = 1,0m;

Largura máxima: 1,1 m;

Motor será cedido pela organização, utilizando gasolina comercial, ciclo Otto;

Preparação do motor e seu deslocamento volumétrico são livres;

Tubulação de exaustão para fora do veículo;

Motor de partida não pode ter torque suficiente para mover o veículo;

Freios duplos, de atuação independente;

Sistema de direção permitir ao veículo um diâmetro de giro mínimo de 10 m;

Parede anti-fogo selando totalmente o habitáculo da compartimento do motor;

Arco de proteção (Santo Antônio) atrás da cabeça do piloto, que suporte uma carga de 70 kg aplicada na vertical, de cima para baixo;

Piloto deve ter visão de 90° de visibilidade para cada lado

Espelhos retrovisores (2);

Piloto deve ser capaz de abrir pára-brisa (se houver) sem ajuda externa;

Não é permitido o uso de parte aerodinâmicas móveis;
As rodas que forem embutidas na carroceria devem ser separadas do piloto por proteção;
Não deve haver arestas agudas ou pontas aparentes internamente ao veículo;
Ter 3 ou 4 rodas;
O piloto deve ser capaz de dar a partida no motor sem ajuda externa;
Duas chaves gerais, uma interna e outra externa;
Uso de capacete de segurança homologado;

3 Pesquisa

Foram realizadas pesquisas na internet sobre os modelos utilizados atualmente na competição européia e também uma visita à FEI (Fundação Educacional Inaciana, antiga Faculdade de Engenharia Industrial) orientada pelo professor Ricardo Bock, nas quais foi possível detectar certas semelhanças estruturais e na motorização dos protótipos participantes, além das premissas e objetivos que aspiram tais projetos.

Constatou-se que a principal característica comum a todos os veículos era em relação ao peso, sendo este minimizado ao máximo. Outro ponto comum entre os carros vencedores era um pesado sistema de controle eletrônico do motor. A estratégia básica consistia em fazer o carro ganhar velocidade por alguns instantes e em seguida deixá-lo ser levado por inércia até que este atinja velocidade inferior a um dado valor especificado, quando é novamente acelerado. Alguns veículos com esse tipo de controle ultrapassam a marca de 1000 km/l.

Competidores que mantêm o motor solicitado de forma contínua, mesmo que em faixa ótima de funcionamento, em boas condições conseguem por volta de 300 a 400 km/l.

A aerodinâmica pode ou não ser crucial, dependendo da velocidade ao qual o veículo é submetido. Algumas equipes prezam a aerodinâmica enquanto outras visam a aparência e o visual do carro.

No geral percebe-se que os veículos são de construção aparentemente simples, sem os complicados sistemas encontrados hoje nos carros de passeio, sendo todos bastante semelhantes entre si, com diversas particularidades em comum listadas abaixo:

Utilização de materiais leves, geralmente alumínio em sua estrutura e fibra de carbono ou vidro em sua corroceria. Peso entre 35 – 50 Kg

Pilotos leves, geralmente com menos de 50Kg

Conjunto de três rodas, duas na frente e uma atrás

Sistema de direção simples e frontal (rodas dianteiras)

Propulsão traseira

Sistema de suspensão inexistente

Freio a disco e de acionamento hidráulico (mecânico no Brasil)

A área frontal é menor do que $0,40 \text{ m}^2$

O coeficiente de arrasto é por volta de 0,1-0,2

Embreagem centrífuga e transmissão por corrente

Pneus fornecidos pela Michelin



Fig. 1-modelo R6B



Fig. 2-Modelo Bath A

4 Trem de força- (POWER TRAIN)

Sistema mecânico para a transmissão da força (torque) gerada no motor até chegar ao contato com o solo. Este torque gerado pelo motor é reduzido devido à inércia dos componentes rotativos. Calculando as perdas de energia devido ao rolamento, vemos que esta perda é a mais considerável que outras como a aerodinâmica, mostrando que um grande diferencial no veículo será a otimização deste sistema.

Nesta parte iremos mostrar cada item do trem de força, especificar sua função, analisar as nossas premissas e dimensionar a solução que melhor atende o projeto.

O trem de força do projeto é constituído por:

- Motor
- Embreagem
- Transmissão
- Rodas e pneus
- Direção
- Freios
- Suspensão

Nesta primeira passagem já reduzimos o diferencial, colocando somente 1 roda de tração. Com este item a menos temos uma redução na perda total de energia e reduzimos o peso do veículo.

Os valores utilizados nos cálculos são estimados, obtidos por pesquisa ou aproximações com projetos existentes, não sendo as medidas finais do veículo, mas valores que se podem tomar como base em caso de alguma modificação. Para ajudar nestas modificações foram criadas planilhas no Excel para facilitar o recálculo dos valores.

4.1 A Escolha do Motor

Um dos pontos mais importantes para o menor consumo do veículo é a escolha do seu motor. Para realizar uma criteriosa seleção, devemos antes entender o motor e as forças que atuam sobre o veículo.

O motor é a fonte propulsora do veículo, caracterizado pelas suas curvas de torque potência e consumo.

Para a seleção do motor deve ser analisado as forças causadas tanto por rolamento como pela aerodinâmica em uma situação constante, se o motor tiver condições (torque) suficientes para aguentar a soma das duas não será necessário um motor com potência maior para uma situação de velocidade constante.

A aceleração será um pequeno acréscimo na potência escolhida na equivalência das forças como uma constante. Não queremos que o veículo tenha um grande poder de aceleração, pois a condição de prova será manter a velocidade constante.

A potência do motor fornecido pela federação é de 5,5 hp, que pelo calculo realizado abaixo é um desperdício de energia, indo contra o principal objetivo da competição, o consumo.

Para calcularmos as forças resistivas (de rolamento e aerodinâmica), todos os valores será utilizado valores estimados de pesquisas e dimensionamentos, pois ainda não temos o carro pronto ou valores medidos. Servirá como uma primeira aproximação que será recalculada quando o veiculo estiver concluído.

4.1.1 Forças Resistivas

Nesta secção vamos explicar as forças que atuam no funcionamento do veículo e conhecendo as variáveis vamos otimizar para uma menor resistência.

A força resistiva do veículo será dividida em duas partes:

Resistência ao rolamento: terá seu valor constante a qualquer velocidade. Os principais itens a serem analisados são os efeitos e propriedades da interação entre o pneu e a pista utilizada. Os fatores citados como mais importantes são:

- Temperatura do pneu.
- Pressão e carga no pneu.
- Velocidade.
- Material e projeto do pneu.
- Slip do pneu.

Em um próximo capítulo será dimensionado e detalhado cada um destes itens para a seleção do melhor tipo de pneu.

Através das equações fornecidas pela bibliografia, será analisado como otimizar este valor de resistência ao rolamento.

Podemos afirmar que:

$$R_x = f_r \cdot W \quad (4.1)$$

R_x = resistência ao rolamento

f_r = coeficiente de resistência ao rolamento

W = peso

$$f_r = C \cdot \frac{W_w}{D} \sqrt{\frac{h_t}{w}} \quad (4.2)$$

C = constante de perda por histerese e deformação elástica do pneu.

W_w = peso da roda

D = diâmetro externo

ht= comprimento da secção do pneu

w= largura da secção do pneu

Tabela 1 – Comparativo força resistiva /carro de passeio e protótipo

Comparativo	Peso (kg)	C	Ww	D	ht	w
Carro passeio	1000	0,1	15	0,5	0,25	0,65
Protótipo	80	0,1	2	0,4	0,05	0,10

Tabela 2 - Comparativo força resistiva /carro de passeio e protótipo

Comparação	Rx	Proporção
Carro passeio	1860	46
Projeto consumo	40	1

Arrasto aerodinâmico: terá seu valor influenciado pela velocidade,

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A \quad (4.3)$$

Da= Arrasto aerodinâmico

Ro= densidade do ar

V= velocidade

A= Área frontal do veículo

Cd= Coeficiente de arrasto aerodinâmico, determinado experimentalmente por túnel de vento ou testes semelhantes.

Tabela 3 - Comparativo força aerodinâmica /carro de passeio e protótipo

Comparação	Área frontal (m^2)	Cd
Carro passeio	2,55	0,30
Projeto consumo	0,60	0,15

Em uma mesma condição de densidade e velocidade:

Tabela 4 - Comparativo força aerodinâmica /carro de passeio e protótipo

Comparação	2.Da/ro.v^2	Proporção
Carro passeio	0,765	8,5
Projeto consumo	0,090	1

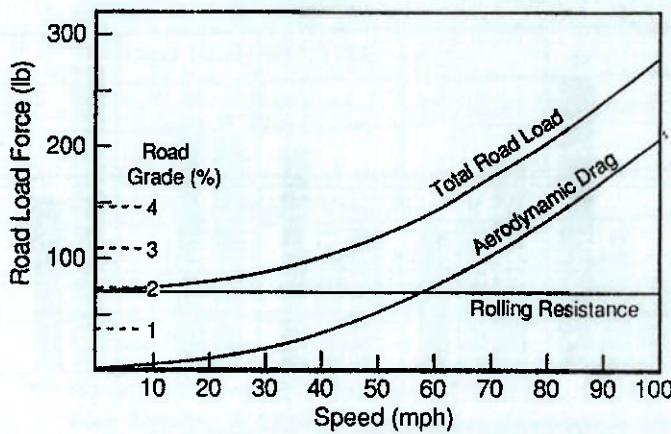
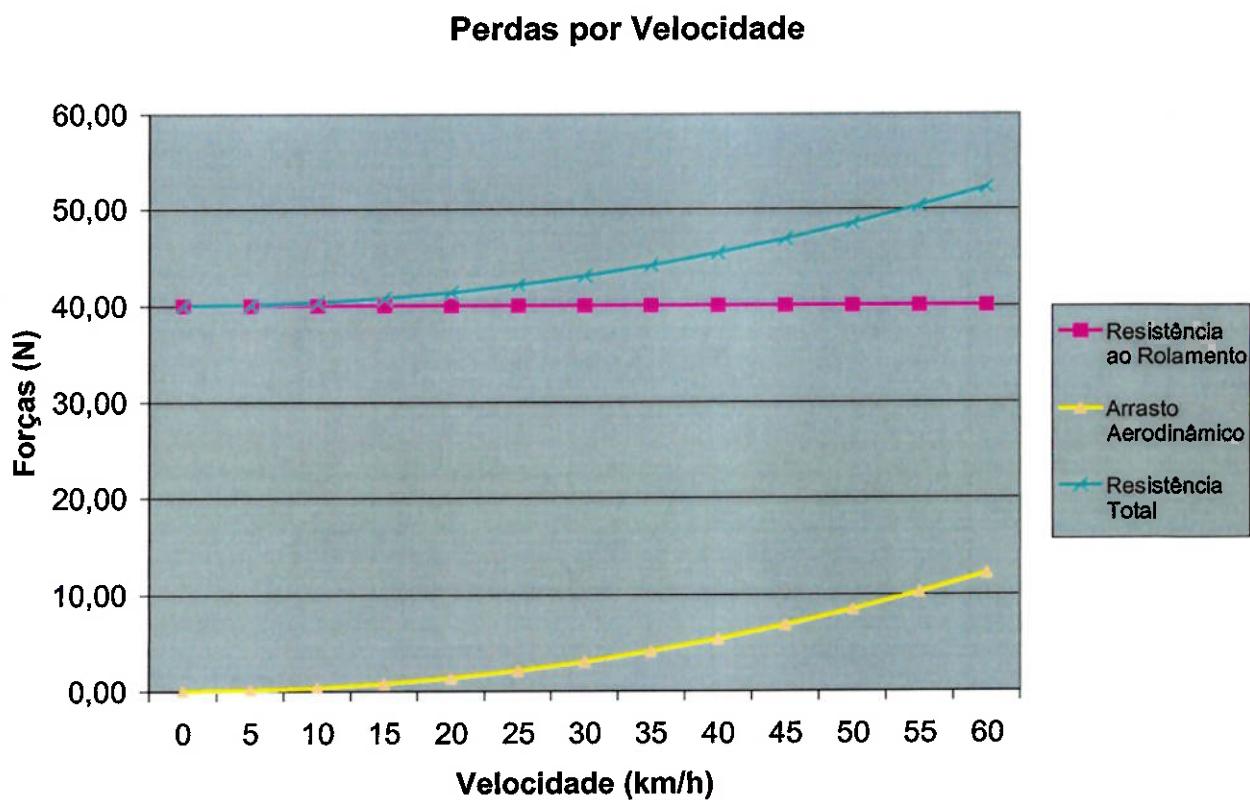


Fig. 3-Gráfico típico para um veículo de passeio (Ref. 3)

Simulando as fórmulas com os dados que obtivemos na pesquisa e com valores aproximados que podemos obter do veículo, tivemos como resultado um gráfico apresentado abaixo:

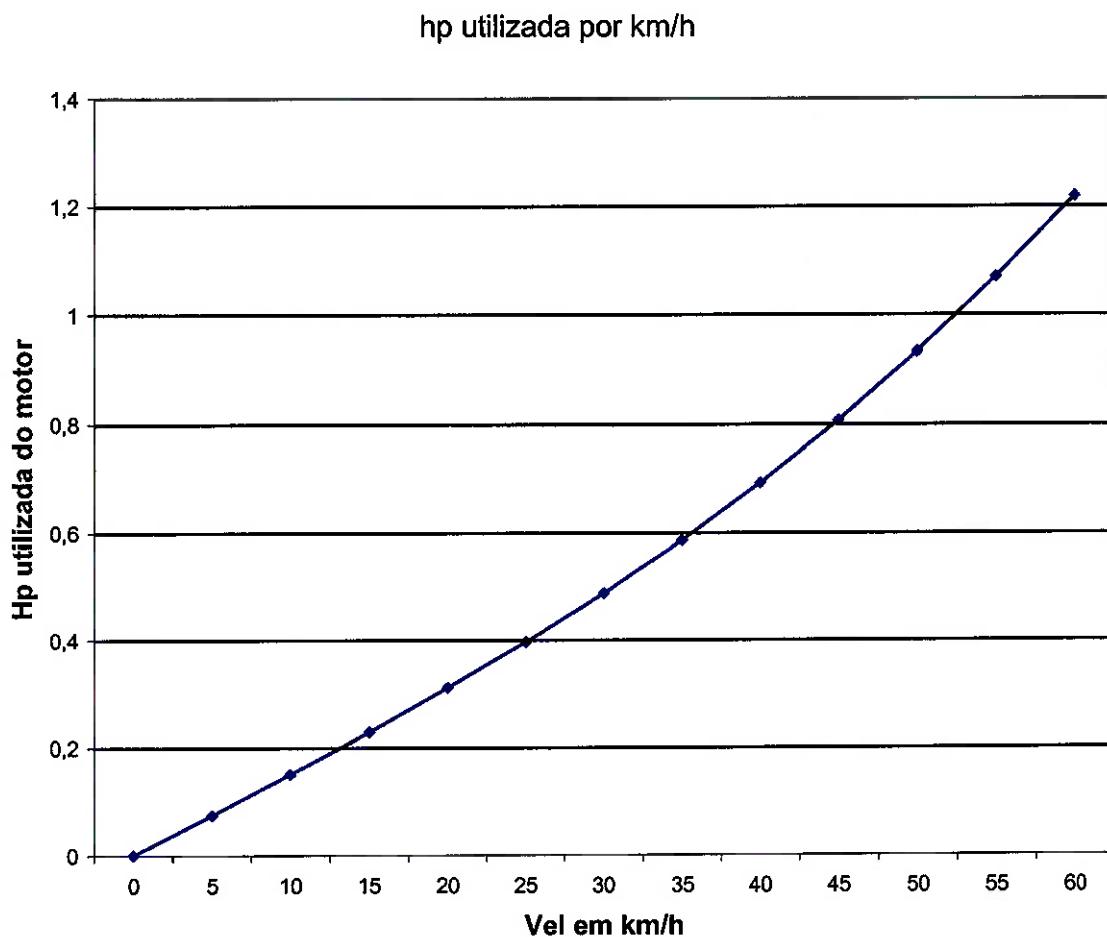


Podemos ver pelo gráfico que para deixarmos o carro com velocidade constante de 40 km/h necessitamos de uma força de 45 N.

Pela Formula:

$$P=F \cdot v \quad (4.4)$$

Utilizando os valores estimados, podemos realizar um gráfico de aproveitamento da potencia do motor.



$$745,7 \text{ W} \rightarrow 1 \text{ hp}$$

$$W \rightarrow 0,67 \text{ hp}$$

A potência do motor não pode ser inferior a 0,67 hp, numa velocidade constante de 40 km/h, pelo gráfico podemos chegar até 52 km/h.

Realizando uma pesquisa de mercado com os motores 4 tempos de baixa cilindrada, vimos que o motor que mais atende nossa necessidade é o Honda GX -22 de 1 hp.

Uma idéia de mau aproveitamento do motor pode ser citada, pois estaremos utilizando 0,67 hp do 1 hp disponível do motor. Mas se olharmos para a curva do motor fornecida pelo fabricante (figura abaixo) vemos que quando o motor está a 1 hp na curva de potência, sua curva de desempenho não está no ponto de menor consumo.

Se olharmos o ponto de menor consumo no gráfico e elevarmos para ver aonde vai cairá em potência, veremos que será por volta de 0,8 hp, um pouco mais próximo do que foi calculado, mostrando que trabalhando nesta condição o motor estará muito próximo do menor consumo.

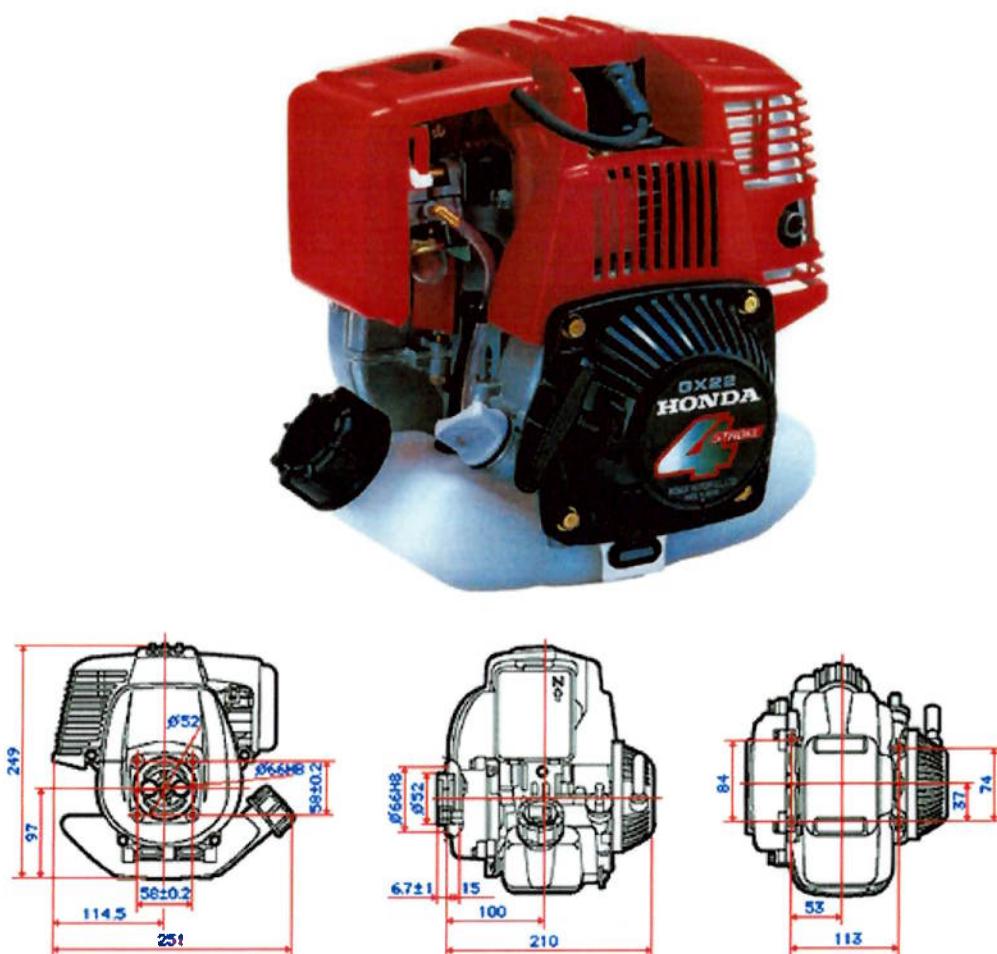


fig. 4 - Motor Honda GX22

Com esse motor será possível ter um baixo consumo, pois está dimensionado para nosso projeto, ainda sobrando pouca potência para um caso de aceleração ou do projeto ter forças maiores que o dimensionado.

Segue abaixo as curvas do motor escolhido:

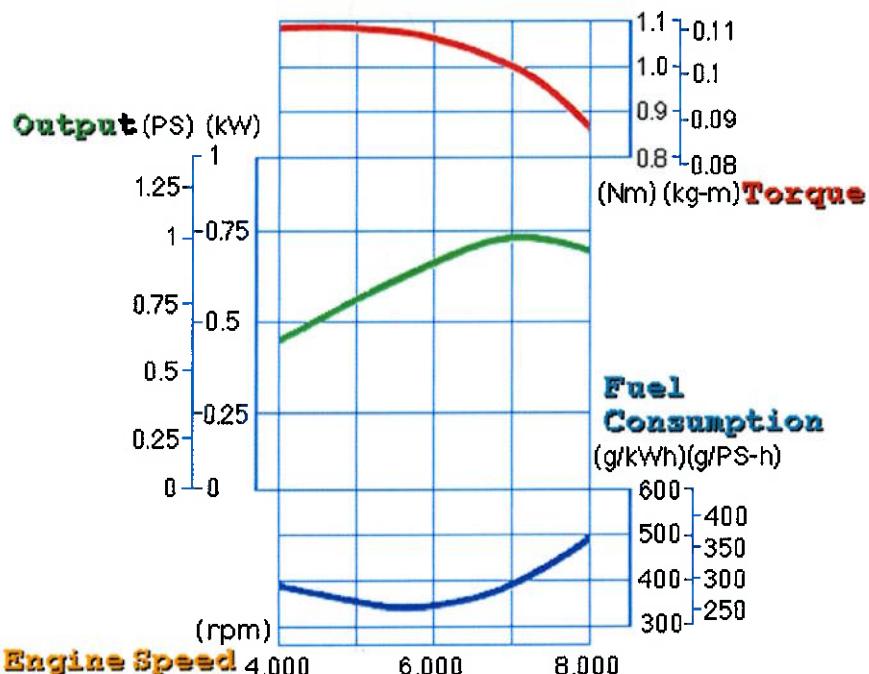


Fig. 5-Curva do motor GX22 de 1 HP fonte: www.honda.com

Vendo o gráfico, o motor terá sempre que trabalhar em uma rotação constante de 5500rpm para realizar o menor consumo.

Estes itens serão dimensionados nos próximos pontos do trabalho.

Menor Consumo → 340 g/KWh rodando com 5500 rpm

Peso do motor → 3,3 kg

Peso estimado do veículo com piloto → 85 kg

Coeficiente do Concreto (μ) → 1,0

Força do conjunto → 833,85 N

Velocidade desejada pelo conjunto → 30km/h até 40 km/h

4.2 EMBREAGEM

A função da embreagem é engatar e desengatar o motor da transmissão quando necessário. A transferência do torque do motor para a transmissão tem que ser suave quando o veículo tem velocidade, a transferência tem que ser rápida e sem solavancos ou perda de energia.

Para não ocorrer perdas pelo motorista que pode demorar em utilizar a embreagem, utilizaremos uma embreagem que não necessite ser acionada pelo piloto, sendo leve e simples ao mesmo tempo.

O modelo escolhido foi a embreagem semicentrífuga, sendo leve, fácil de se encontrar e com boa eficiência para engatar em baixas rotações, quanto maior rotação mais firme ela fica e mais torque ela transmite, devido a pressão da força centrifuga dos apoios.

Para a utilização deste sistema será necessário calibrar o seu peso.

A embreagem é parte integrante do motor, não sendo necessária dimensioná-la, somente analisar quando é que temos uma acoplagem total do motor ao trem de força.

Devem ser realizadas as curvas do motor com a embreagem junta para dimensionarmos os sistemas com os valores reais, pois a embreagem só se acoplará acima de certa rotação com certa carga, que não foi fornecida pelo fabricante. As curvas do motor aparentemente não estão levando em consideração a embreagem. As curvas do motor parecem muito com curvas sem embreagem, isso leva a uma necessidade de uma bancada para o levantamento das curvas do motor. A embreagem vai precisar ser regulada a medida que as curvas forem levantadas, conforme a estratégia da equipe.

Tabela 5 – Seleção da embreagem

opções	critérios						total
	peso	peso	funcional	peso	preço	peso	
nenhuma	10	4	1	3	10	1	53
centrifuga	4	4	9	3	3	1	46
semi-centrifuga	6	4	8	3	7	1	55
manual	5	4	6	3	6	1	44
cvt/autom.	4	4	9	3	3	1	46

4.3 TRANSMISSÃO

O próximo item a ser analisado será a transmissão da saída da embreagem do motor até a roda do pneu. A transmissão se baseia em atrito como agente fundamental para a transmissão de potência. Os tipos mais comuns de transmissões são correias chatas ou em V, corrente e engrenagens.

Uma matriz de decisão foi gerada analisando as vantagens e desvantagens de cada tipo, servindo como uma primeira análise na espiral do projeto, para uma melhor possibilidade de escolha na construção, analisaremos os tipos de transmissão por corrente e correia para termos uma melhor resposta melhor sistema quanto a dimensões e pesquisando por peso e preço.

Tabela 6 - Seleção da Transmissão

opções	critérios						
	peso	peso	funcional	peso	preço	peso	total
correia	6	4	9	3	8	1	59
corrente trape.	7	4	9	3	8	1	63
corrente dentada	8	4	9	3	7	1	66
engrenagens	5	4	9	3	6	1	53
barras	5	4	9	3	7	1	54

As opções apresentadas neste trabalho são apenas sugestões construtivas, devido ao estudo e pesquisa realizado mostraremos como dimensionar as melhores opções encontradas, cabe a equipe do protótipo analisar novamente e decidir a melhor opção baseando-se, além deste trabalho, em patrocínio, em disponibilidade e dinheiro.

4.3.1 Correntes de transmissão

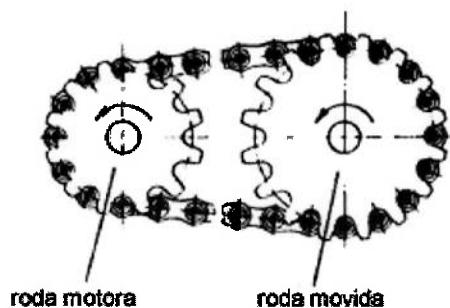


fig. 6 - Correia de Transmissão

- Elevada eficiência em relação às transmissões por correias (96% a 99%)
- Transmissão sem escorregamento.
- Alta flexibilidade e grande facilidade de montagem.
- Aplicável em caso de curta distância entre centros ou de acionamentos múltiplos.
- Elevada capacidade de absorver choques sem vibrar tanto quanto as engrenagens
- Custo razoável de instalação.
- É necessário para o funcionamento desse conjunto de transmissão que as engrenagens estejam em um mesmo plano e os eixos paralelos entre si.

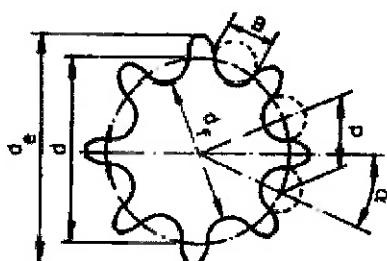


fig. 7 - detalhamento das medidas

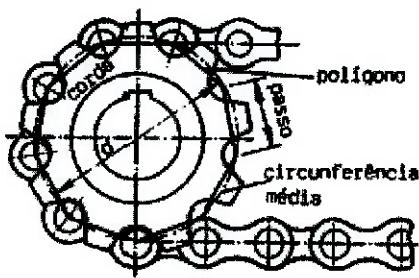


fig. 8 - detalhamento das medidas

Formulário:

- Diâmetro primitivo:

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)}$$

$$D = \text{diâmetro_primitivo_mm}$$

$$p = \text{passo_mm}$$

$$N = \text{nº_de_dentes_da_roda}$$
(4.5)

- Velocidade da corrente:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{N \cdot p \cdot n}{1000}$$

$$V = \text{velocidade_da_correia_m/m}$$

$$n = \text{rotação_da_roda_rpm}$$
(4.6)

- Número de elos da corrente:

$$x = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{C}$$
(4.7)

- Distancia entre elos:

$$C = \frac{t}{4} \cdot \left[x - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$
(4.8)

- Comprimento da corrente:

$$\frac{L}{p} = \frac{2.C}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi.C}$$

L = comprimento_da_corrente

C = distância_entre_centros

(4.9)

z₁ = número_de_dentes_da_roda_menor

z₂ = número_de_dentes_da_roda_maior

- Relação de multiplicação

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.10)$$

Tabelas Utilizadas(presentes no Anexo 1)

Anexo : tabela Fator de serviço para correntes

Tabela de coeficiente de choques

Cálculos estimativos:

Para altas velocidades é recomendada uma roda com no mínimo 17, 19 ou 21 dentes. Os acionamentos de maior sucesso têm razões de velocidade 6:1, a utilização em razões mais elevadas pode sacrificar a vida útil da corrente.

Projeto:

Motor: 1 hp ou 0,7456 KW

Polia motora: 5500 rpm

Polia movida: veículo a 35 km/h, com uma roda de 400 mm de diâmetro (padrão de uma bicicleta).

$$V_{veiculo} = \pi \cdot D \cdot n$$

$$\frac{35km/h}{3,6} = \pi \cdot 0,400 \cdot n$$

$$n = \frac{9,722}{\pi \cdot 0,400}$$

$$n = 7,737 rps$$

$$n = 464,19 rpm$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5500}{464,19} = 11,85$$

Pelo que foi pesquisado na bibliografia, não é recomendado uma transmissão maior que 6, então colocaremos um estágio neste sistema.

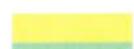
Para uma melhor aproximação utilizaremos os mesmos valores das polias motoras (ligada no motor e no primeiro estágio) e das polias movidas (primeiro estágio e ligada na roda).

Outro valor necessário é o diâmetro da polia motriz, sabemos que o diâmetro do eixo do motor vale 52 mm, pesquisando em construtores de polias necessitamos de um espaço de no mínimo 10 mm de cada lado, para não ocorrer nenhum problema com a polia. Então utilizaremos um diâmetro de 75 mm na polia motriz.

Pela planilha do Excel temos:

Tabela 7 – Cálculo da Relação, Diâmentros e Rotação

	D (mm)	n(rpm)	Relação
polia motora	75	5500	
polia transição motora	258	1598,84	3,44
polia transição movida	74,91	1598,84	
polia movida	258	464,20	3,44

 preenchido automaticamente
 preencher

$$V_1 = V_2 \cdot \pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2$$

$$Dnx=Dny$$

diam do pneu	400
velocidade do veículo (km/h)	35
velocidade do veículo (m/s)	9,722222

A relação de transmissão é igualada para termos os mesmos valores dimensionais das peças, barateando custos.

Caso as medidas sejam recalculadas, basta digitar os novos valores na planilha para o recalcular.

Como foi explicado utilizaremos 21 dentes na polia motora. Com isso teremos:

$$\frac{z_2}{21} = \frac{5500}{1598,84}$$

$$z_2 = 72,23 \approx 73 \text{ dentes}$$

$$75 \text{ mm} = \frac{p}{\sin(180^\circ / 21)}$$

$$p = 11,17 \text{ mm}$$

utilizando um entre centros de 300 mm

$$x = \frac{2.300}{11,17} + \frac{21+73}{2} + \left(\frac{73-21}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{11,17}{300}$$

$$x = 103 \text{ elos na corrente}$$

$$\frac{L}{11,17} = \frac{2.300}{11,17} + \frac{21+73}{2} + \frac{(73-21)^2}{4 \cdot \pi \cdot 300}$$

$$L = 1214,48 \text{ mm}$$

1hp → 745,70 W

Correção do motor: operação normal e menor que 10 h/dia → 1,0

Potência do projeto = 0,7457 kW

Da [tabela 15-7 \(presente no anexo 1\)](#)obtemos os seguintes dados, para uma 2000 rpm, vamos utilizar a corrente ANSI 25, fator de correção 1,26.

Número de fileiras = $0,75/(0,75 \cdot 1,26)$ 1 fileira de corrente n° 25

Pra adequarmos com o nosso passo, podemos utilizar uma corrente mais resistente e com o passo calculado, então utilizaremos a corrente ANSI n° 41.

Para essa corrente temos as seguintes dimensões:

Passo: 12,7 mm

Recalculando os valores temos:

$$D_{motora} = \frac{12,7}{\operatorname{sen}(180^\circ / 21)}$$

$$D_{motora} = 85,21 \text{ mm}$$

Tabela 8 - Cálculo da Relação, Diâmetros e Rotação

	D (mm)	n(rpm)	Relação
polia motora	85	5500	
polia transição motora	292,4	1598,84	3,44
polia transição movida	84,89	1598,84	
polia movida	292,4	464,20	3,44

$$x = \frac{2.300}{12,7} + \frac{21+73}{2} + \left(\frac{73-21}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{300}$$

$$x = 97 \text{ elos na corrente}$$

$$\frac{L}{12,7} = \frac{2.300}{12,7} + \frac{21+73}{2} + \frac{(73-21)^2}{4 \cdot \pi \cdot 300}$$

$$L = 1312,56 \text{ mm}$$

Resultados finais para corrente

Tabela 9 –Resultado final para corrente

Características	Dimensões
Tipo de corrente	ANSI 41
Estágios	1
Comprimento (mm)	1312,56
Nº de elos	97
passo (mm)	12,7
Nº de dentes engrenagem movida	89
Nº de dentes engrenagem motora	21
Diametro das polias motoras (mm)	85
Diametro das polias movidas (mm)	292,4
rotação do estágio (rpm)	1598,84
Relação de transmissão	3,44

4.3.2 Correias de transmissão

As correias são pouco elásticas, transmitem a força tangencial por meio de atrito entre a correia e a polia. As correias devem ser montadas com tensão inicial de T_0 . Deve-se manter as correias esticadas, para isso é utilizado um mecanismo de regulagem de tensão que pode operar como um contra peso ou com uma mola.

Um outro meio de criar esta tensão inicial é através de um mecanismo, regular a distância entre os centros. Podemos também utilizar um mecanismo de transmissão através de um motor pivotado.

- Eficiência de transmissão de 95% ou maior.
- Baixo custo inicial e de manutenção.
- Alto coeficiente de atrito.
- Elevada resistência ao desgaste.
- Funcionamento silencioso (baixa perda por ruído).
- São flexíveis e elásticas.
- Melhor absorção e amortecimento de choques.
- Não é necessário caixa de transmissão ou lubrificação
- Existe o alongamento permanente da correia, provocando deslizamentos.
- Variação do coeficiente de atrito

Existem algumas fórmulas que equivalem para todos os tipos de correia.

4.3.3 Correia em V

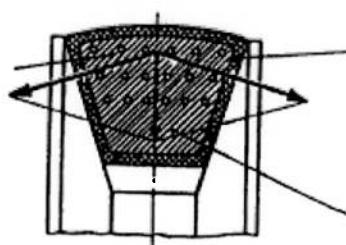


fig. 9- correia em V em corte

O emprego da correia em V é preferível ao da correia plana, possuindo as seguintes características:

- Praticamente não tem deslizamento.
- Relação de transmissão até 10:1.
- Permite uma boa proximidade entre eixos. O limite é dado por $p = D + 3/2h$ (D = diâmetro da polia maior e h = altura da correia).
- A pressão nos flancos, em consequência do efeito de cunha, triplica em relação à correia plana.
- Partida com menor tensão prévia que a correia plana.
- Menor carga sobre os mancais que a correia plana.
- Eliminam os ruídos e os choques, típicos da correia emendada com grampos.

Formulário:

Velocidade tangencial

$$\nu = \frac{d \cdot n}{19,1 \cdot 10^3} \quad (4.11)$$

Escorregamento

$$\psi = 100 \cdot \frac{\nu_{motor} - \nu_{movida}}{\nu_{motor}} \quad (4.12)$$

Relação de transmissão:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.13)$$

Ângulo de abraçamento:

$$\operatorname{sen}\beta = 0,5 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{C} \quad (4.14)$$

Comprimento da correia (formulas obtidas de literaturas diferentes)

$$L = 2 \cdot C \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_2 + d_1 + 2 \cdot s) + \frac{\pi \cdot \beta}{180} \cdot (d_2 - d_1) \quad (4.15)$$

$$L = 2 \cdot C + 1,57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot C}. \quad (4.16)$$

Quando a distância entre centros não for conhecida, determinar experimentalmente pela seguinte forma:

$$C = \frac{3 \cdot d_1 + d_2}{2} \quad (4.17)$$

Distância entre centros

$$C = \frac{L - 1,57(d_1 + d_2) - f \cdot (d_2 - d_1)}{2} \quad (4.18)$$

o valor de f se encontra na tabela de correção XX

Determinação da potência transmitida por correia (hp)

$$hp = (hp_b + hp_a) \cdot Fc \cdot Fg \quad (4.19)$$

Número de correias necessárias

$$N = \frac{HPP}{hp} \quad (4.20)$$

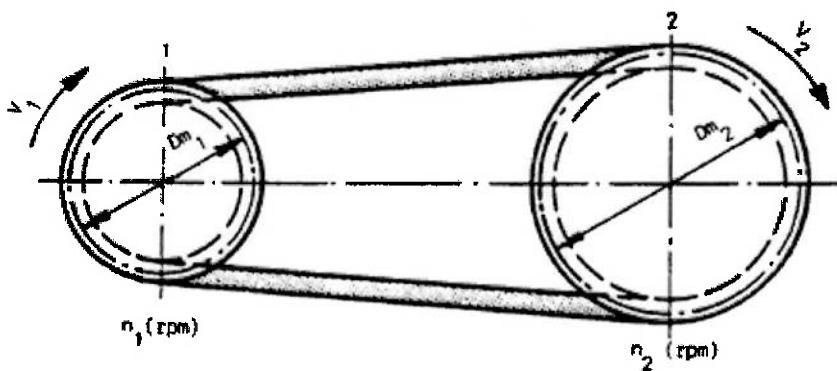


fig. 10 – correia em funcionamento

Considerando que o motor conduzir a máquina como um eixo de transmissão com um fator periódico, utilizaremos pela tabela de fator de serviço no ANEXO XX um fator de 1,1

$$HPP = HP \times Fs$$

$$HPP = 1 \text{ hp} \times 1,1$$

$$HPP = 1,1 \text{ hp}$$

Seleção do perfil da correia

Utilizando o gráfico 2 de seleção de perfis (presente no Anexo 1), para correias Hi-Power II, para a condição de:

Potência Projetada: 1,1

RPM do eixo mais rápido: 5500 rpm

O perfil adotado será o tipo A

Seleção do diâmetro da Polia Motora

Pela Tabela número 3 (presente no anexo 1), com o valor de 1 hp e 5500 temos o diâmetro pitch mínimo recomendado de 2,2 polegadas $\rightarrow 55,88\text{mm}=d$ utilizaremos um diâmetro da polia motora de 75 mm

Assim como calculado na corrente, a relação de transmissão fica muito grande, fora do recomendado na literatura, então utilizaremos 1 estágio para obtenção de um melhor aproveitamento do rendimento e maior vida útil do mecanismo.

$$V_{veiculo} = \pi \cdot D \cdot n$$

$$\frac{35km/h}{3,6} = \pi \cdot 0,400 \cdot n$$

$$n = \frac{9,722}{\pi \cdot 0,400}$$

$$n = 7,737 rps$$

$$n = 464,19 rpm$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5500}{464,19} = 11,85$$

Por ser semelhante com o calculo realizado com a corrente, utilizaremos o resultado da primeira aproximação.

Tabela 10 - Cálculo da Relação, Diâmetros e Rotação

	D (mm)	n(rpm)	Relação
polia motora	75	5500	
polia transição motora	258	1598,84	3,44
polia transição movida	74,91	1598,84	
polia movida	258	464,20	3,44

Aproximação da distancia entre centros

$$C = \frac{3 \cdot 75 + 258}{2}$$

$$C = 241,50 \text{ mm}$$

Comprimento da corrente

$$L = 2 \cdot 241,50 + 1,57(258 + 75) + \frac{(258 - 75)^2}{4 \cdot 241,50}$$

$$L = 1040,48 \text{ mm}$$

Pela tabela 5, temos um novo valor para o diâmetro menor.

Circunf pitch → 82

Pefil A 31

Corrigindo no Excel

Tabela 11 - Cálculo da Relação, Diâmetros e Rotação

	D (mm)	n(rpm)	Relação
polia motora	82	5500	
polia transição motora	282,08	1598,84	3,44
polia transição movida	81,90	1598,84	
polia movida	282,08	464,20	3,44

Fator de correção da tabela 6

$$FC = \frac{282,08 - 82}{1040,48 - 1,57 \cdot (282,08 + 82)}$$

$$FC = 0,43$$

pela tabela temos F=0,43 → f=0,29

$$C = \frac{1040,48 - 1,57(282,08 + 82) - 0,29 \cdot (282,08 - 82)}{2}$$

$$C = 410,85 \text{ mm}$$

Recalculando o comprimento da correia

$$L = 2 \cdot 410,85 + 1,57(282,08 + 82) + \frac{(282,08 - 82)^2}{4 \cdot 410,85}$$

$$L = 1417,66 \text{ mm}$$

Seleção da quantidade de correias

Pelo gráfico 13 ('presente no anexo 1) temos que para 5000 rpm de rotação e um diâmetro de pitch de 82 mm, vemos que uma correia é capaz de suportar 2,5 hp, ou seja

não será necessário mais que uma corrente no projeto, tendo um coeficiente de segurança maior que 2.

Dados finais

Tabela 12 – Dados finais para correia

Características	Dimensões
Tipo de correia em V	Perfil A 31
Estágios	1
Comprimento (mm)	1417,66
Diametro das polias motoras (mm)	82,00
Diametro das polias movidas (mm)	282,08
rotação do estágio (rpm)	1598
Relação de transmissão	3,44

4.3.4 Correia chata

O primeiro valor a se calcular é o fator de transmissão que se for maior que 6 será necessário utilizar um tipo de esticador na polia para ter o ângulo de contato necessário para a função. Utiliza-se a formula abaixo:

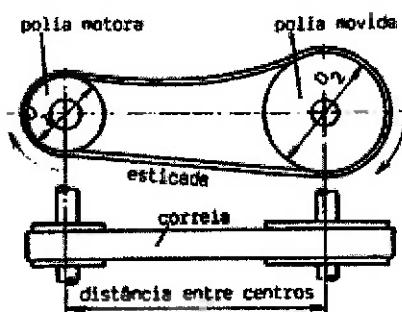


fig. 11- vistas da correia chata

$$V_1 = V_2 \cdot \pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2 \quad (4.21)$$

Onde:

$$D_1 = \pi \text{ da polia menor}$$

$$D_2 = \pi \text{ da polia maior}$$

$$n_1 = \text{número de voltas por minuto (rpm) da polia menor}$$

$$n_2 = \text{rpm da polia maior}$$

Logo:

$$V_1 = V_2$$

$$\pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2$$

$$D_1 n_1 = D_2 n_2$$

No nosso caso temos somente a velocidade do motor em rpm e a velocidade que queremos que o veículo ande. Utilizando o diâmetro das rodas padrões de bicicleta teremos a seguinte relação:

Motor: 5500 rpm

Veículo: 35 km/h

Roda de bicicleta: 400 mm

$$\begin{aligned}V_{veiculo} &= \pi \cdot D \cdot n \\ \frac{35km/h}{3,6} &= \pi \cdot 0,400 \cdot n \\ n &= \frac{9,722}{\pi \cdot 0,400} \\ n &= 7,736 \text{ rps} \\ n &= 464,19 \text{ rpm}\end{aligned}\tag{4.22}$$

$$D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2$$

$$\begin{aligned}\frac{D_2}{D_1} &= \frac{n_1}{n_2} \\ \frac{D_2}{D_1} &= \frac{5500,00}{464,19}\end{aligned}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = 11,84$$

Utilizando um pneu de 400 mm

Sabendo que a velocidade do veículo tem de ser 35 km/h, a rotação n2 tem que ser:

$$V_3 = \pi \cdot D_3 \cdot n_3$$

$$9,72 \text{ m/s} = 3,14 \cdot 0,400 \cdot n_3$$

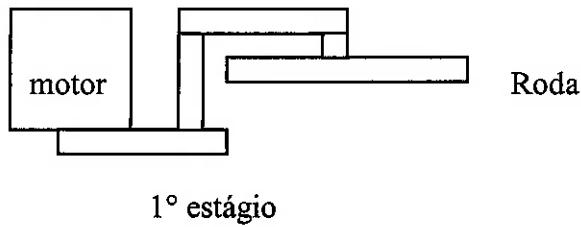
$$N_3 = 7,74 \text{ rps} = 464,43 \text{ rpm}$$

$$D_1 n_1 = D_2 n_2$$

$$(70 \text{ mm}) \cdot (5500 \text{ rpm}) = D_2 \cdot (464,43 \text{ rpm})$$

$$D = 828,96 \text{ mm}$$

Este valor é muito maior que 6, sendo necessário algum tipo de mecanismo que estique a correia. Vamos também calcular com 1 estágio de transmissão. Com ele será possível um melhor posicionamento do pneu alinhado com o motor.



O valor adotado para a relação será um valor menor que 6, queremos simplificar o processo construtivo, então faremos com que os valores dos diâmetros D1 e D23, D21 e D3 sejam iguais. Na hora da aquisição e usinagem dos componentes será mais barato se tiverem a mesma medida.

Pelo valor acima a polia fica muito grande, um pouco menor que o pneu, uma possibilidade é utilizar mais um estágio. Com ele será possível um melhor posicionamento do pneu alinhado com o motor. Outro motivo foi que a relação entre os diâmetros das polias movida e motoras ao pode ser superior a 6, quando é necessário um esticador.

$$D_1 \cdot n_1 = D_{21} \cdot n_{21}$$

$$\frac{D_{21}}{D_1} = \frac{n_1}{n_{21}} = 5$$

$$5 = \frac{5500,00}{n_{21}}$$

$$n_{21} = 1100 \text{ - rpm}$$

$$D_{23} \cdot n_{23} = D_3 \cdot n_3$$

$$D_{23} \cdot 1100 = D_3 \cdot 464,43$$

$$\frac{D_3}{D_{23}} = \frac{1100}{464,43} = 2,37$$

Utilizando estes valores não será necessário algum tipo de esticador. Um dos problemas vistos na competição foi que os veículos por correia ligação direta e nenhum tipo de esticador.

Vamos dimensionar as polias:

$$D_1 \cdot n_1 = D_{21} \cdot n_{21}$$

$$\frac{D_{21}}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} = 2,37$$

$$2,37 = \frac{D_{21}}{75}$$

$$D_{21} = 177,75 \text{ mm}$$

Utilizaremos como diâmetro do D3 o mesmo diâmetro do D21 para economia na hora de construção das polias.

$$D_3 \cdot n_3 = D_{23} \cdot n_{23}$$

$$\frac{D_3}{D_{23}} = \frac{n_{23}}{n_3} = 2,37$$

$$2,37 = \frac{D_{21}}{75}$$

$$D_{21} = 177,75 \text{ mm}$$

Foi montada uma planilha no Excel para a resolução deste problema que será mais fácil recalcular caso haja uma alteração na velocidade ou em algum diâmetro.

Modificando o valor da 1ª relação foi possível chegar em valores iguais dos diâmetros D1 e D23, D3 e D12.

Tabela 13 - Cálculo da Relação, Diâmetros e Rotação

	D (mm)	n(rpm)	Relação
polia motora	75	5500	
polia transição motora	258	1598,84	3,44
polia transição movida	74,91	1598,84	
polia movida	258	464,20	3,44

$$V_1 = V_2 \cdot \pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2$$

$D_{nx} = D_{ny}$

diam do pneu	400		
velocidade do veículo (km/h)	35		
velocidade do veículo (m/s)	9,722222		

Ou se for decidido que o veículo deve andar a 40 km/h

Tabela 14 - Cálculo da Relação, Diâmetros e Rotação

polia motora	75	5500	
polia transição motora	241,5	1708,07	3,22
polia transição movida	75,01	1708,07	
polia movida	241,5	530,52	3,22

$$V_1 = V_2 \cdot \pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2$$

$D_{nx} = D_{ny}$

diam do pneu	400		
velocidade do veículo (km/h)	40		
velocidade do veículo (m/s)	11,11111		

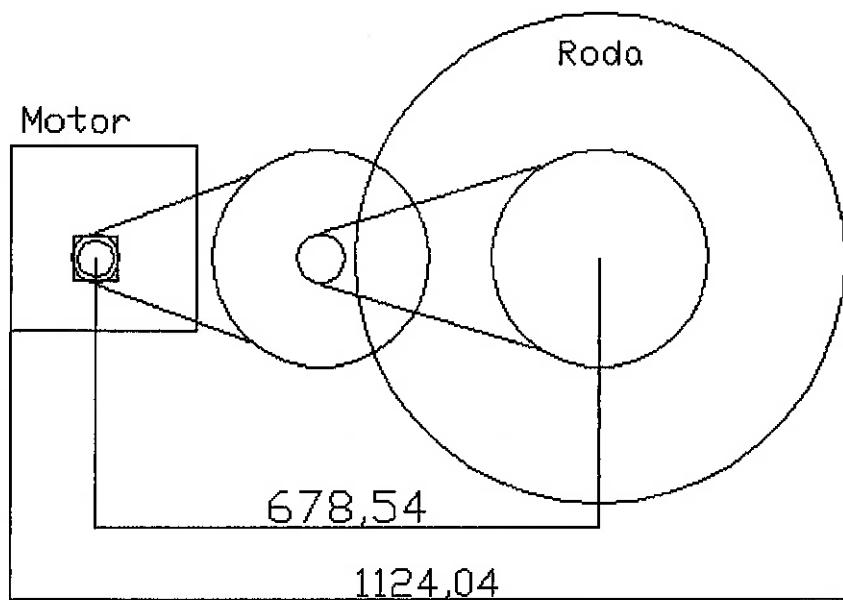


Fig. 12 -Desenho esquemático do trem de força com estágio

4.4 Direção

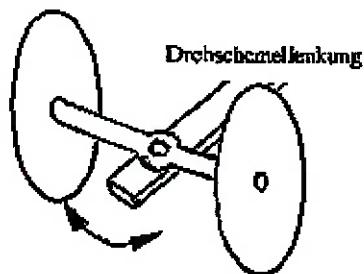


fig. 13 - desenho de direção de rolimã

A geometria de esterabilidade do veículo escolhida foi a mesma utilizada pelos carrinhos de rolimã. Com esta escolha reduzimos a massa total do veículo pois não teremos uma barra de direção e uma direção, reduzindo em até 1 kg a massa do veículo.

O eixo inteiro das rodas é girado por um centro de movimento que está no meio do eixo, preso no chassi, tendo somente como desvantagem uma pior resistência de inclinação. A inclinação será dada pelo movimento do pé do piloto.



fig. 14- foto em detalhe do carrinho de rolimã

Um programa no Excel foi criado para mostrar a inclinação necessária para atender o regulamento.

Com os dados de entrada:

Tabela 15 – Dados necessários de entrada para cálculo do eixo da direção

Raio de curvatura(m)
Distância entre eixos(m)
Ângulo de inclinação (°)
Distância entre rodas da frente (m)

Obtemos o gráfico abaixo, mostrando que o que tem de ser virado pelo piloto na barra de direção pelo pé, não sendo algo difícil de ser realizado ou com uma inclinação muito grande, atrapalhando as outras estruturas.

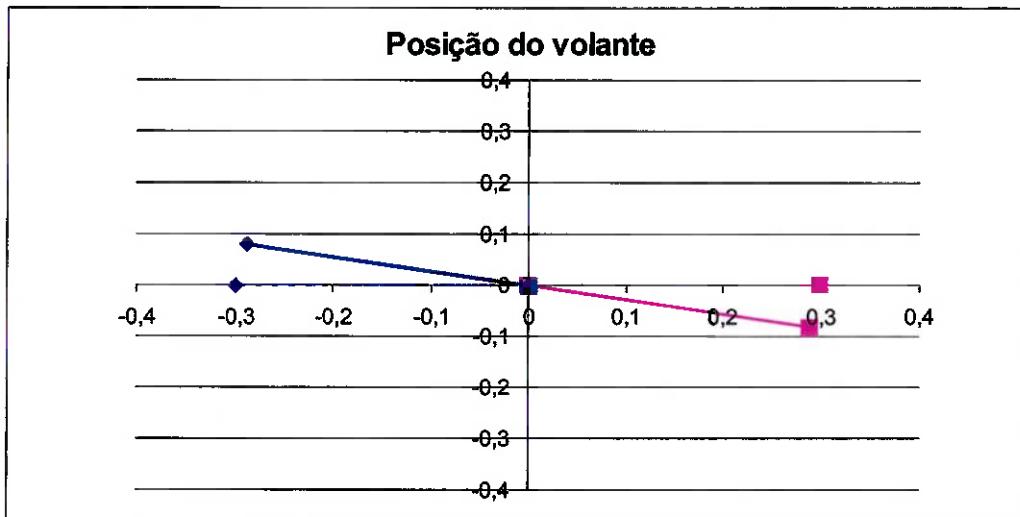


fig. 15 - detalhe da movimentação máxima do eixo de direção

Com igual importância temos também a posição dos pneus no interior do veículo em uma curva máxima pois tanto para projetar o espaço do piloto com a carroceria e bolha do veículo com curso máximo do pneu.

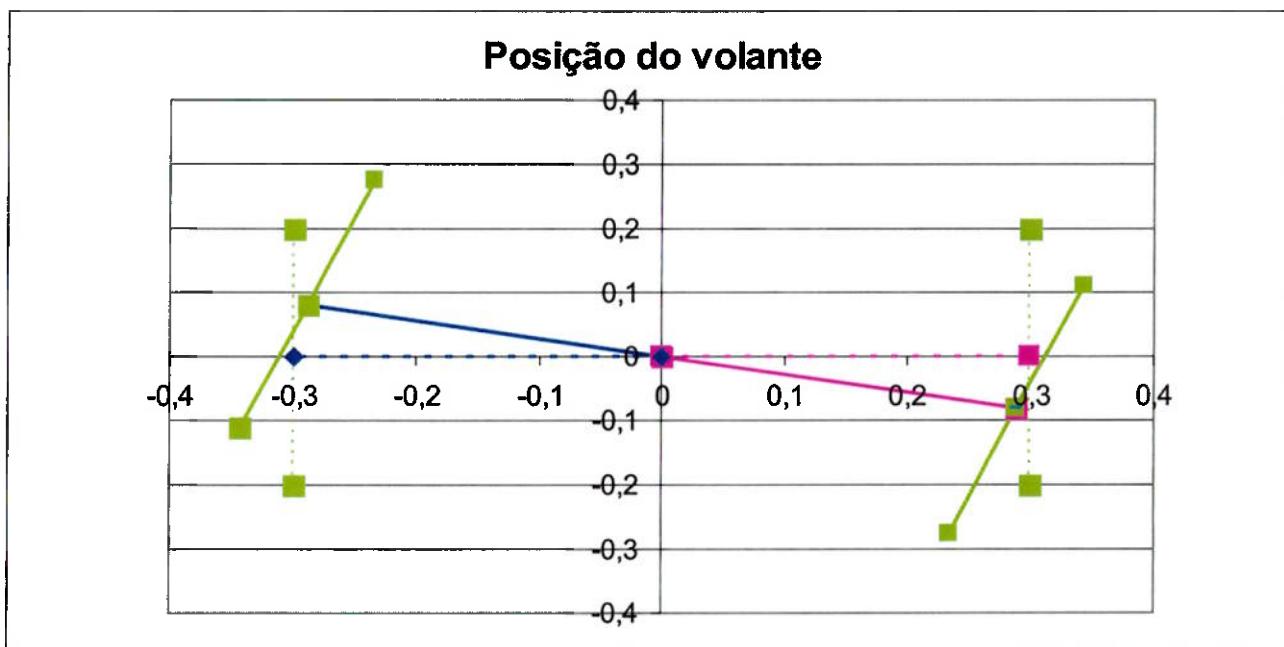


fig. 16 - detalhe da movimentação máxima do eixo de direção mais pneus

4.5 Pneus

Em um veículo todo o controle primário e distribuição de forças, com exceção da aerodinâmica são gerados pelo contato do pneu com o solo.

Através do pneu temos como esterçar o veículo, sua aceleração e frenagem, com o estudo realizado sobre o pneu teremos como resultado um carro mais seguro e econômico. Um pneu tem essencialmente três funções básicas:

- Suporte da carga vertical do veículo, amortecendo choques.
- Desenvolve forças longitudinais para aceleração e frenagem.
- Desenvolve forças laterais para realização de curvas.

Para a competição utilizaremos os pneus com o máximo possível de ar, para a diminuição das perdas por histerese, pois o terreno é uma estrada em ótimas condições de regularidade, não sendo necessário utilizar tanto o pneu como um item de suspensão.

A sua área de contato deve ser a menor possível. Um alinhamento criterioso deve ser realizado para que nenhuma das rodas seja arrastada pelo carro em movimento.

O tipo de pneu será liso para uma maior área de contato, porém também será levado um modelo para a chuva.



fig. 17 - Tipos de Possíveis pneus

4.6 Freios

A maioria dos freios atua por uma superfície de atrito. O acionamento de um freio pode ser realizado por um sistema simples de alavanca e (ou) engrenagens, deslocamento de pistões, variação de campos magnéticos, molas, pesos e outros.

A função dos freios é reduzir ou anular a energia cinética de uma máquina ou parte dela, transformando em calor esta energia.

Devemos colocar o freio sobre o eixo de maior velocidade angular, onde o momento é menor, isto conduz a freios de dimensões reduzidas, ou seja, os freios deverão ser colocados no eixo do motor.

As opções de tipo de freio são vastas, porém para nosso projeto teremos que reduzir estas opções dentro dos parâmetros estipulados. Como o regulamento da competição põe limite somente na distância que deve ser parado o veículo ao ser freado, teremos que otimizar nosso freio para que cumpra esta norma com o menor peso possível.

Os freios de disco e de lona já são conhecidos e de fácil aquisição, pois equipam bicicletas, sabemos que eles são capazes de atender o regulamento. Uma solução alternativa será dimensionada para verificar se é uma melhor opção que os freios conhecidos.

Tabela 16 - Seleção de Freios

opções	critérios						
	peso	peso	funcional	peso	preço	peso	total
tambor	7	4	8	3	6	1	58
disco	6	4	9	3	5	1	56
bicicleta	8	4	7	3	8	1	61
fita	9	4	7	3	9	1	66

O freio de fita é um freio mais leve que os conhecidos e são utilizados em tratores e automóveis, ocupam pouco espaço, porém existe a dificuldade de resfriamento e o carregamento do eixo do tambor como ponto crítico.

4.6.1 FREIO DE FITA / CINTA

O freio de fita é constituído por uma cinta de material flexível e adequado, o qual entra em contato com o tambor ou roda, a força do freio é dada pela diferença entre a tensão maior T_1 e T_2 , para o sentido de rotação indicado.

$$F = T_1 - T_2 \quad (4.23)$$

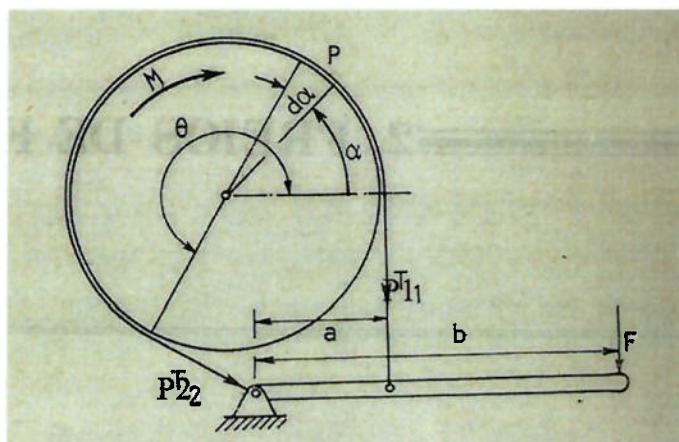


fig. 18 - desenho ilustrativo do freio de fita

Utilizaremos o freio de fita normal para esta verificação.

Formulário:

Torque

$$T = (P_2 - P_1) \cdot \frac{D}{2} \quad (4.24)$$

Pressão

$$p = \frac{P}{b \cdot r} = \frac{2 \cdot P}{b \cdot D} \quad (4.25)$$

$$P = M \cdot w \quad (4.26)$$

Em relação ao apoio de T_2

$$F \cdot b = a \cdot P_1$$

$$P_1 = \frac{F \cdot b}{a}$$

(4.27)

Forças dependendo do atrito:

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f \cdot \varphi}$$

$$P_2 = \frac{P_1}{e^{f \cdot \varphi}}$$

(4.28)

$$P_1 - P_2 = P_1 - \frac{P_1}{e^{f \cdot \varphi}} = P_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{f \cdot \varphi}}\right)$$

$$P_1 - P_2 = \frac{F \cdot b}{a} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{f \cdot \varphi}}\right)$$

$$T = \frac{F \cdot b}{a} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{f \cdot \varphi}}\right) \cdot \frac{D}{2}$$

$$T = \frac{F \cdot b}{a} \cdot \left(\frac{1}{e^{f \cdot \varphi}} - 1\right) \cdot \frac{D}{2}$$

Cálculo:

Para a realização dos cálculos vamos realizar uma planilha no Excel caso mude as variáveis, a planilha se encontra no CD em anexo.

Torque máximo do motor: 1,1 Nm

Peso do piloto: 600N

Foça que o piloto consegue realizar sem danos físicos: 50% do seu peso

Utilizando como material algum tipo de borracha: $f=0,35$

Ângulo de abtaçamento: $200^\circ \rightarrow 3,5$ radianos

$$1100 = \frac{300 \cdot b}{a} \cdot \left(1 - \frac{1}{3,4}\right) \cdot \frac{D}{2}$$

$$1100 = \frac{105,88 \cdot b \cdot D}{a}$$

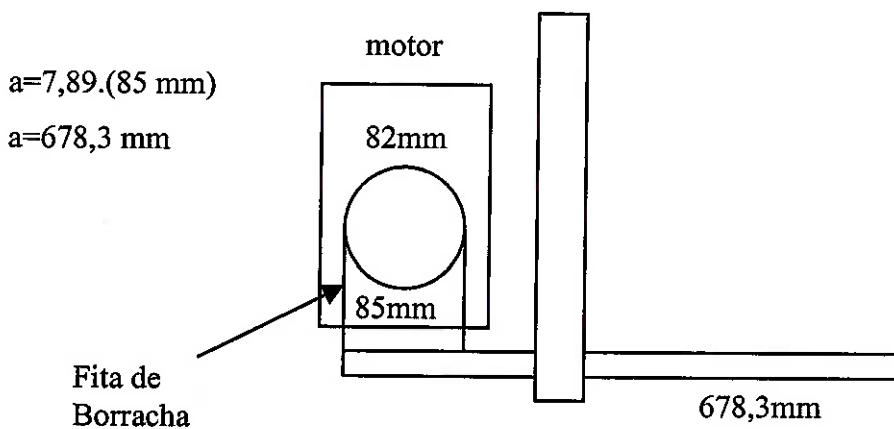
$$10,39 = \frac{b \cdot D}{a}$$

$$\frac{a}{b} = 0,0962 \cdot D$$

O Eixo de D tem valor mínimo de 52 mm, utilizando os dados de transmissão para D=82mm temos uma relação de a e b:

$$a = 7,89 \cdot b$$

Ou seja, a barra maior tem que ser 7,89 vezes o tamanho da menor, o tamanho da barra menor tem que ser próximo do diâmetro do eixo



Verificando a frenagem:

$$F = m.d = \frac{W}{g} \cdot Dx \quad (4.29)$$

F=força de frenagem, m= massa do rotótipo, d = desaceleração

$$d = \frac{300}{85} = 3,5 \text{m/s}^2$$

$$s = \frac{v^2}{2 \cdot \frac{F}{m}} \quad (4.30)$$

S=espaço de frenagem

$$s = \frac{(9,72)^2}{2 \cdot \frac{300}{85}} = 13,4 \text{ m}$$

4.7 Suspensão

As principais funções da suspensão são:

- Não seja recebido diretamente os impactos dos pneus com buracos ou lombadas, mantendo a regularidade vertical
- Manter a cambagem e a posição da roda
- Reagir com as forças produzidas pelo pneu
- Resistir ao rolamento
- Manter os pneus em contato com o solo, com a menor variação possível.

A suspensão num veículo é muito importante, porém no caso do nosso protótipo teremos que analisar as condições da competição.

A prova é realizada no campo de provas da Gm na chamada reta infinita, por ser uma pista de teste de alta velocidade, ela não tem grandes irregularidades. Com essa condição uma matriz de decisão foi criada e a conclusão foi que não é necessário qualquer tipo de suspensão, pois o sistema seria pouco utilizado e aumentaria muito o peso do protótipo.



fig. 19 – Campo de provas da Gm Cruz Alta

Tabela 17 - Seleção do sistema de suspensão

opções	critérios						total
	peso	peso	funcional	peso	preço	peso	
nenhuma	10	4	4	3	10	1	62
mola	5	4	7	3	5	1	46
mola +amortec.	4	4	9	3	4	1	47

4.8 Conjunto de Trem de Força Proposto

Conjunto proposto:

- Motor - Honda GX 22
- Embreagem - Semi-Centrífuga (acompanha motor)
- Transmissão - Correia ou corrente
- Rodas e pneus - bicicleta com roda livre, diâmetro de 662 mm.
- Direção - estilo carinho de rolimã
- Freios - fita / cinta
- Suspensão - ausente

Dimensões do conjunto proposto:

Tabela 18 – Dados Finais do Motor

Motor Honda GX 22	valor	unidade
Potência máxima	1	hp
Torque Máximo	1,1	Nm
Consumo mínimo	350	g/kWh
Largura máxima	210	mm
Altura máxima	249	mm
Profundidade máxima	251	mm
Diâmetro do eixo	52	mm
Embreagem semi-centrífuga	1	



Tabela 19 - Dados Finais da Direção

Direção	valor	unidade
raio de curvatura	6	m
distancia entre eixos	2,0	m
ângulo de inclinação	15,94	°
distancia entre rodas dianteiras	0,6	m
diâmetro do pneu	0,400	m

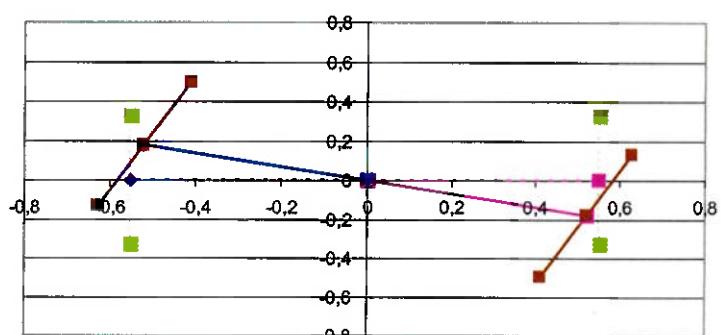


Tabela 20 - Dados Finais da Transmissão por Corrente

Características	Dimensões
Tipo de corrente	ANSI 41
Estágios	1
Comprimento (mm)	1312,56
Nº de elos	97
passo (mm)	12,7
Nº de dentes polia movida	89
Nº de dentes polia motora	21
Diametro das polias motoras (mm)	85
Diametro das polias movidas (mm)	292,4
rotação do estágio (rpm)	1598,84
Relação de transmissão	3,44

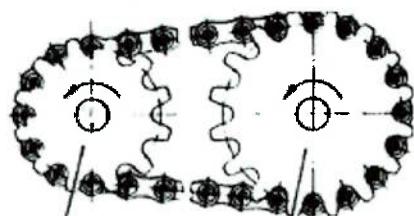


Tabela 21 - Dados Finais da Transmissão por Correia em V

Características	Dimensões
Tipo de correia em V	Perfil A 31
Estágios	1
Comprimento (mm)	1417,66
Diametro das polias motoras (mm)	82
Diametro das polias movidas (mm)	282,08
rotação do estágio (rpm)	1598
Relação de transmissão	3,44

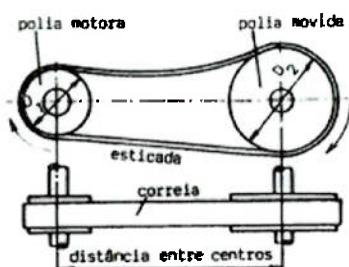
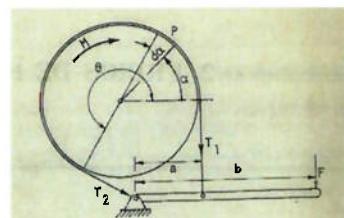


Tabela 22 - Dados Finais do Sistema de Freio

Freio de Fita	valor	unidade
diâmetro do eixo	82	mm
torque do eixo	1,1	Nm
material da fita	borracha f 0,35	
força do piloto	300	N
braço até a fita	85	mm
braço até o piloto	678,3	mm



5 Aerodinâmica

Para aumentar ao máximo a autonomia de um veículo, deve-se além do peso, minimizar ao máximo as perdas envolvidas em seu movimento. Exigindo uma menor potência do motor, diminuindo assim o consumo.

Esta parte do trabalho tem como objetivo estudar a influência do arrasto aerodinâmico no desempenho do veículo, visando à concepção final de melhor desempenho.

5.1 Introdução

Em termos aerodinâmicos o perfil gota é o ideal, pois sua cauda reordena o fluxo de ar fazendo com que as moléculas retornem sem grande resistência à sua posição inicial. Porém na prática tal perfil se mostra inviável, pois a traseira do veículo seria muito longa e em certo ponto poderia comprometer a estabilidade do veículo. Servindo apenas de base para um perfil ótimo a ser utilizado.

Será testada também a influência das rodas e do solo no arrasto do veículo e com isso espera-se obter formas de minimizar ou eliminar tais interferências.

Será então estudado o coeficiente aerodinâmico de diferentes configurações do veículo através da ferramenta conhecida como CFD, do inglês *Computacional Fluid Dynamics*, ou Dinâmica dos Fluidos computacionais.

A dinâmica dos fluidos computacional engloba a solução numérica, através de métodos computacionais das equações governantes que descrevem o escoamento de fluidos e transferência de calor, ou seja, as equações da dinâmica do movimento (Navier-Stokes ou Euler), equações de continuidade e quaisquer outras equações de conservação (energia, etc). E juntamente com as abordagens experimentais e analíticas, constitui o conjunto de técnicas utilizadas para a resolução de problemas em mecânica dos fluidos e transferência de calor.

O CFD possui a vantagem de analisar sistemas fluidos mais rapidamente, fornecendo a solução completa para todas as variáveis, e com um menor custo quando comparado à análise experimental.

Porém a modelagem do fenômeno físico nunca representará a realidade de modo totalmente fiel. Havendo ainda a possibilidade de o método divergir ou convergir para um valor errado na implantação do método numérico. Portanto será proposto se possível ao final do projeto, a comparação dos resultados obtidos no CFD em relação aos obtidos experimentalmente (modelo em escala no túnel de vento) para a melhor configuração.

Os softwares de CFD utilizados neste trabalho são:

- Gambit 2.0, gerador de malhas computacionais.
- Fluent 6.0, solver (realiza as simulações numéricas).

5.2 Fundamentos Teóricos de Aerodinâmica

Aqui serão mostradas algumas considerações teóricas sobre aerodinâmica. Considerações estas que abrangem definições de termos técnicos e grandezas físicas, e a aplicação de alguns conceitos de aerodinâmica.

5.2.1 Equações da Dinâmica dos Fluidos

As equações da dinâmica dos fluidos podem ser obtidas através da equação da continuidade e da equação da quantidade de movimento, aplicada a uma partícula fluida infinitesimal de uma massa fluida incompressível.

Uma partícula fluida submetida à ação das forças de campo (gravidade) e das forças de contato das outras partículas tem seu comportamento descrito pelas seguintes equações:

a. Equação da Continuidade

Considerando uma área A por onde escoa um fluido com velocidade uniforme V. Dado o volume $\nabla = (V_n dt)A$ e a massa $M = \rho(V_n dt)A$ de fluido que atravessa a área A, temos que o fluxo de massa é dado por:

$$\dot{m} = \frac{\rho(V_n dt)A}{dt} = \rho V_n A \quad (5.1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido e V_n é a componente da velocidade normal à área A.

Pelo princípio de conservação da massa aplicado a um volume de controle finito e fixo no espaço, temos que:

$$\begin{aligned} \iint_s \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} &= - \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho d\nabla \\ \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho d\nabla + \iint_s \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} &= 0 \end{aligned} \quad (5.2)$$

Porém, pelo teorema do divergente:

$$\iint_s (\rho \vec{v}) \cdot d\vec{S} = \iiint_V \nabla \cdot (\rho \vec{v}) d\nabla \quad (5.3)$$

Substituindo a equação (2.3) na equação (2.2) e levando em consideração que os limites de integração também são fixos, a equação da continuidade fica:

$$\iiint_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \right] dV = 0 \quad \text{ou seja,} \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (5.4)$$

Portanto, a equação da continuidade (conservação da massa) para uma partícula fluida qualquer é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5.5)$$

Para um fluido incompressível a equação da continuidade fica:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.6)$$

b. Equação da quantidade de movimento

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) u \right) &= \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) v \right) &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) w \right) &= \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Para um fluido newtoniano, o campo de tensões é dado por:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= -p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \nabla^2 \vec{v} & \tau_{xy} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \sigma_{yy} &= -p + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \nabla^2 \vec{v} & \tau_{yz} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \sigma_{zz} &= -p + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \nabla^2 \vec{v} & \tau_{xz} &= \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (5.8)$$

Substituindo as equações (2.8) nas equações da quantidade de movimento (5.7), teremos as equações dinâmicas da quantidade de movimento para fluidos newtonianos incompressíveis:

$$\begin{aligned}
\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) u \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \vec{v} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\
\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) v \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \vec{v} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\
\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) w \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \vec{v} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right)
\end{aligned} \tag{5.9}$$

Para um fluido incompressível o divergente $\nabla \cdot \vec{v} = 0$, e a equação (5.9) pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned}
\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) u \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\
\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) v \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\
\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) w \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z
\end{aligned} \tag{5.10}$$

c. Equação de Navier-Stokes para Fluido incompressível:

As equações de Navier-Stokes é o sistema formado pelas equações da quantidade de movimento (5.10) e a equação da continuidade (5.6).

$$\begin{aligned}
\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\
\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\
\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \rho g
\end{aligned} \tag{5.11}$$

Na forma vetorial:

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} - \rho g \vec{k} \tag{5.12}$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0$$

Assim existem quatro equações e quatro incógnitas (as três componentes da velocidade e a pressão). Porém exceto em casos de geometria muito simples como no escoamento de Stokes, essas equações não podem ser resolvidas de forma exata, havendo aproximações que permitem a resolução aproximada dessas equações.

5.2.2 Força de arrasto

O arrasto é uma força aerodinâmica que se opõe ao movimento de um corpo, ou seja, o fluido oferece uma resistência ao avanço que só pode ser vencida se ao corpo for aplicada uma força de igual magnitude. Um dos principais objetivos ao se projetar um veículo é tentar minimizar a força de arrasto e, portanto a demanda sobre o sistema propulsivo. É possível classificar dois tipos de forças de arrasto, arrasto de atrito e arrasto de forma.

O arrasto de atrito ocorre junto à superfície, produzido na camada limite de um objeto e resulta do deslocamento de uma camada de fluido sobre outra camada. Caso o fluxo na camada limite torne-se turbulento, teremos um maior arrasto de atrito. Portanto a preocupação em retardar ao máximo a passagem do fluxo laminar para o turbulento.

No arrasto de forma, o ar passa ao longo de um objeto desprendendo-se em certo ponto, gerando turbilhões (vórtices) de ar que subtraem energia ao veículo e retardam seu movimento. Um perfil aerodinâmico reduz a formação desses vórtices diminuindo o arrasto de forma.

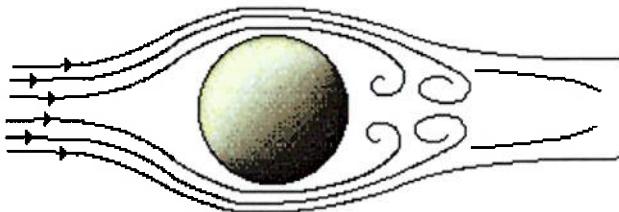


fig. 20 - Escoamento em torno de uma esfera (formação de vórtices)

Portanto uma importante componente dessa força está relacionada com o atrito interno, ou seja, à dissipação de energia devido à viscosidade do fluido.

Em duas dimensões temos:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (5.13)$$

A equação da continuidade fica:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\partial v}{\partial y}$$

O rotacional do campo de velocidades é expresso como:

$$rot(\vec{u}) = \Gamma(\vec{u}) = \omega_z \vec{k} \quad (5.15)$$

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}$$

Através da conservação da energia é possível calcular a força de arrasto sobre um corpo em movimento:

$$\bar{F} \cdot \bar{U} = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} \rho \int_{S_o} \bar{u}^2 dS \right) + \mu \int_{S_o} (\Gamma(\bar{u}))^2 dS \quad (5.16)$$

O primeiro termo da equação (5.16) refere-se à variação da energia cinética do corpo em movimento, enquanto o segundo termo refere-se à energia dissipada pela viscosidade (geração de vórtices).

Considerando agora um escoamento em regime permanente, onde a energia cinética não varia com o tempo temos:

$$D = \frac{\mu}{U_0} \int_{S_o} (\Gamma(\bar{u}))^2 dS \quad (5.17)$$

O coeficiente de arrasto é o adimensional definido por:

$$C_D(Re) = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 l b} = \frac{1}{Re} \frac{2}{U_0^2} \int_{S_o} (\Gamma(\bar{u}))^2 dS \quad (5.18)$$

$$Re = \frac{\rho U_0 l}{\mu} \quad (5.19)$$

onde Re é o número de Reynolds, l é o comprimento característico do corpo e b a sua envergadura.

Pelas equações acima se pode observar a relação entre a força de arrasto e a formação de vórtices, quanto maior a intensidade dos vórtices formados, maior é o arrasto sobre o corpo.

Portanto para esse projeto, a forma do veículo deve ser projetado tal que o rotacional do campo de velocidades do escoamento ao redor deste seja o menor possível (perfil aerodinâmico).

6 Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finito também chamado de discretização em volumes finitos é um método tradicional para solução numérica de equações diferenciais.

O método parte da geração de uma malha na região que se deseja estudar. Cada nó desta malha é envolvido por um pequeno volume, denominados volumes de controle. E neles é feito o estudo das equações diferenciais que regem o fenômeno a ser estudado (transferência de calor, escoamento).

As equações aproximadas são obtidas através de balanços de conservação da propriedade em questão no volume elementar, ou integrando no tempo e no espaço as equações em sua forma conservativa sobre o volume de controle. A integração da forma conservativa da equação diferencial ou fazer o balanço são procedimentos equivalentes. Realizando a integração para todos os volumes elementares, obtemos uma equação algébrica para cada volume de controle e, portanto, o sistema de equações algébricas procuradas. Como nem todos os balanços são fáceis de deduzir, há uma preferência em se obter as equações aproximadas integrando a equação diferencial. (Maliska, 2004)

Os modelos para solução de problemas de mecânica dos fluidos possuem no geral, sistemas de equações não lineares, resolvidos de forma seqüencial, onde acoplamentos delicados estão presentes (pressão-velocidade). O que torna bastante difícil provar que a aproximação numérica é estável e convergente.

Para garantir que a solução seja convergente deve-se garantir a consistência e a estabilidade das aproximações.

Atendendo o requisito de consistência, no método dos volumes finitos, quatro regras básicas devem ser obedecidas pelas equações discretizadas a fim de prover realismo físico e balanço completo:

- Consistência nas faces do volume de controle.
- Coeficientes positivos.
- Linearização negativa do termo fonte.
- Soma dos coeficientes vizinhos igual ao coeficiente do nó.

6.1 Discretização das Equações:

O ponto de partida para os cálculos computacionais do método dos volumes finitos é a equação de conservação da propriedade ϕ , que em sua forma geral, de forma conservativa é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\bar{v}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (6.1)$$

onde:

ρ : densidade

\bar{v} : velocidade

ϕ : propriedade transportada

Γ : coeficiente de difusividade

Considerando regime permanente, ou seja, desconsiderando o termo transiente temos:

$$\nabla(\rho\bar{v}\phi) = \nabla(\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (6.2)$$

A equação (6.2) integrada no volume de controle e aplicando o teorema do divergente fica:

$$\oint \rho\bar{v}\phi \cdot dA = \oint \Gamma_\phi \nabla\phi \cdot dA + \int S_\phi dV$$

ρ = densidade

v = vetor velocidade

A = vetor área da superfície

Γ_ϕ = coeficiente de difusão para ϕ

$\nabla\phi$ = gradiente de ϕ

S_ϕ = fonte de ϕ por unidade de volume

(6.3)

A discretização da equação acima numa dada célula resulta em:

$$\sum_f^{N_{faces}} (p_f v_f \phi_f) \cdot A_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n A_f + S_\phi V$$

N_{faces} = número de faces da célula

ϕ_f = valor de ϕ convectado através da face (6.4)

p_f = fluxo de massa através da face f

A_f = área da face f

$(\nabla \phi)_n$ = magnitude de $\nabla \phi$ normal à face f

V = volume da célula

A solução desse método garante a conservação integral de massa, momento e energia em um volume de controle, consequentemente em um conjunto deles, não importando o número de pontos. Sendo possível à escolha entre dois métodos de resolução, a segregada, onde as equações são resolvidas de forma separada e seqüencial, e a acoplada que resolve as equações de continuidade, momento, energia e transporte simultaneamente.

No método de volumes finitos, assim como em diferenças finitas são encontrados valores exatos para os nós da malha, sendo porém feita uma interpolação para que se tenha uma medida aproximada do valor das propriedades dos pontos que não são nós.

Diversas formas de interpolação estão disponíveis, algumas delas estão relacionadas abaixo:

- Método das diferenças centradas:

O valor da propriedade na face do volume de controle é calculado a partir da média dos valores nos nós vizinhos. Usado somente na interpolação da difusão de ϕ , onde a distribuição ocorre igualmente em todas as direções, não levando em consideração a direção do escoamento.

- Upwind de primeira ordem:

O método *upwind* de interpolação é utilizado para que seja levada em conta a direção do fluxo. Deste modo, a influência que esta direção impõe nos nós também é considerada. Para que isto seja possível, é considerado:

$$\Phi_w = \Phi_w ; \quad \Phi_e = \Phi_p ; \quad \text{para } u > 0 \quad \text{e}$$

$$\Phi_w = \Phi_p ; \quad \Phi_e = \Phi_E ; \quad \text{para } u < 0$$

Onde os índices estão explícitos na malha abaixo.

•	• NW	• N	• NE	•
• WW	• W	nw w sw n • P s se ne e se	E	EE
•	• SW	• S	• SE	•

De forma simplificada, o método *upwind* considera na face o valor da grandeza do nó à montante do escoamento.

- Upwind de Segunda Ordem:

Utilizado quando se deseja uma precisão de segunda ordem nas faces da célula, utiliza uma expansão em série de Taylor ao redor do centróide da célula. Onde o valor da propriedade na face (ϕ_f) é calculado por:

$$\phi_f = \phi - \nabla\phi \cdot \Delta\vec{s}$$

Onde:

ϕ : é o valor de f na célula centrada a jusante

$\nabla\phi$: é o gradiente da célula centrada a jusante

$\Delta\vec{s}$: é o vetor deslocamento do centróide da célula a jusante no centróide da face

7 Simulação

Foram simulados ao total, quatro diferentes configurações para o chassi do veículo, duas com as rodas expostas e duas com as rodas cobertas. Outra característica diferente entre os modelos é a distância em relação ao solo e a forma da parte inferior do veículo.

Foi também comparado bi-dimensionalmente o perfil dos dois modelos de rodas cobertas.

Nas simulações foi utilizada uma malha não-estruturada e o modelo k- ω SST de turbulência a conselho do Prof. Dr. Júlio R. Meneghini. Sendo plotados para todos os casos os gráficos de pressão ao redor do veículo, os vetores de velocidade nas seções e analisados a força e o coeficiente de arrasto do modelo.

A malha não-estruturada significa a utilização de uma malha onde as células estão dispostas de forma desordenada e é formada por triângulos no caso bidimensional e tetraedros para malhas em três dimensões.

No fluent foi adotado o método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) de resolução do campo de pressão e velocidade (acoplamento). E foi utilizado o método upwind de primeira ordem para interpolar a solução.

7.1 Hipóteses e condições de simulação

Para esta simulação foram adotadas as seguintes hipóteses:

- Escoamento em regime permanente
- Fluido incompressível (gás ideal)
- Fluido – Ar ($\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1.789 \text{ e}^{-5} \text{ kg/m.s}$)
- Rodas do veículo fixas
- Velocidade constante $v = 15 \text{ m/s}$
- Intensidade de turbulência de 10%
- Taxa de viscosidade turbulenta de 0,01

7.2 Protótipos e resultados da simulação

Dimensões dos veículos:

- Comprimento: 2,60m
- Altura: 0,75m
- Largura: 0,70 - 0,80m
- Distância entre eixos: 2,00m

7.2.1 Protótipo 1

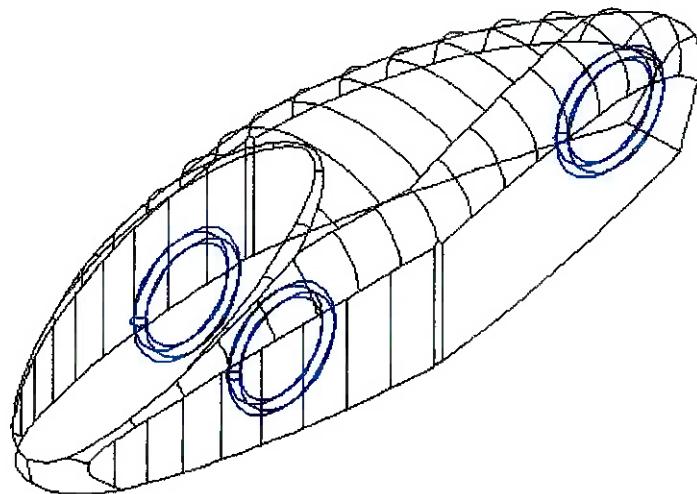
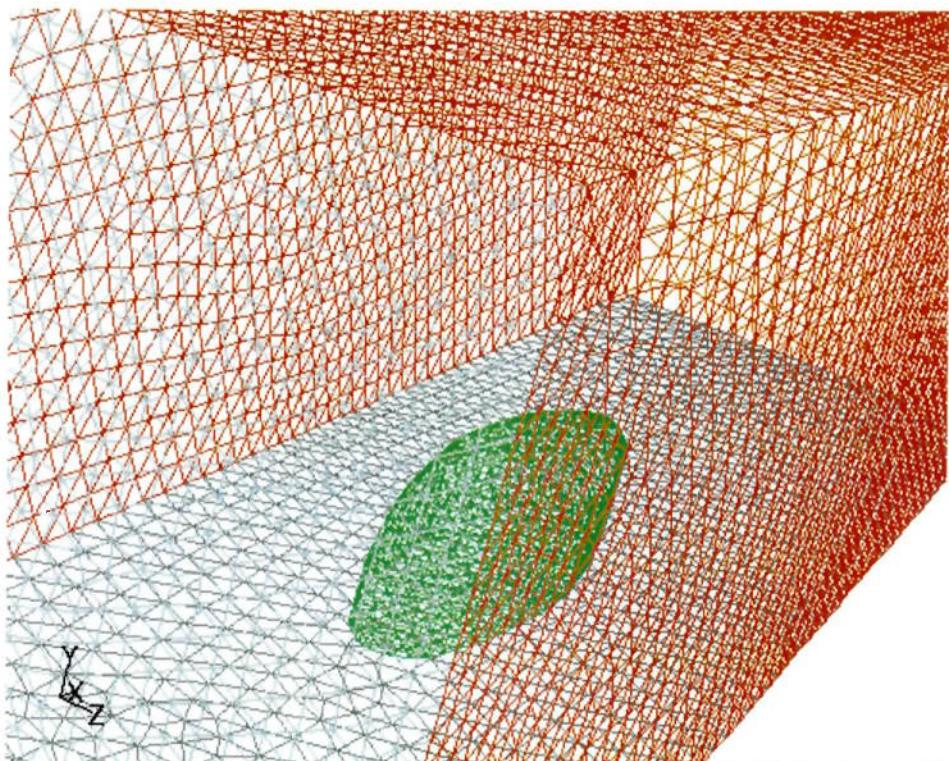


fig. 21 - Protótipo 1

Distância do solo: 0,04m

Eixo frontal: 0,60m

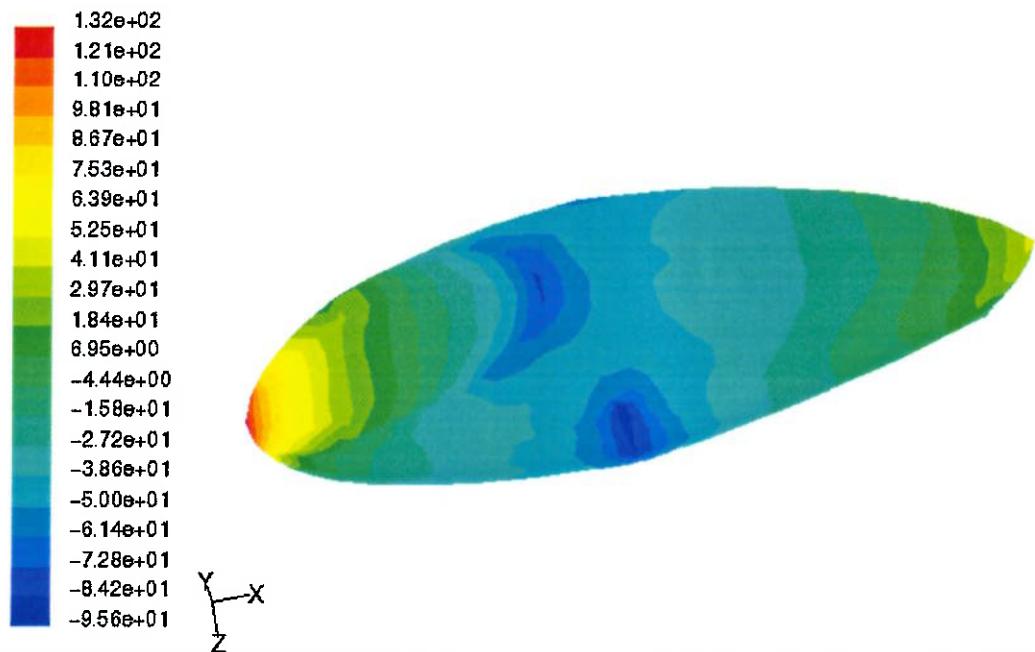
Força de arrasto: 14,270 N $C_D = 0,126$



Grid

Nov 29, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 22 - Malha de Simulação do Protótipo 1



Contours of Static Pressure (pascal)

Nov 18, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, skw)

fig. 23 - Contorno de Intensidade das Pressões no Protótipo 1

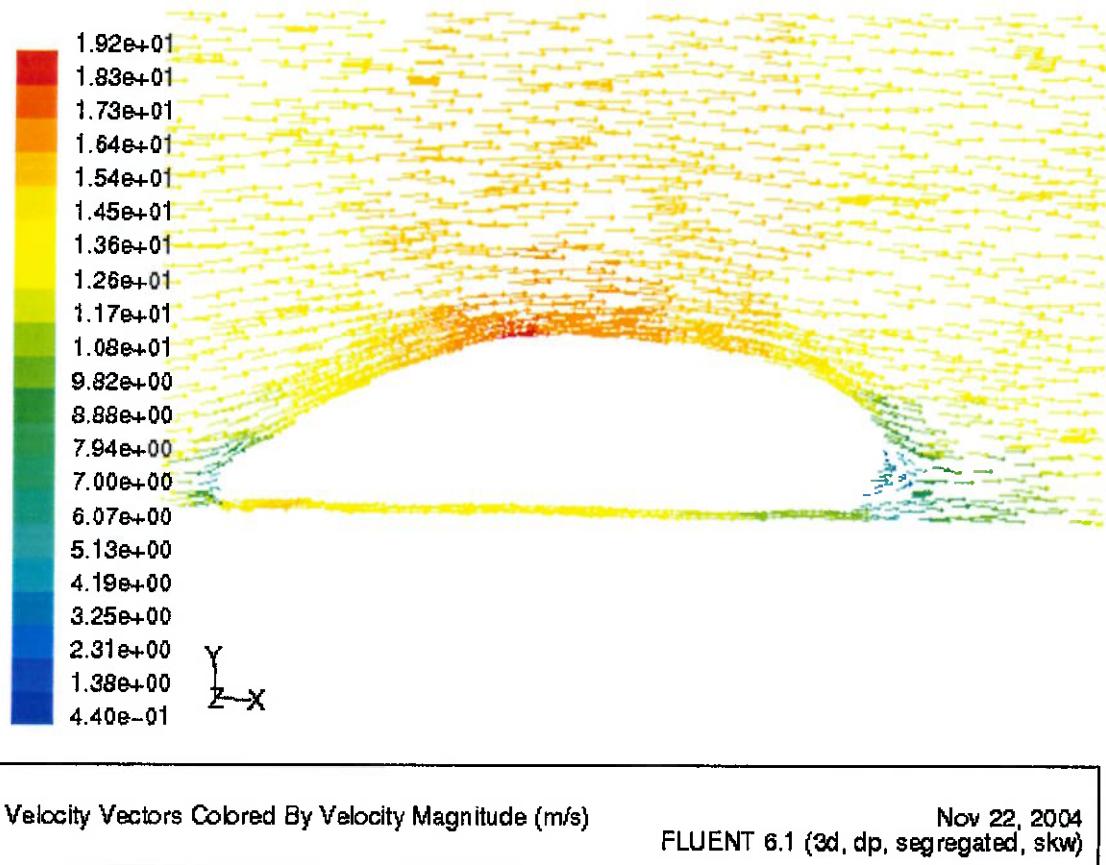


fig. 24 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 1 no plano XY

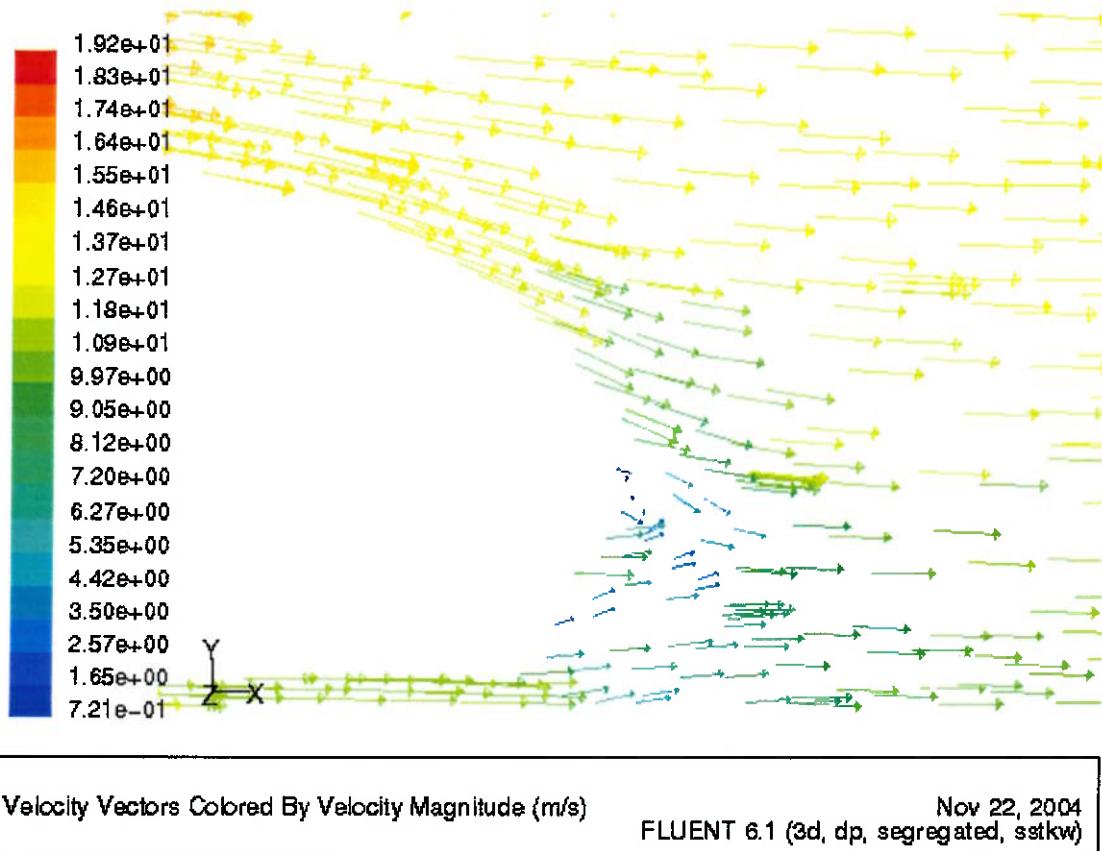


fig. 25 - Vórtices na traseira do protótipo 1

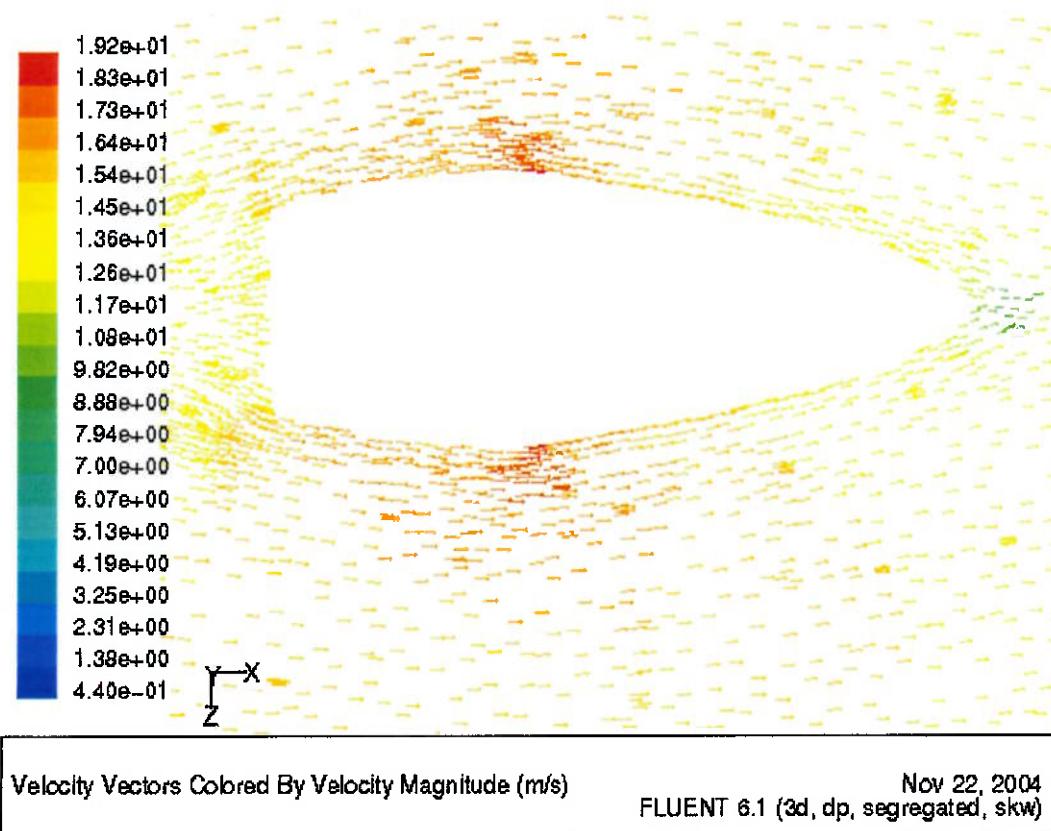


fig. 26 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 1 no plano XZ

7.2.2 Protótipo 2

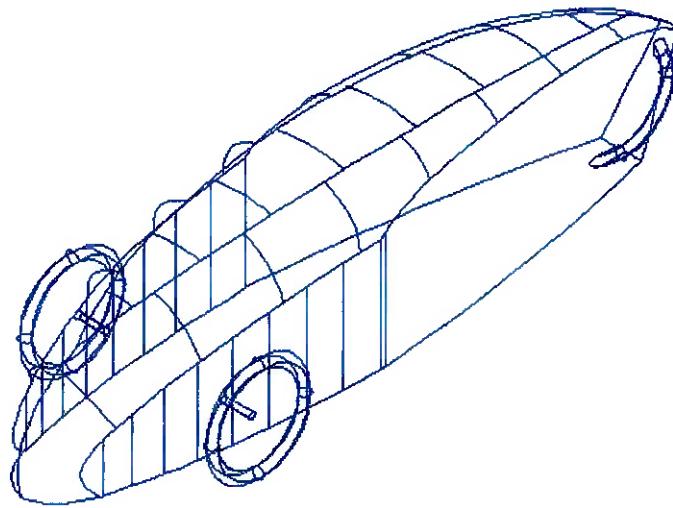
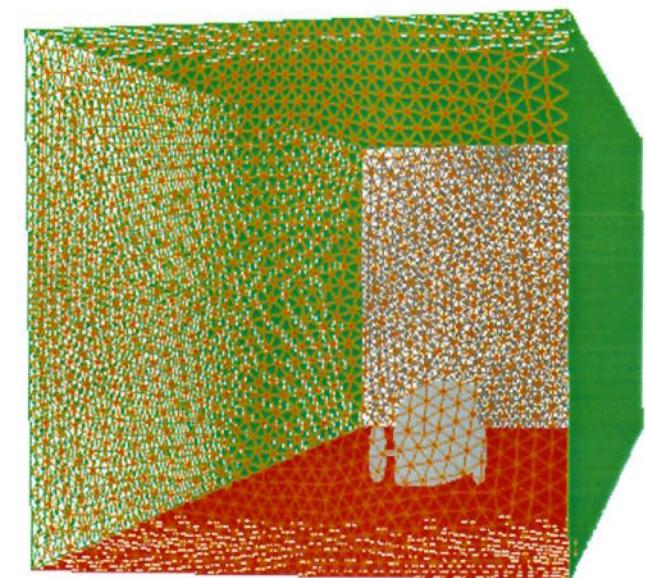


fig. 27 - Protótipo 2

Distância do solo: 0,04m

Eixo frontal: 1,00m

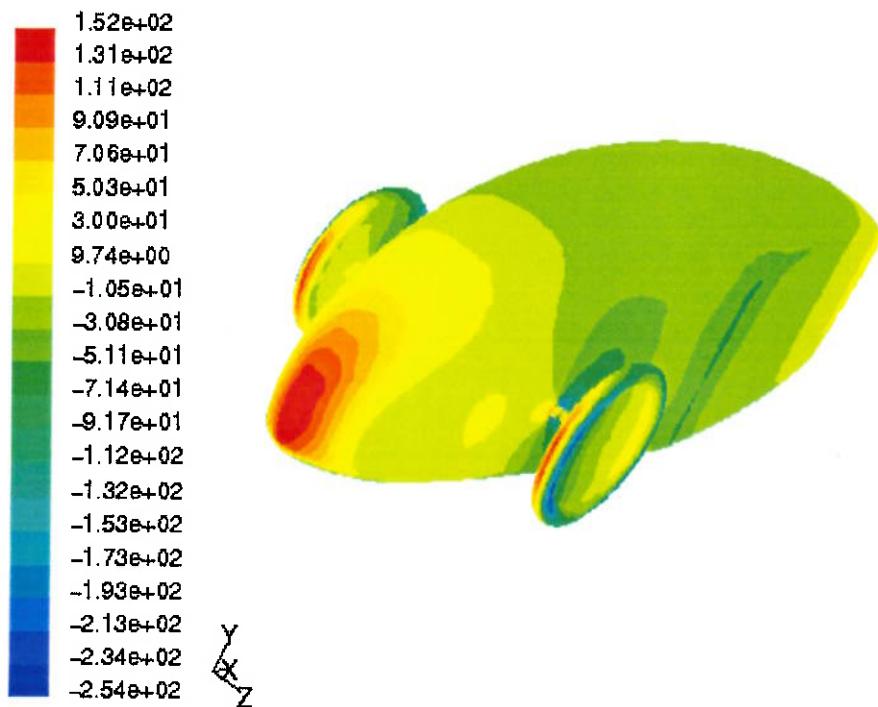
Força de arrasto: 18,678 N $C_D = 0,169$



Grid

Nov 29, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 28 - Malha de Simulação do Protótipo 2



Contours of Static Pressure (pascal)

Nov 22, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 29 - Contorno de Intensidade das Pressões no Protótipo 2

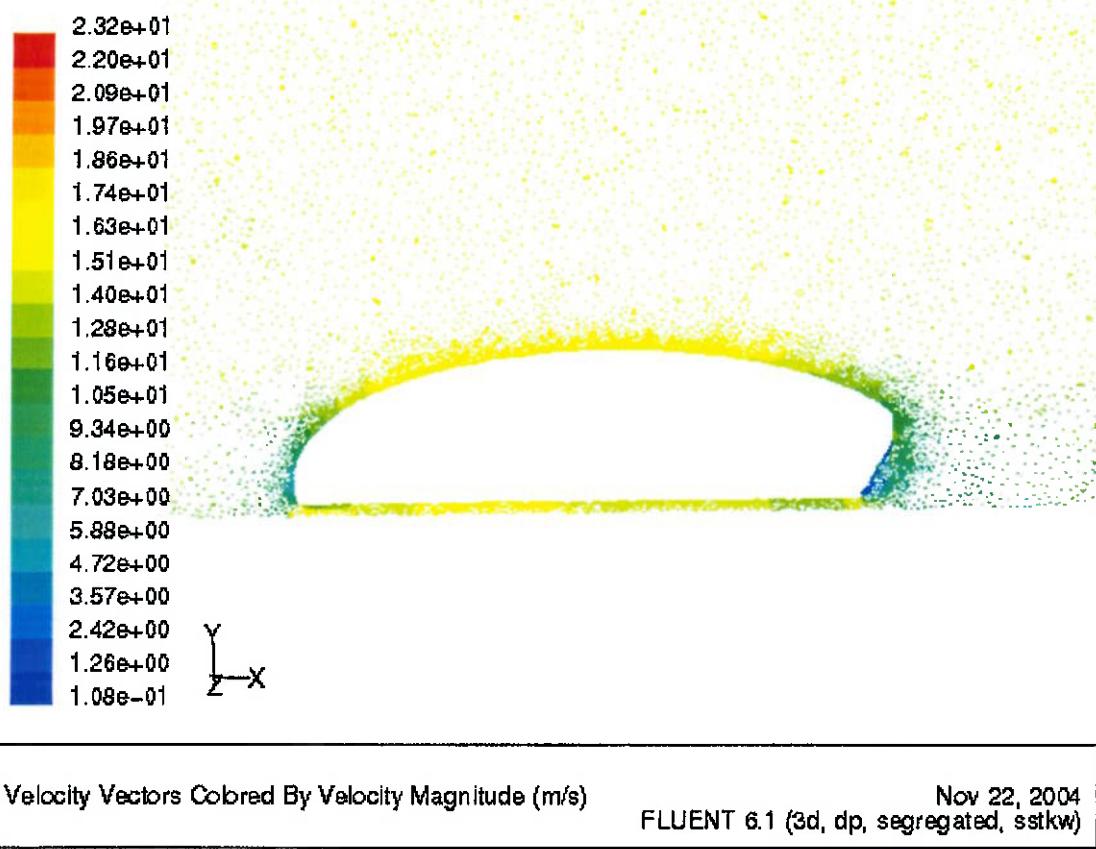


fig. 30 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 2 no plano XY

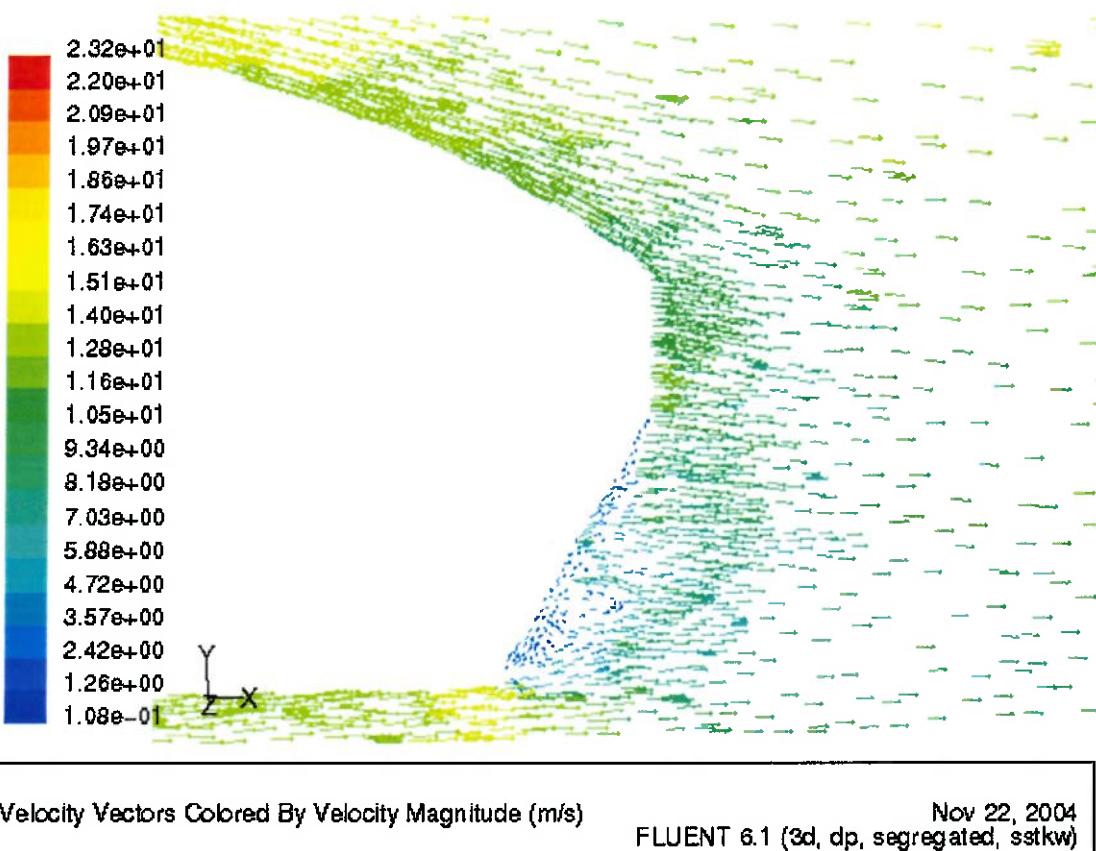


fig. 31 - Vórtices na traseira do protótipo 2

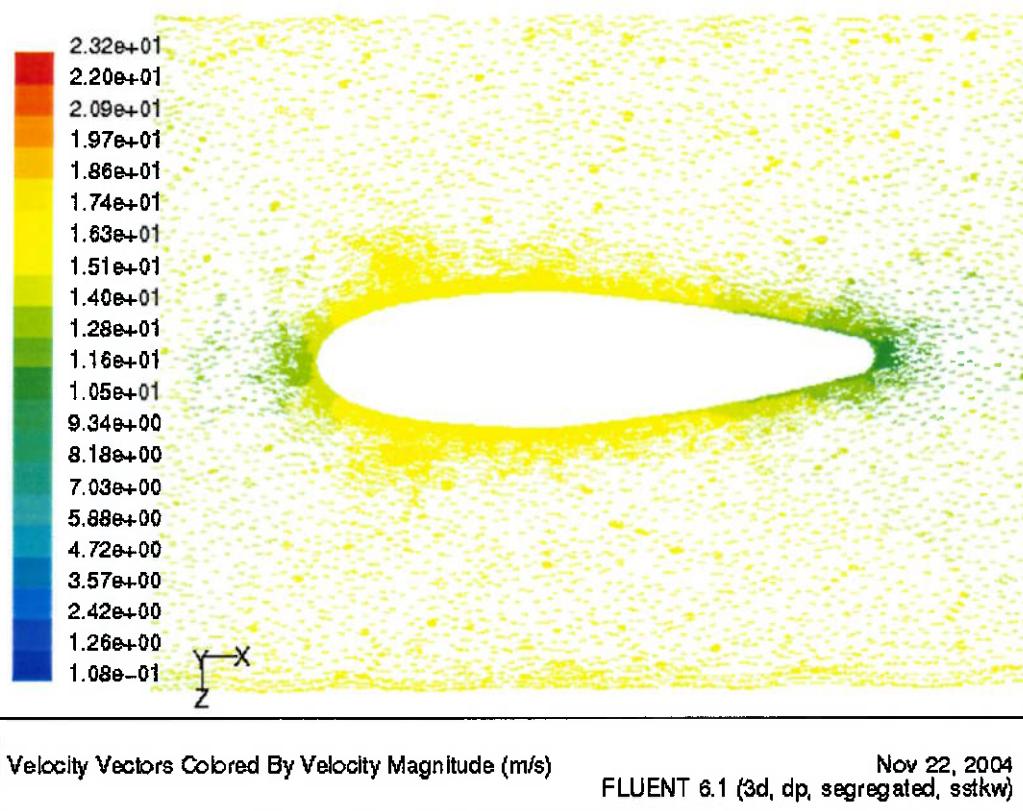


fig. 32 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 2 no plano XZ

7.2.3 Protótipo 3

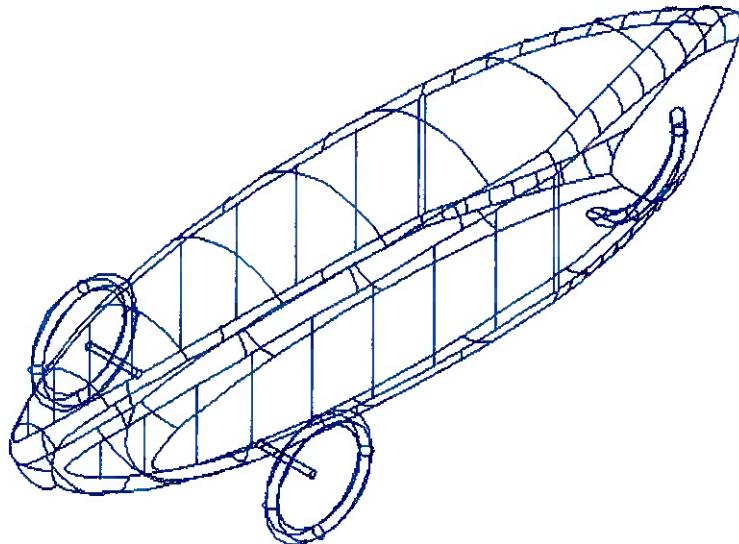
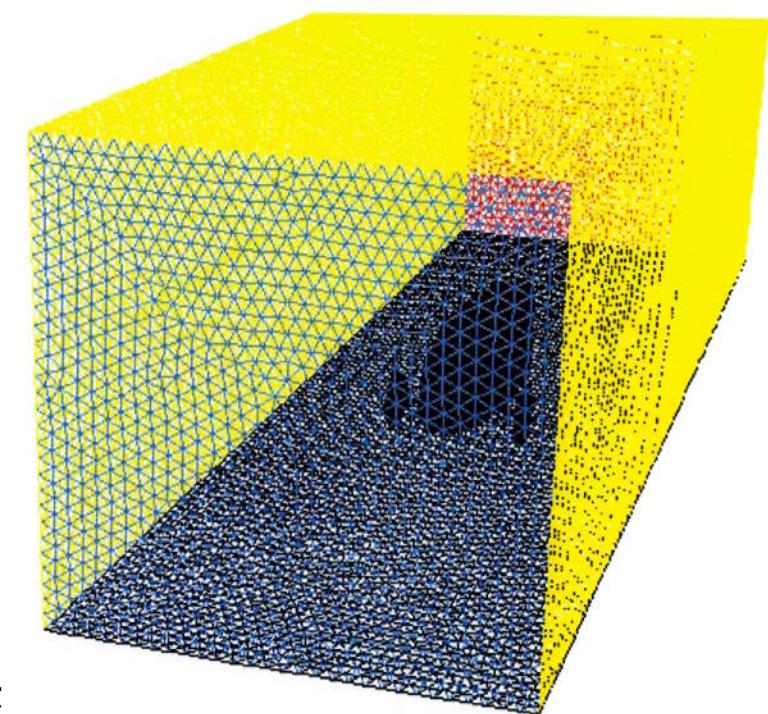


fig. 33 - Protótipo 3

Distância do solo: 0,10m

Eixo frontal: 1,20m

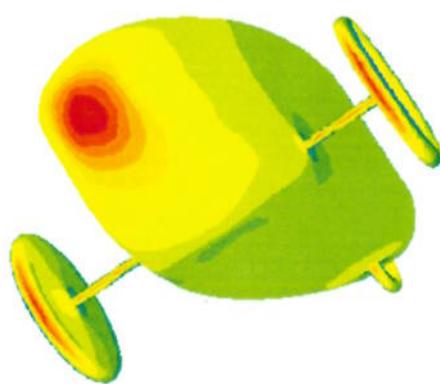
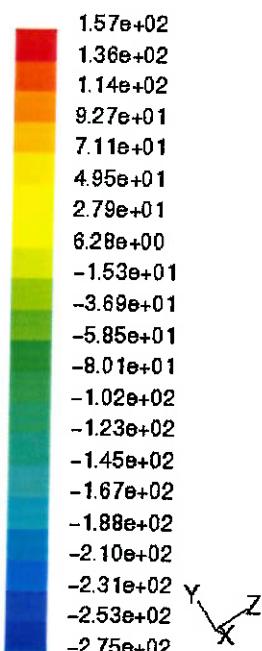
Força de arrasto: 20,432 N $C_D = 0,185$



Grid

Nov 29, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 34 - Malha de Simulação do Protótipo 3



Contours of Static Pressure (pascal)

Nov 25, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 35 - Contorno de Intensidade das Pressões no Protótipo 3

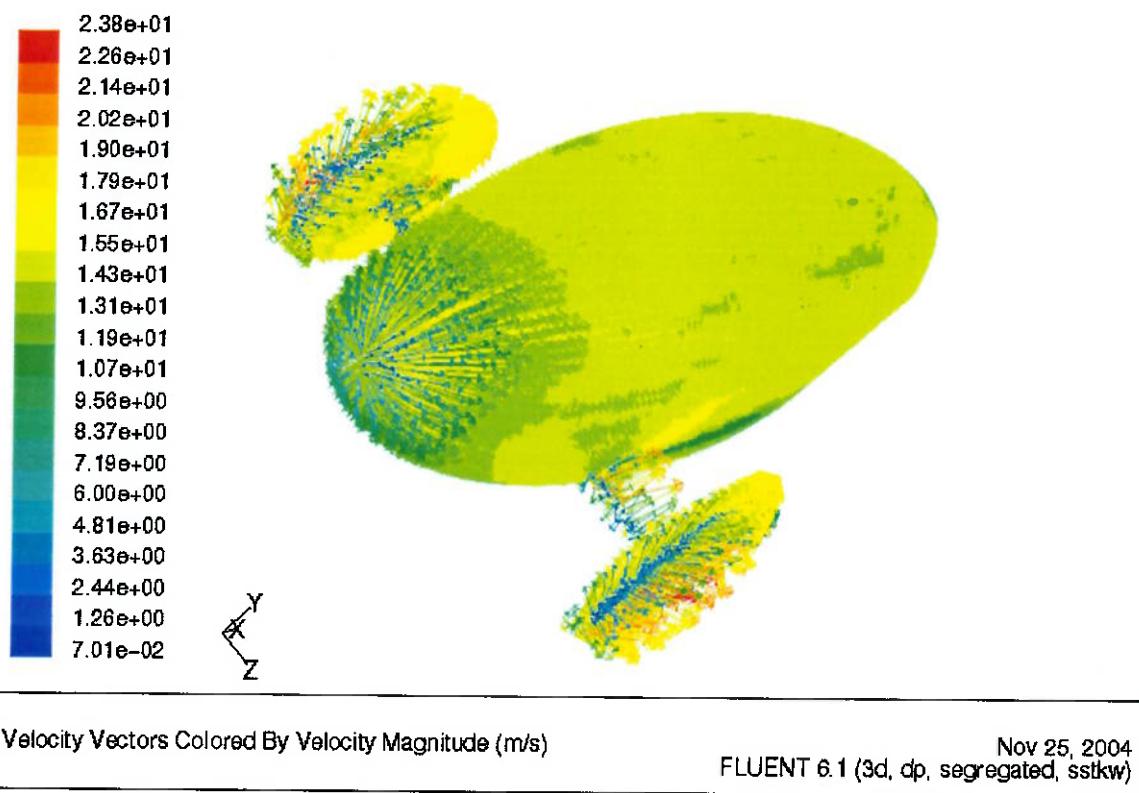


fig. 36 - Vetores de velocidade no protótipo 3

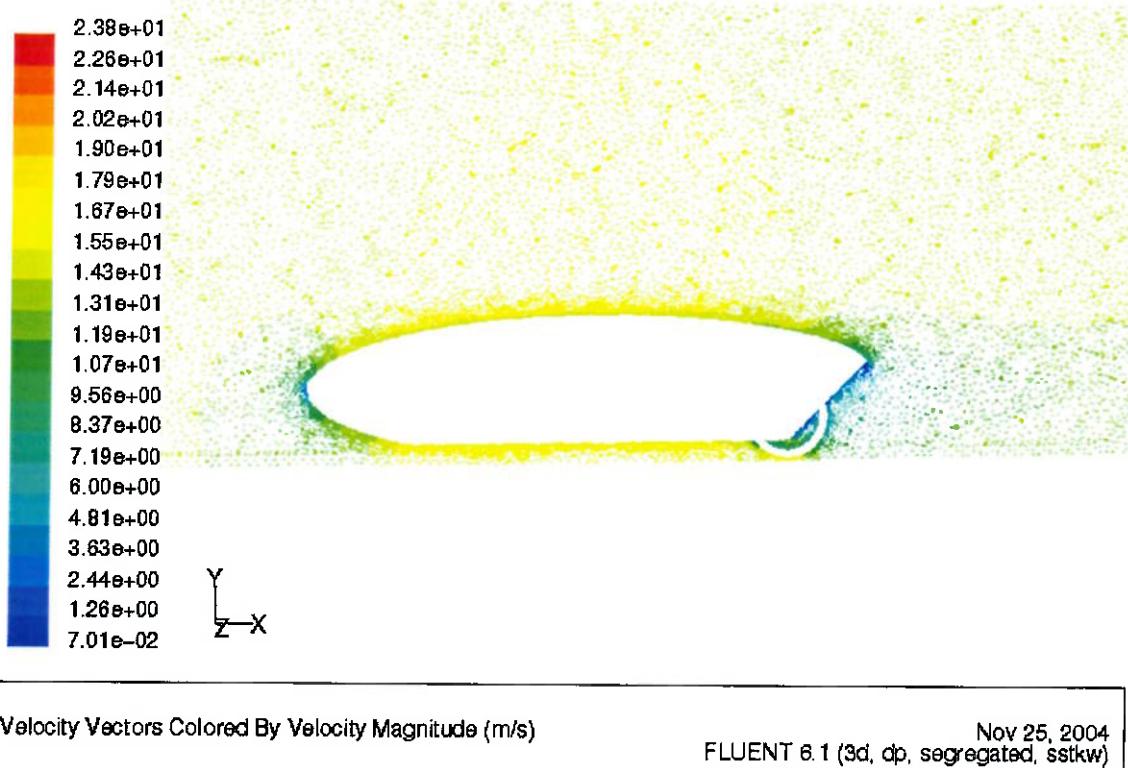


fig. 37 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 3 no plano XY

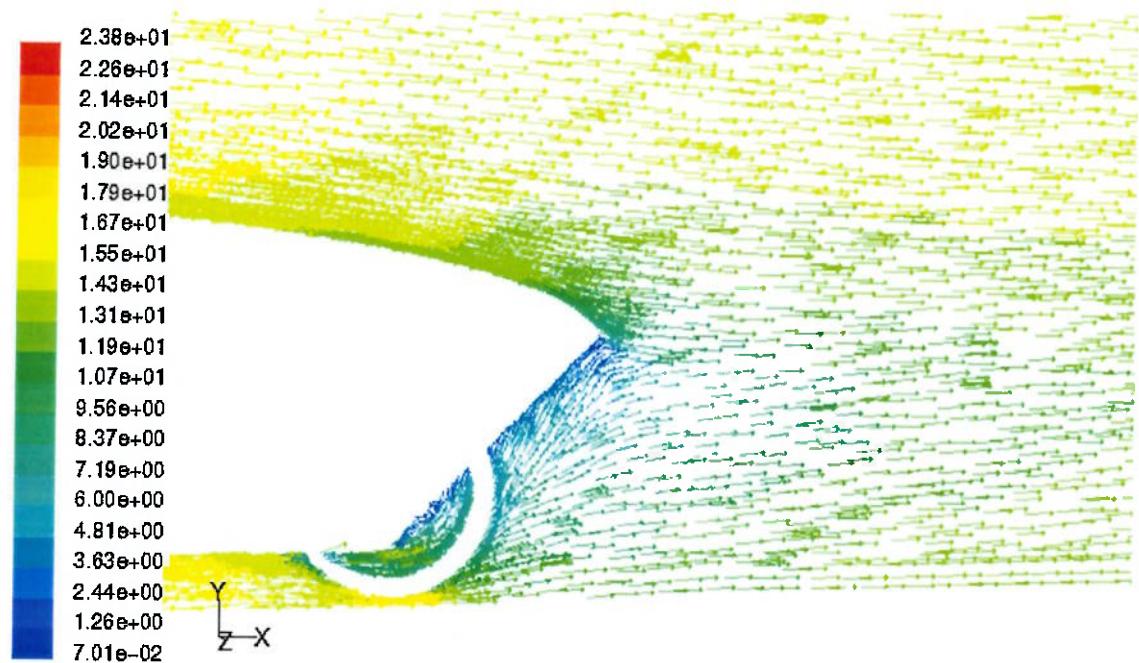


fig. 38 - Vórtices na traseira do protótipo 3

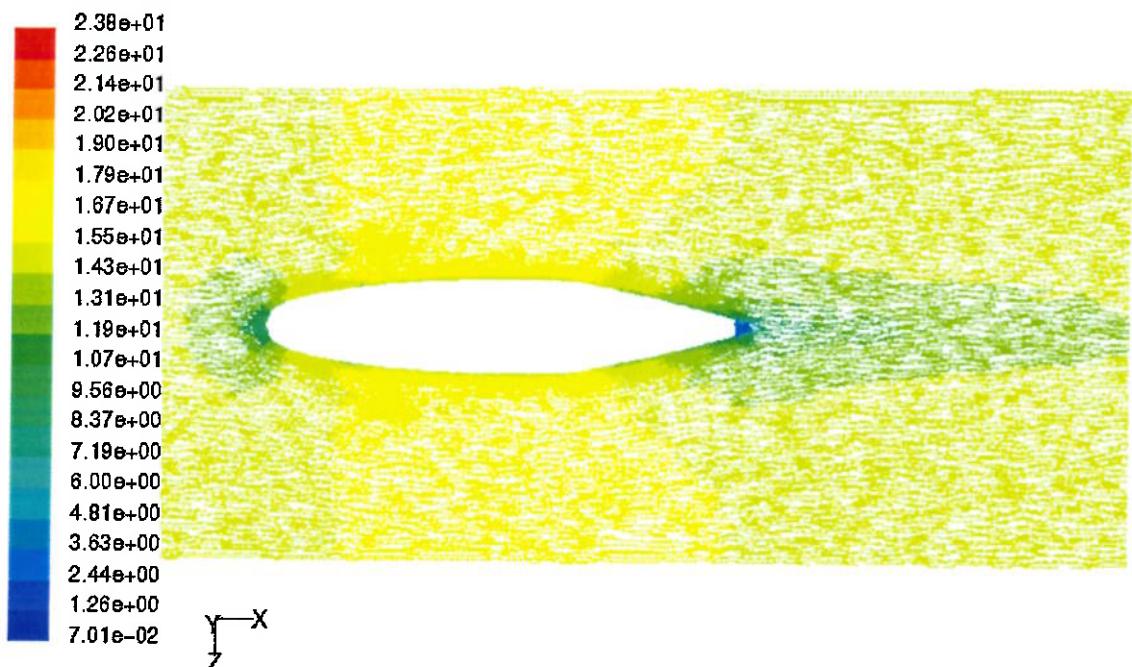


fig. 39 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 3 no plano XZ

7.2.4 Protótipo 4

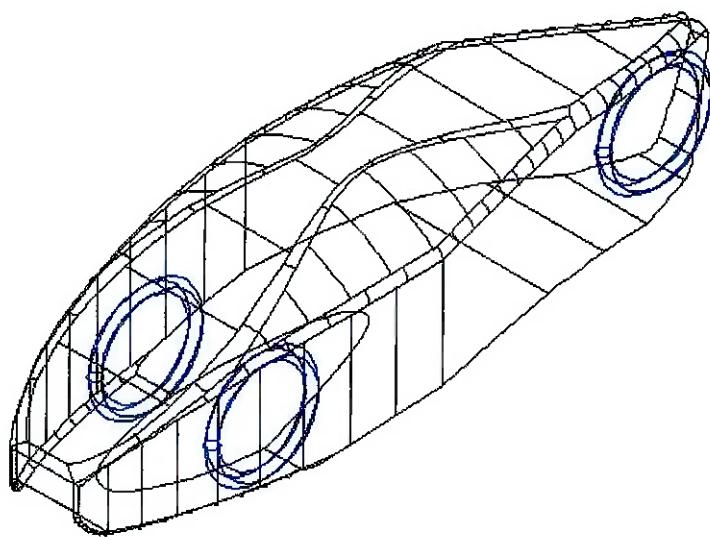


fig. 40 - Protótipo 4

Distância do solo: 0,04m

Eixo frontal: 0,60m

Força de arrasto: 19,179 N $C_D = 0,174$

Força de Sustentação: 30,476 N $C_L = 0,276$

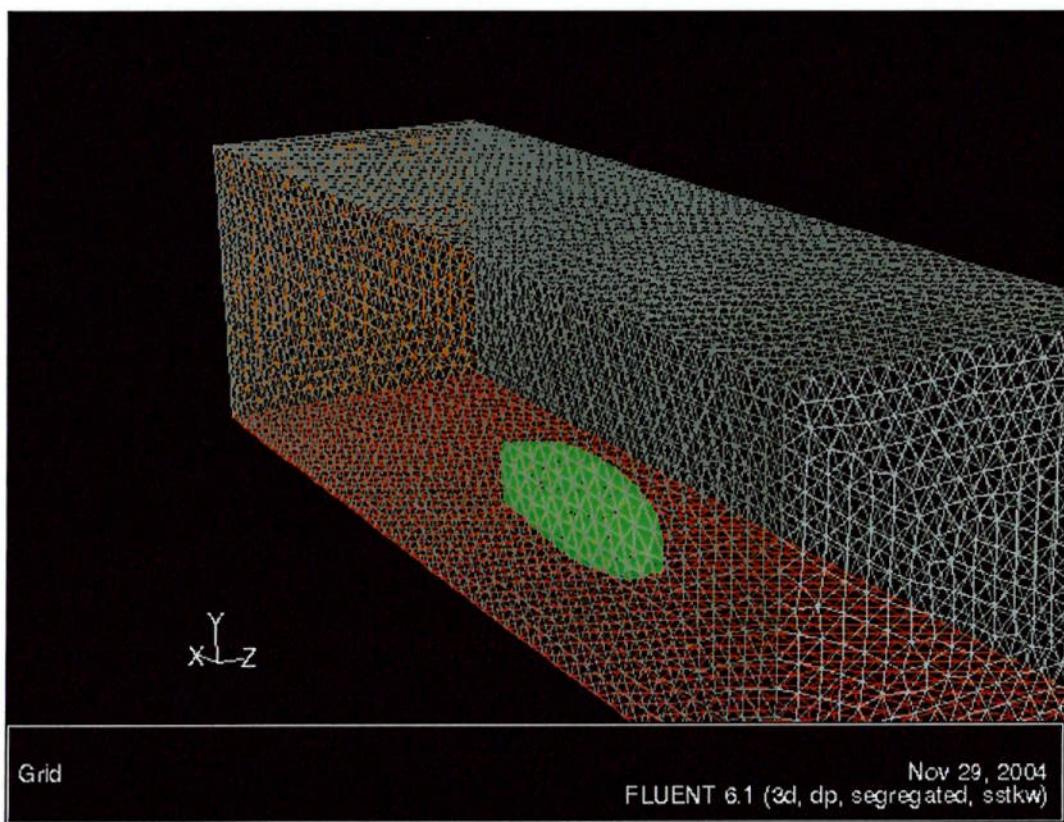
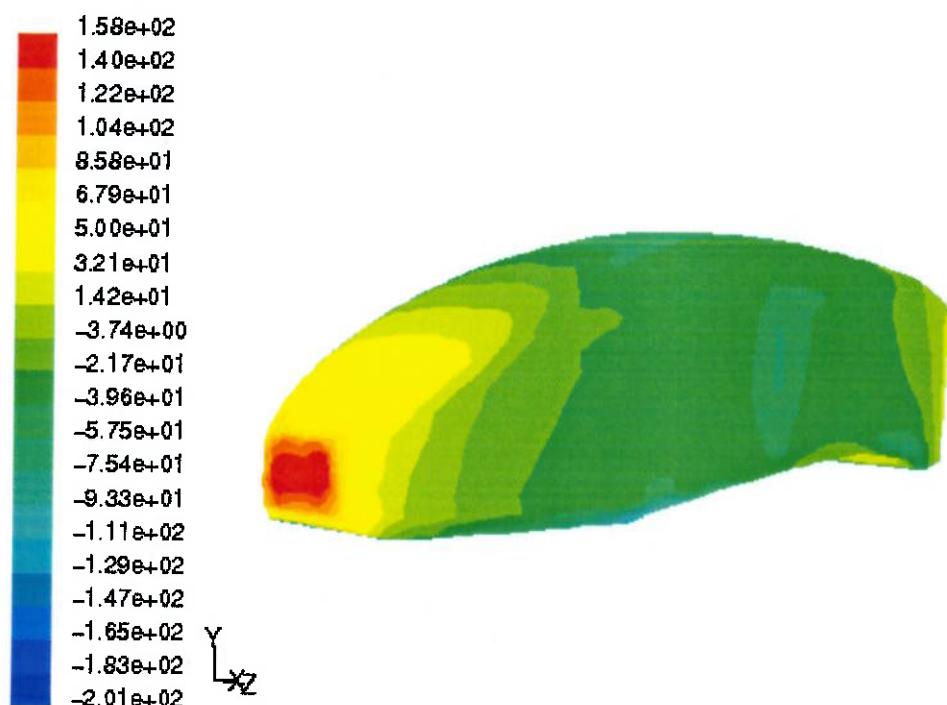


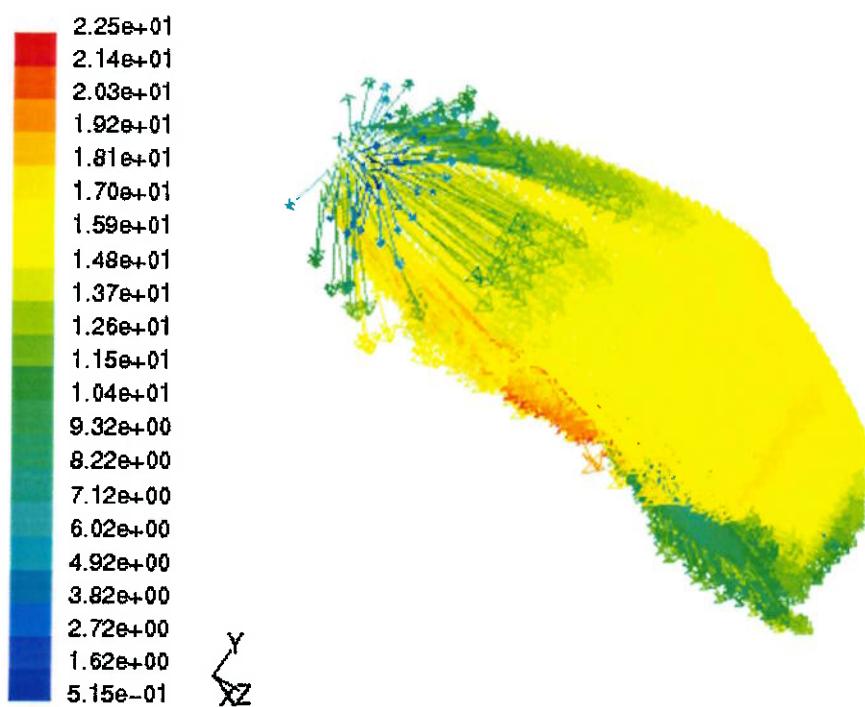
fig. 41 - Malha de Simulação do Protótipo 4



Contours of Static Pressure (pascal)

Nov 29, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 42 - Contorno de Intensidade das Pressões no Protótipo 4



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Nov 29, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, sstkw)

fig. 43 - Vetores de velocidade no protótipo 4

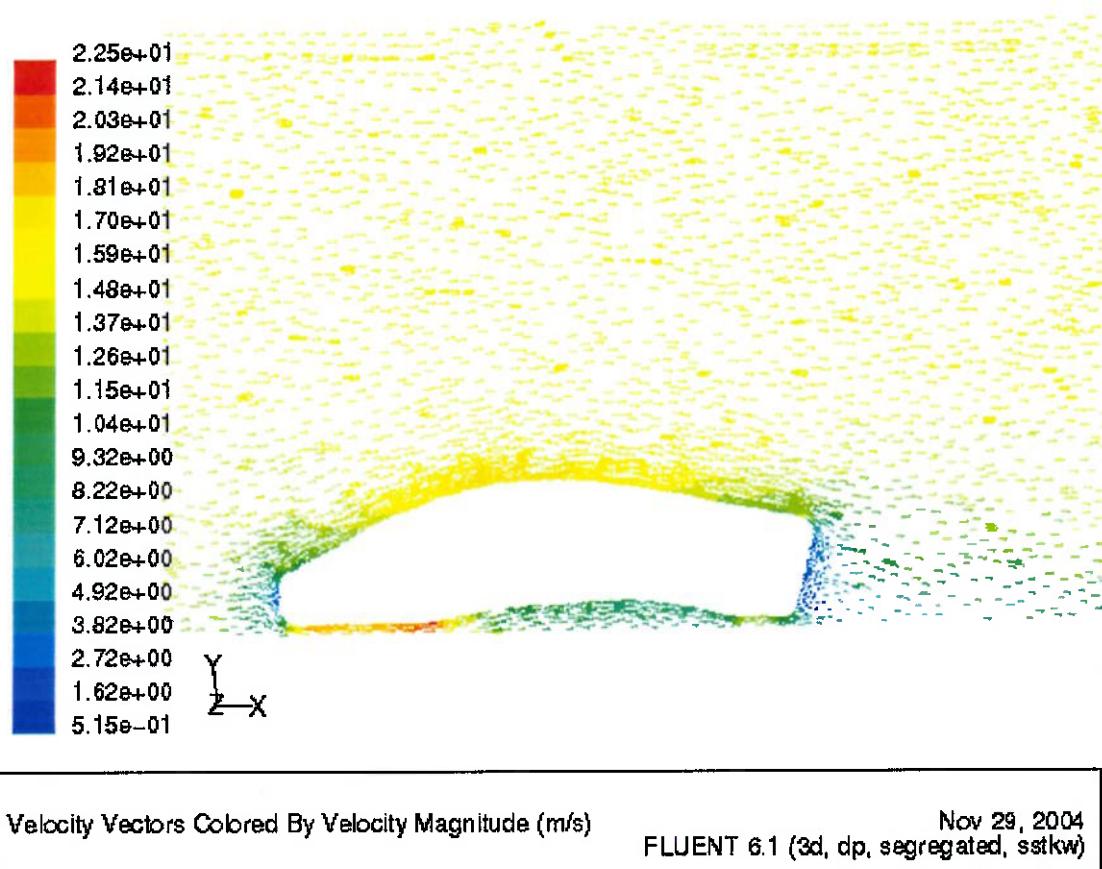


fig. 44 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 4 no plano XY

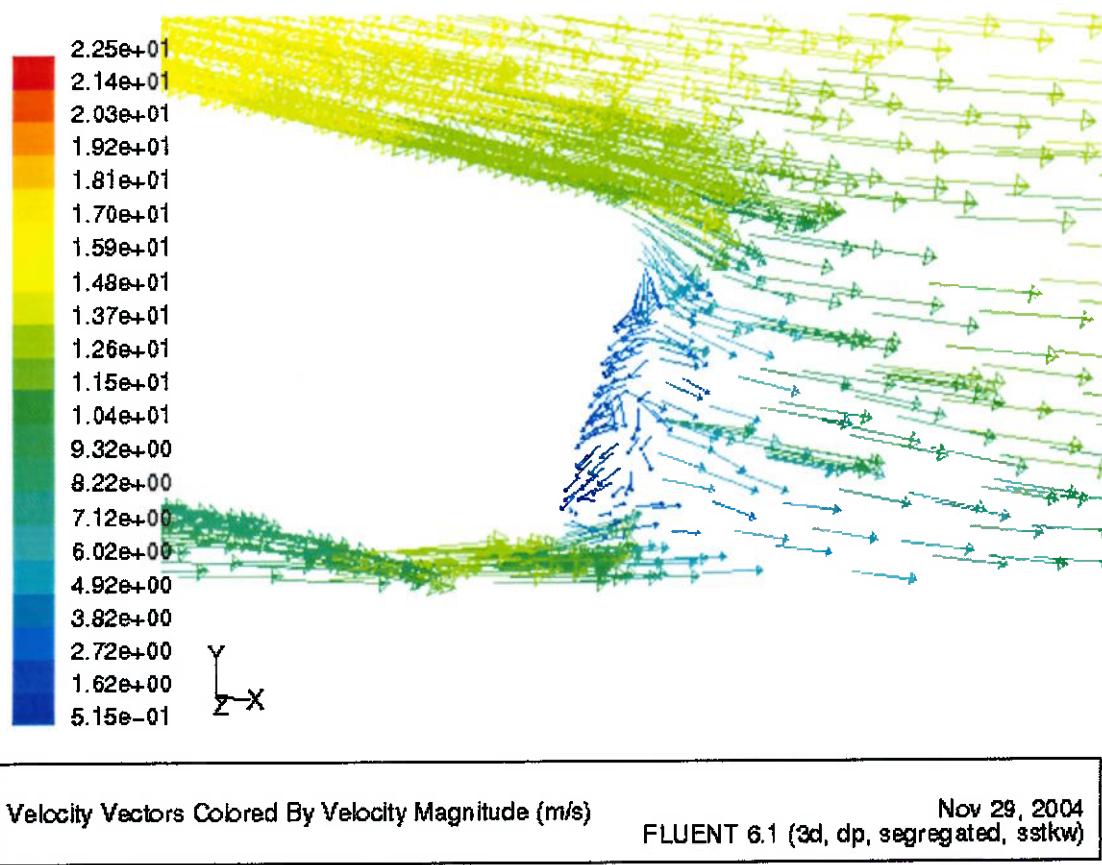


fig. 45 - Vórtices na traseira do protótipo 4

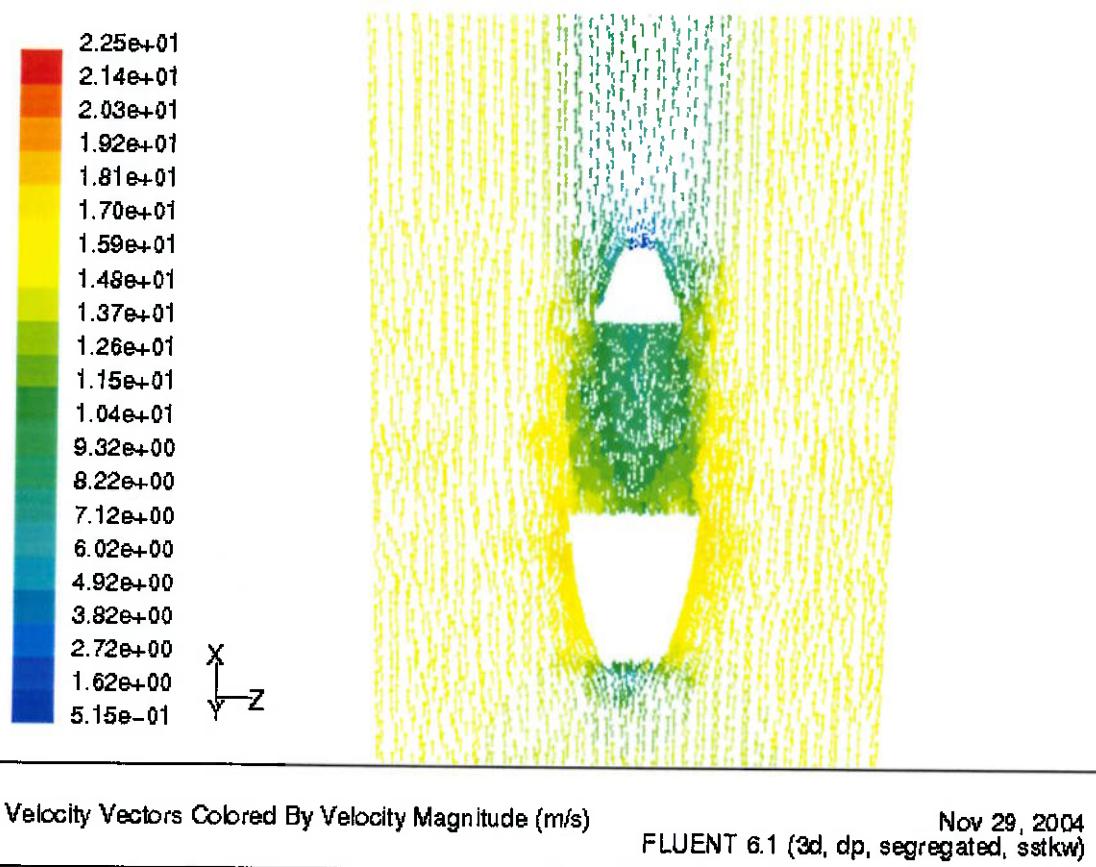


fig. 46 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 4 no plano XZ

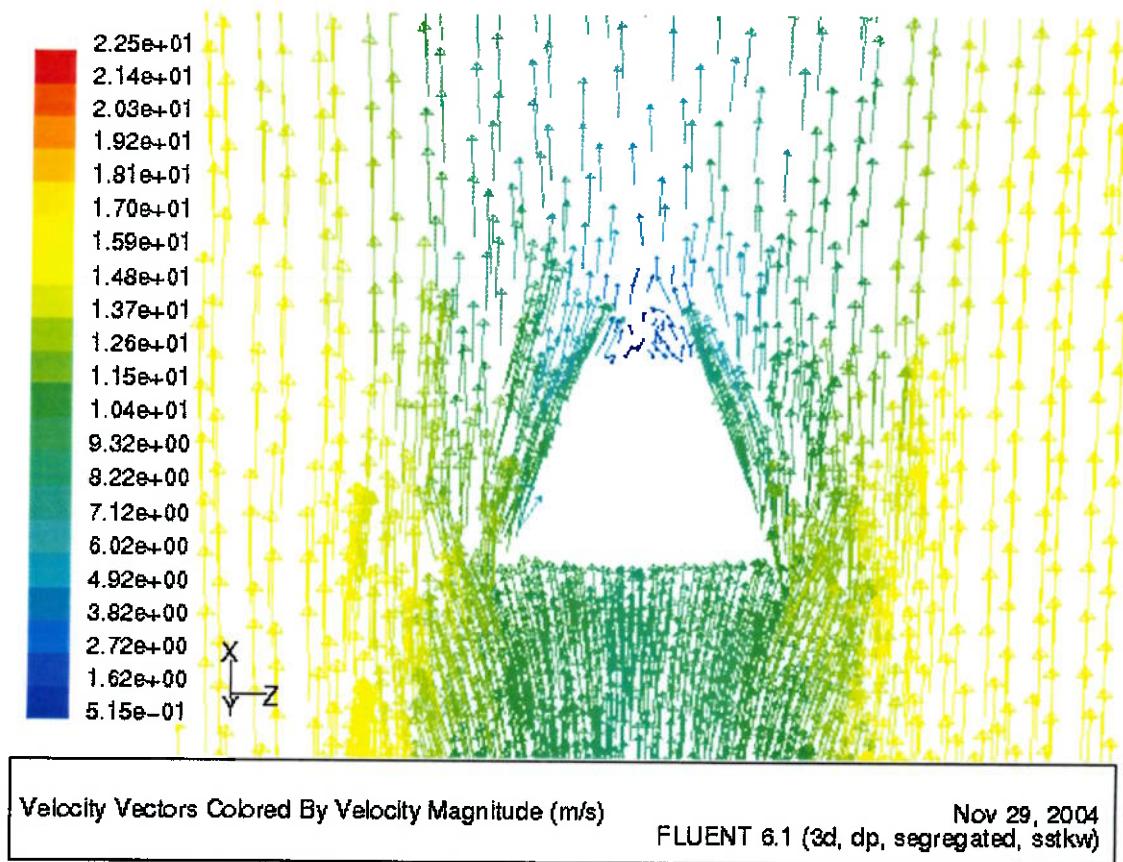


fig. 47 - Vórtices protótipo 4 no plano XZ

7.2.5 Protótipo 4 - Simulação em duas dimensões

Força de arrasto: 21,538 N $C_D = 0,195$

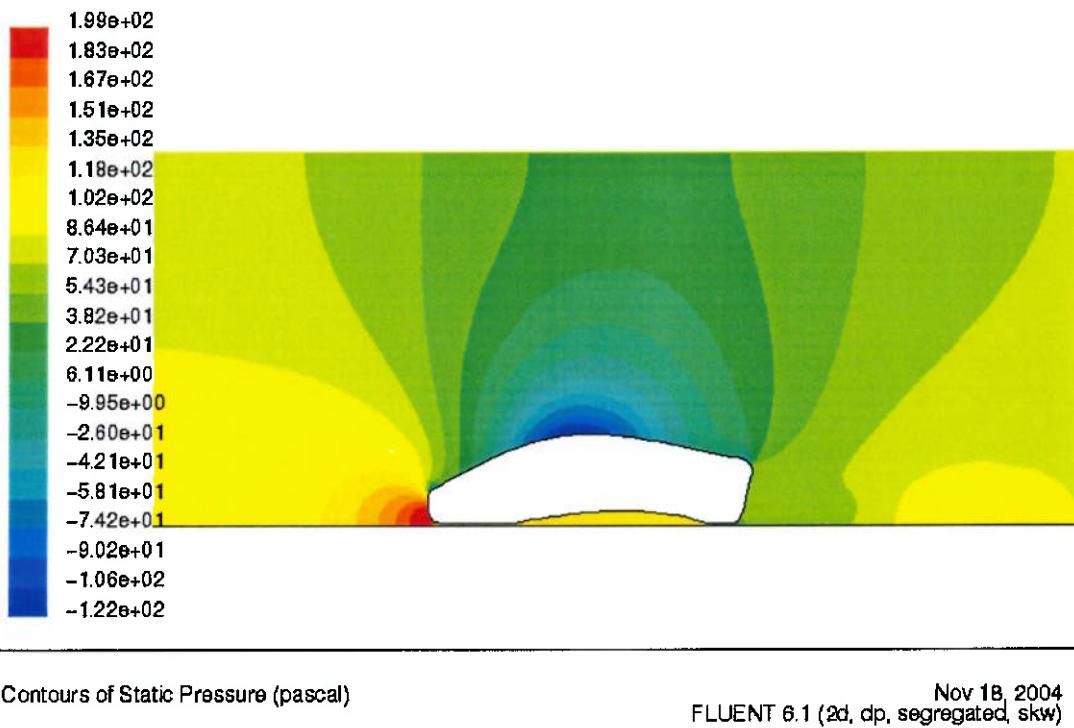


fig. 48 - Pressão ao redor do protótipo 4 - Simulação 2D

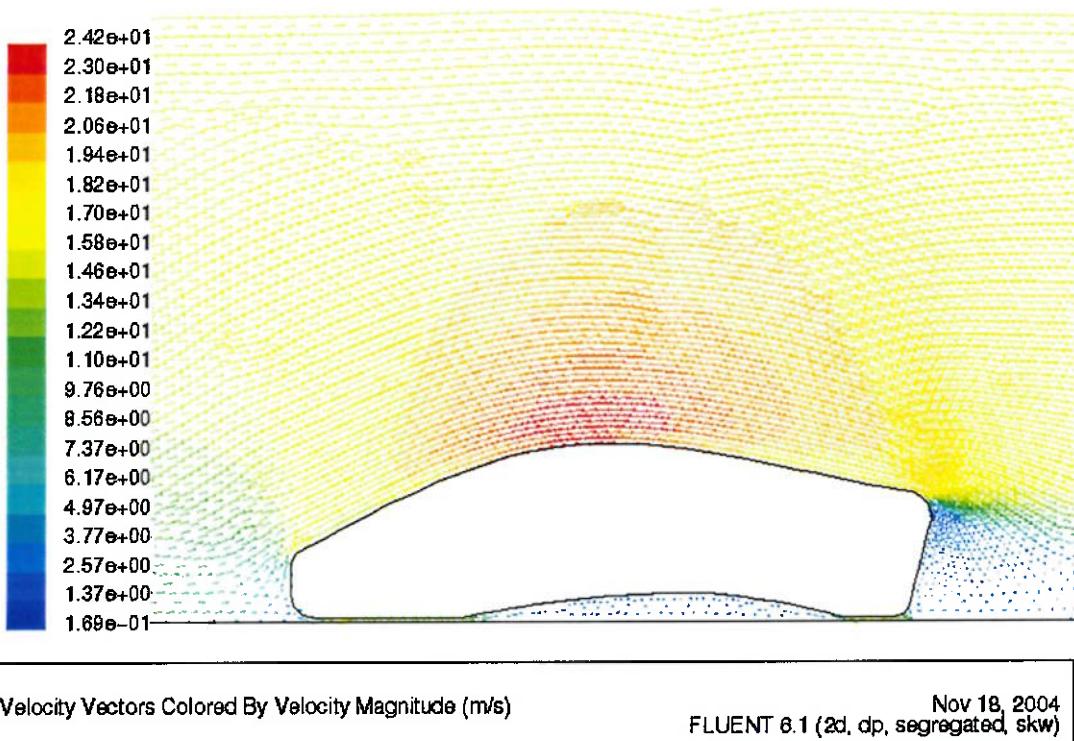


fig. 49 - Vetores de velocidade ao redor do protótipo 4 - Simulação 2D

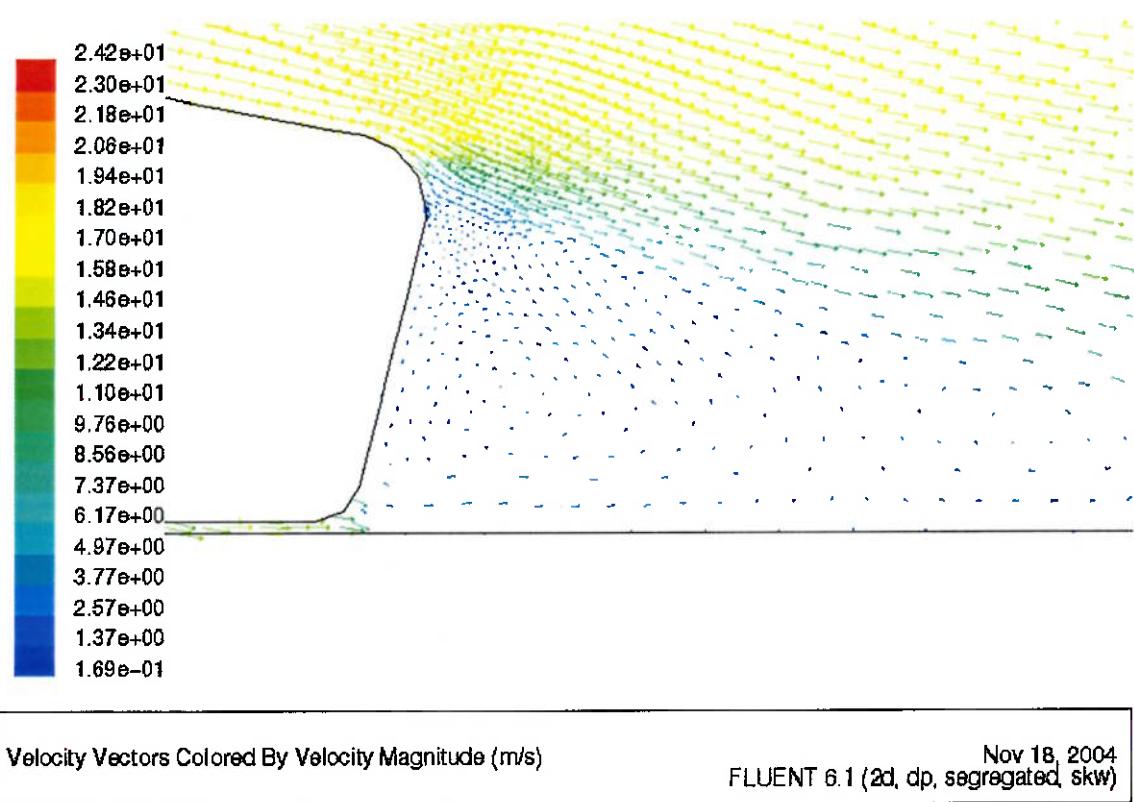


fig. 50 - Recirculação na parte traseira do protótipo 4 - Simulação 2D

8 Conclusão

Numa constante busca pela diminuição da emissão de poluentes para a atmosfera, e veículos mais econômicos, a competição inspira jovens estudantes de engenharia a desenvolver e pesquisar novas técnicas para atender tais requisitos.

Visando inserir a Escola Politécnica neste conceito, este trabalho priorizou o estudo dos principais fatores que influenciam no consumo de combustível, dimensionando o veículo a trabalhar em uma faixa ótima, diminuindo ao máximo as perdas e eliminando gastos desnecessários de energia.

Os principais sistemas dimensionados foram: o trem de força e a aerodinâmica. O trem de força é responsável pela transmissão do torque do motor para a roda, havendo perdas em seus componentes. Cada um deles após estudo foi dimensionado e otimizado para reduzir as perdas levando em consideração a relação peso e eficiência.

Depois de calculadas as resistências do protótipo, verificamos que o motor de 1 hp atende às necessidades até 55 km/h. O motor Honda GX22 mostrou-se o mais apropriado para esta aplicação trabalhando próximo a 5500 rpm, que é o ponto de menor consumo específico de combustível. O motor citado acima já possui embreagem semi-centrífuga que pode ser utilizada sem maiores problemas.

Optou-se por fazer a transmissão por corrente com um estágio devido a uma maior eficiência comparado a outras opções. A presença de um estágio implica numa menor perda devido à relação de transmissão necessária e também facilita no arranjo motor, transmissão e roda.

O sistema de direção adotado é o mesmo utilizado em carrinhos de rolimã, tanto pela simplicidade como pelo peso. Em relação ao freio, será utilizado um freio de fita, que apesar de não ser o mais eficiente entre as opções, atende o regulamento e é o mais leve de todos.

As condições da pista nos levam à não utilização de um sistema de amortecimento e suspensão, só é recomendável a utilização da calibragem máxima permitida na prova para os pneus, evitando perdas por histerese.

Outras perdas envolvidas estão relacionadas ao arrasto aerodinâmico, e após simulações numéricas realizadas, nota-se que estas apesar de bem mais baixas que

as perdas de rolamentos mostram-se significativas representando em torno de 10% das perdas totais a 35 km/h.

Nota-se que devido à baixa velocidade envolvida, as diferenças entre os modelos simulados são bastante reduzidas, quase não havendo diferenças entre modelos com rodas cobertas e rodas exposta. Porém optou-se pela solução de rodas cobertas que apresentava um menor arrasto.

As simulações mostraram também não haver diferença em relação à distância entre o solo e o veículo, sendo este então projetado para andar rente ao solo (0.04m). Sendo o chassi construído preferencialmente de fibra de vidro resinado, oferecendo um melhor acabamento, resistência e peso aceitável.

Como resultado temos o projeto básico do veículo e seus principais sistemas, faltando ainda um sofisticado sistema de injeção e monitoramento de consumo para poder melhorar ainda mais a eficiência do projeto.

9 BIBLIOGRAFIA

- [1]. Tocalino, R.C. Elementos de Máquinas. São Paulo: L.P.M., 1965. v.1.
- [2]. Tocalino, R.C. Elementos de Máquinas. São Paulo: L.P.M., 1965. v.2.
- [3]. Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 495p.
- [4]. Shigley, J.E. Elementos de Máquinas. Michigan. Livros Técnicos e Científicos editora, 1981. v1
- [5]. Shigley, J.E. Elementos de Máquinas. Michigan. Livros Técnicos e Científicos editora, 1981. v1
- [6]. Zampese, B. Manual de Elementos de Construção de Máquinas. São Paulo. Grêmio Politécnico, 1976.
- [7]. Niemann, G. Elementos de Máquinas volume III. Alemanha. Editora Edgard Blucher LTDA, 1971.
- [8]. Erickson, W.D. Belt Selection and Application for Engineers. Denver. Dekker midi, 1987. 485p.
- [9]. Anderson, J. D. Fundamentals of Aerodynamics 2^a ed. Estados Unidos: Mc-Graw-Hill, 1991.
- [10]. Maliska, C. R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. LTC S.A., 1995.
- [11]. Raupp, E. M. Análise de influência de winglets nos coeficientes aerodinâmicos de uma asa utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacionais. 2003, Trabalho de Formatura – Escola Politécnica. Universidade de São Paulo. São Paulo

Sites

- Eco-marathon: http://www.shell.com/home/Framework?siteId=fr-fr&FC2=/fr-fr/html/iwgen/society_environment/eco_marathon/infos_presse/zzz_lhn.html&FC3=/fr-fr/html/iwgen/society_environment/eco_marathon/infos_presse/shell_eco_infos_presse_edition_2004_anglais_080204_1200.html
Campeões <http://perso.club-internet.fr/lepaludf/pv3e/concurrents.html>

10 Anexos

Correias Gates, fabricadas com Neoprene da DuPont



Fator de Serviço

Cálculo de transmissão por correia em "V"

Dados necessários:

- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1. Tipo do Motor | 5. Rotacão da Máquina ou Equipamento |
| 2. Potência do Motor | 6. Distânciia entre Centros |
| 3. Rotacão do Motor | 7. Tempo de Trabalho diário da Máquina ou Equipamento. |
| 4. Tipo de Máquina ou Equipamento | |

I – Determine a Potência Projetada (HPP)

$$HPP = HP \times Fs$$

onde,

HP = Potência do Motor (HP)

F_s = Fator de Serviço (Tabela 1)

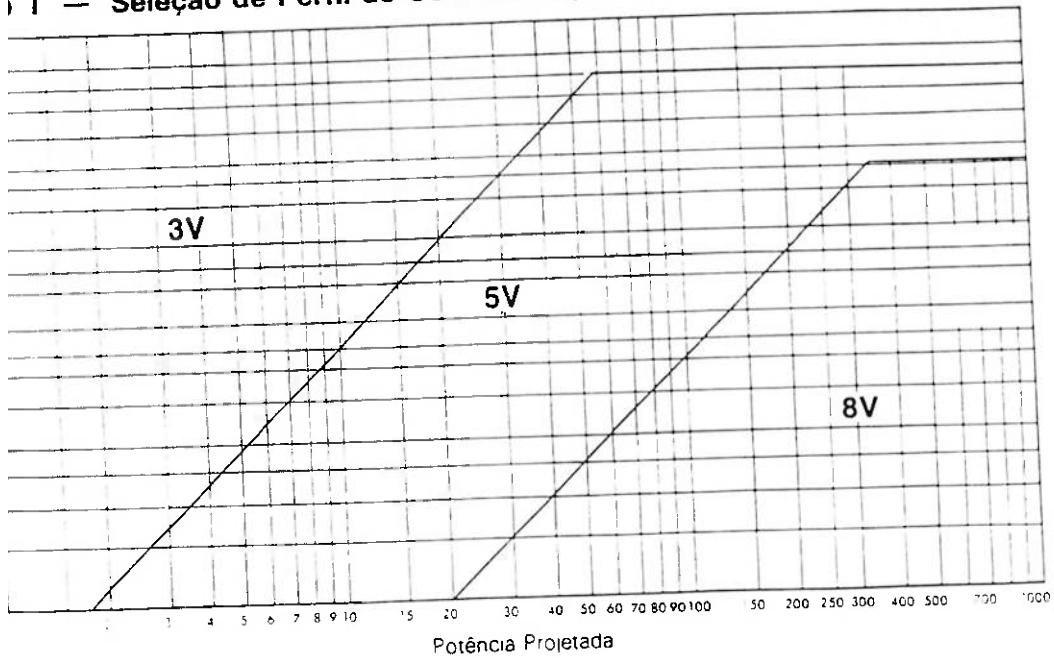
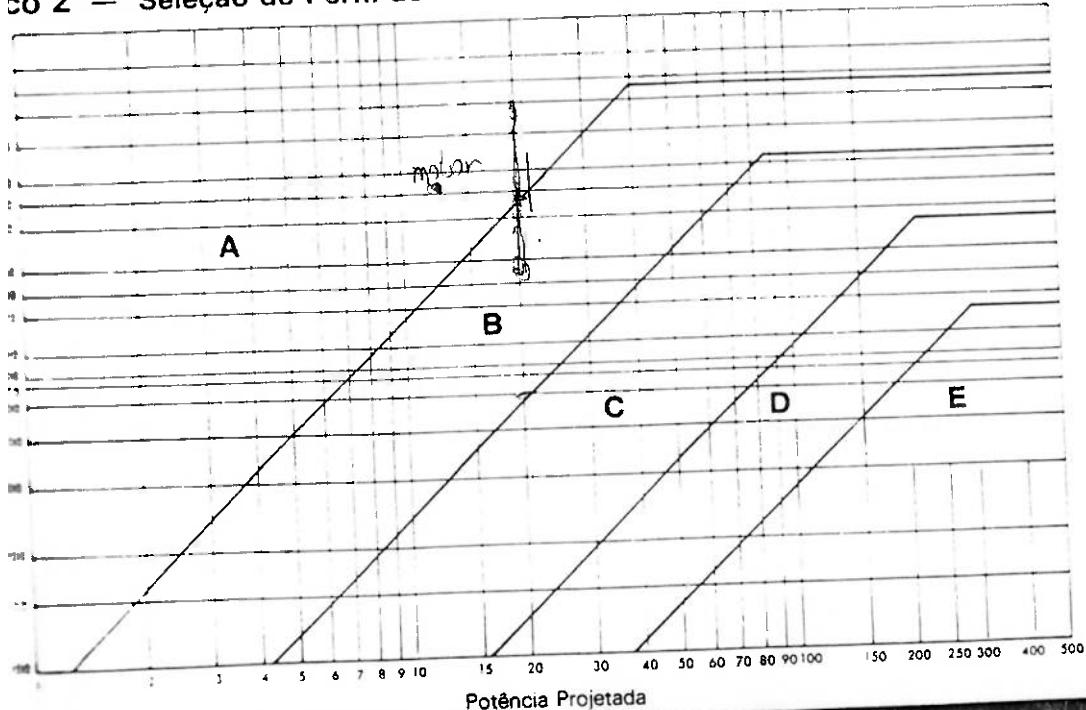
Tabela nº 1 — Fator de Serviço

Máquina Condutada	Máquina Condutora																		
As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração.	<p>Motores AC: Torque Normal, Rotor Gaiola de Anéis, Síncronicos, Divisão de Fase</p> <p>Motores DC: Enrolados em Derivação</p> <p>Motores Estacionários: Combustão interna de Múltiplos Cilindros</p>																		
Agitadores para Líquidos Ventiladores e Exaustores Bombas Centrifugas e Compressores Ventiladores até 10 HP *Transportadores de Carga Leve	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Serviço Intermítente</th> <th>Serviço Normal</th> <th>Serviço Contínuo</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3-5 hs diárias ou periodicamente</td> <td>8-10 hs diárias</td> <td>16-24 hs diárias</td> </tr> <tr> <td>1,0</td> <td>1,1</td> <td>1,2</td> </tr> <tr> <td>1,1</td> <td>1,2</td> <td>1,3</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>1,3</td> <td>1,4</td> </tr> <tr> <td>1,3</td> <td>1,4</td> <td>1,5</td> </tr> </tbody> </table>	Serviço Intermítente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
Serviço Intermítente	Serviço Normal	Serviço Contínuo																	
3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias																	
1,0	1,1	1,2																	
1,1	1,2	1,3																	
1,2	1,3	1,4																	
1,3	1,4	1,5																	
Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais de 10 HP Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Puncões, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrifugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Serviço Intermítente</th> <th>Serviço Normal</th> <th>Serviço Contínuo</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3-5 hs diárias ou periodicamente</td> <td>8-10 hs diárias</td> <td>16-24 hs diárias</td> </tr> <tr> <td>1,1</td> <td>1,2</td> <td>1,3</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>1,3</td> <td>1,4</td> </tr> <tr> <td>1,4</td> <td>1,5</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>1,6</td> <td>1,6</td> <td>1,8</td> </tr> </tbody> </table>	Serviço Intermítente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,8
Serviço Intermítente	Serviço Normal	Serviço Contínuo																	
3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias																	
1,1	1,2	1,3																	
1,2	1,3	1,4																	
1,4	1,5	1,5																	
1,6	1,6	1,8																	
Mequinário para Óleos Dessecadores de Canecas Excavadores Compressores de Pistão Moinhos de Martelo Moinhos para Indústria de Papel Bombas de Pistões Serranias e Maquinário de Carpintaria Alimentadores Têxteis	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Serviço Intermítente</th> <th>Serviço Normal</th> <th>Serviço Contínuo</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3-5 hs diárias ou periodicamente</td> <td>8-10 hs diárias</td> <td>16-24 hs diárias</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>1,3</td> <td>1,4</td> </tr> <tr> <td>1,4</td> <td>1,5</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>1,6</td> <td>1,6</td> <td>1,8</td> </tr> </tbody> </table>	Serviço Intermítente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,8			
Serviço Intermítente	Serviço Normal	Serviço Contínuo																	
3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias																	
1,2	1,3	1,4																	
1,4	1,5	1,5																	
1,6	1,6	1,8																	
Entalhadores (Giratônios e de Mandíbulas) Quintuplicadores Maturadores, Calandras e Moinhos para Biscoitos	<p>Motores AC: Alto Torque, Alto Escorregamento, Repulsão-Indução, Monofásico, Enrolado em Série, Anéis Coletores</p> <p>Motores DC: Enrolados em Série, Enrolados mistos</p> <p>Motores Estacionários: Combustão interna de um Cilindro*</p> <p>Eixos de Transmissão</p> <p>Embreagens</p>																		

• O fator de Serviço deverá ser aplicado sobre o valor para regime contínuo, mencionado na placa de identificação do próprio motor. Subtraia 0,2 (com um fator de serviço mínimo de 1,0) quando se tratar de classificação máxima intermitente.

etermine o Perfil Apropriado

Potência Projetada (HPP) e da rotacão do eixo mais rapido determina-se o perfil da correia através dos Gráficos 1 (Correias Super HC) e 2 (Correias Hi-Power II).

1 — Seleção de Perfil de Correias Super HC**Gráfico 2 — Seleção de Perfil de Correias Hi-Power II**

Correias Gates, fabricadas com Neoprene da DuPont



Diâmetros das Polias

III. Determine os Diâmetros das Polias

Através das Tabelas 2 (Correias Super HC) e 3 (Correias Hi-Power II), determina-se o diâmetro menor em função da potência do motor (HP) e da rotação do eixo mais rápido, segundo norma NEMA MG-1-14 42 de junho de 1972.

Tabela 2 —
Diâmetros externos mínimos recomendados para correias Super HC (em polegadas).

HP do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						HP do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
1/2	—	—	2,2	—	—	—	1/2
3/4	—	—	2,4	2,2	—	—	3/4
1	3,0	2,5	2,4	2,4	2,2	—	1
1 1/2	3,0	3,0	2,4	2,4	2,2	1 1/2	1 1/2
2	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	2	2
2 1/2	3,8	3,8	3,0	2,4	2,4	3	3
3	4,5	4,5	3,8	3,0	2,4	5	5
4	4,5	4,5	4,4	3,8	3,0	7 1/2	7 1/2
5	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	—	—
7 1/2	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	10	10
10	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	15	15
15	8,2	6,8	6,0	5,2	4,4	20	20
20	9,0	8,2	6,8	6,0	4,4	25	25
25	10	9,0	6,8	6,8	5,2	30	30
30	10	10	8,2	6,8	6,0	40	40
40	11	10	8,4	8,2	6,8	50	50
50	12	11	10	8,0	7,4	60	60
60	12	11	10	8,0	7,4	75	75
75	14	13	12	10	8,6	100	100
100	15	15	12	10	8,6	125	125
125	18	15	15	12	10,5	125	125
150	20	18	18	13	10,5	150	150
200	22	22	22	—	13,2	200	200
250	22	22	—	—	—	250	250
300	27	27	—	—	—	300	300

* Rotação para motores elétricos de 50 ciclos

Através das tabelas de potência das páginas 8 a 15, determine o diâmetro mínimo por tipo de Perfil.

Adote, então, o Diâmetro que satisfaca às duas condições.

Encontrado o diâmetro menor, determine o diâmetro maior.

$$D = d \cdot \frac{\text{rpm maior}}{\text{rpm menor}}$$

ou

$$D = d \cdot i$$

onde,
 i = relação de transmissão

Tabela 3 —
Diâmetros Pitch mínimos recomendados para correias Hi-Power II (em polegadas).

HP do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						HP do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
1/2	2,5	2,5	2,2	—	—	—	1/2
3/4	3	2,5	2,4	2,2	—	—	3/4
1	3	3	2,4	2,4	2,2	—	1
1 1/2	3	3	2,4	2,4	2,4	2,2	1 1/2
2	3,8	3	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	3,0	2,6	3
5	4,5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	5
7 1/2	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7 1/2
10	6	5,2	4,6	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6	5,4	4,6	4,4	3,8	15
20	8,2	8,2	6,8	6,0	5,4	4,6	20
25	9	8,2	6,8	6,0	5,0	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,4	—	30
40	10	10	8,2	8,2	6,8	—	40
50	11	10	8,4	8,0	8,2	6,8	50
60	12	11	10,0	9,0	7,4	—	60
75	14	13	10,5	10,0	9,0	—	75
100	13	15	12,5	11,0	10,0	—	100
125	20	18	15	12,5	11,5	—	125
150	22	20	18	13	—	—	150
200	22	22	22	—	—	—	200
250	22	22	22	—	—	—	250
300	27	27	27	—	—	—	300

mento das
s Super HC



Correias Gates, fabricadas
com Neoprene da DuPont

Determine o Comprimento Experimental da Correia (L)

$$= 2.C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4.C}$$

onde,

C = Distância entre Centros
D = Diâmetro maior
d = Diâmetro menor

Se a distância entre centros não for conhecida, determine, experimentalmente, da seguinte forma:

$$C = \frac{3.d + D}{2}$$

onde,

D = Diâmetro maior
d = Diâmetro menor

Utilize o comprimento e diâmetro externo para correias Super HC e comprimento e diâmetro Pitch para correias Hi-Power II.

Escolha a correia adequada

De acordo com a Tabela 4 (Correias Super HC) e da Tabela 5 (Correias Hi-Power II) escolha a correia que mais se aproxime do comprimento calculado na 5ª etapa.

Tabela 4 — Comprimento das Correias Super HC.

3V				5V				8V			
Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.										
25	635	3V250	71 1805	3V710	50 1270	5V500	140 3555	5V1400	100 2540	8V1000	280 7110 8V2800
26 $\frac{1}{2}$	675	3V265	75 1905	3V750	53 1345	5V530	150 3810	5V1500	106 2690	8V1060	300 7620 8V3000
28	710	3V280	80 2030	3V800	56 1420	5V560	160 4065	5V1600	112 2845	8V1120	315 8000 8V3150
30	760	3V300	85 2160	3V850	60 1525	5V600	170 4320	5V1700	118 2995	8V1180	335 8510 8V3350
31 $\frac{1}{2}$	800	3V315	90 2285	3V900	63 1600	5V630	180 4570	5V1800	125 3175	8V1250	355 9017 8V3550
33 $\frac{1}{2}$	850	3V335	95 2415	3V950	67 1700	5V670	190 4825	5V1900	132 3355	8V1320	375 9525 8V3750
35 $\frac{1}{2}$	900	3V355	100 2540	3V1000	71 1805	5V710	200 5080	5V2000	140 3555	8V1400	400 10160 8V4000
37 $\frac{1}{2}$	955	3V375	106 2690	3V1060	75 1905	5V750	212 5385	5V2120	150 3810	8V1500	425 10795 8V4250
40	1015	3V400	112 2845	3V1120	80 2030	5V800	224 5690	5V2240	160 4065	8V1600	450 11430 8V4500
42 $\frac{1}{2}$	1080	3V425	118 2995	3V1180	85 2160	5V850	236 5995	5V2360	170 4320	8V1700	475 12065 8V4750
45	1145	3V450	125 3175	3V1250	90 2285	5V900	250 6350	5V2500	180 4570	8V1800	500 12700 8V5000
47 $\frac{1}{2}$	1205	3V475	132 3355	3V1320	95 2415	5V950	265 6730	5V2650	190 4825	8V1900	560 14225 8V5600
50	1270	3V500	140 3555	3V1400	100 2540	5V1000	280 7110	5V2800	200 5080	8V2000	212 5385 8V2120
53	1345	3V530			106 2690	5V1060	300 7620	5V3000	224 5690	8V2240	
56	1420	3V560			112 2845	5V1120	315 8000	5V3150			
60	1525	3V600			118 2995	5V1180	335 8510	5V3350	236 5995	8V2360	
63	1600	3V630			125 3175	5V1250	355 9015	5V3550	250 6350	8V2500	
67	1700	3V670			132 3355	5V1320			265 6730	8V2650	

Comprimento das
Correias Hi-Power II

Correias Gates, fabricadas
com Neoprene da DuPont



Tabela 5 — Comprimento das correias Hi-Power II

PERFIL A		PERFIL B		PERFIL C		PERFIL D		PERFIL E						
Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH				
	Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm			
A-26	27.3	695	B-35	36.8	935	C-51	53.9	1370	D-120	123.3	3130	180	184.5	4685
27	28.3	720	37	38.8	985	55	57.9	1470	128	131.3	3335	195	199.5	5065
31	32.3	820	38	39.8	1010	58	60.9	1545	136	139.3	3540	202	206.5	5245
32	33.3	845	39	40.8	1035	60	52.9	1600	144	147.3	3740	210	214.5	5450
33	34.3	870	42	43.8	1115	53	65.9	1675	158	161.3	4095	225	229.5	5830
35	36.3	920	46	47.8	1215	68	70.9	1800	162	165.3	4200	240	241.0	6120
37	38.3	975	48	49.8	1265	71	73.9	1875	173	176.3	4480	270	271.0	6885
38	39.3	1000	50	51.8	1315	72	74.9	1900	180	183.3	4655	300	301.0	7645
41	42.3	1075	51	52.8	1340	73	75.9	1930	195	198.3	5035	325	326.0	8280
42	43.3	1100	52	53.8	1365	75	77.9	1980	210	213.3	5420	330	331.0	8405
45	46.3	1175	53	54.8	1390	81	83.9	2130	225	225.8	5735	350	361.0	9170
46	47.3	1200	55	56.8	1445	85	87.9	2235	240	240.8	6115	370	321.0	9930
47	48.3	1225	60	51.8	1570	90	92.9	2360	250	250.8	6370	420	1421.0	10695
49	50.3	1280	63	54.8	1645	96	98.9	2510	270	270.8	6880	480	1451.0	12215
50	51.3	1305	64	55.8	1670	100	102.9	2615	300	300.8	7640			
51	52.3	1330	65	66.8	1695	105	107.9	2740	330	330.8	8400			
53	54.3	1380	68	69.8	1775	112	114.9	2920	360	360.8	9165			
54	55.3	1405	71	72.8	1850	120	122.9	3120	390	390.8	9925			
55	56.3	1430	73	74.8	1900	128	130.9	3325	420	420.8	10690			
57	58.3	1480	75	76.8	1950	136	138.9	3530	480	480.8	12210			
60	61.3	1555	78	79.8	2025	144	146.9	3730						
62	63.3	1610	81	82.8	2105	158	160.9	4085						
64	65.3	1660	85	86.8	2205	162	164.9	4190						
66	67.3	1710	90	91.8	2330	173	175.9	4470						
68	69.3	1760	93	94.8	2410	180	182.9	4645						
69	70.3	1735	95	96.8	2460	195	197.9	5025						
71	72.3	1835	97	98.8	2510	210	212.9	5410						
75	76.3	1940	105	106.8	2715	225	225.9	5740						
80	81.3	2065	112	113.8	2890	240	240.9	6120						
85	86.3	2190	120	121.8	3095	255	255.9	6500						
90	91.3	2320	124	125.8	3195	270	270.9	6880						
96	97.3	2470	128	129.8	3295	300	300.9	7645						
105	106.3	2700	136	137.8	3500	330	330.9	8405						
112	113.3	2880	144	145.8	3705	360	360.9	9165						
120	121.3	3080	158	159.8	4060	390	390.9	9930						
128	129.3	3285	162	163.8	4160	420	420.9	10690						
136	137.3	3485	173	174.8	4440									
144	145.3	3690	180	181.8	4620									
158	159.3	4045	195	196.8	5000									
162	163.3	4150	210	211.8	5380									
173	174.3	4425	225	225.3	5725									
180	181.3	4605	240	240.3	6105									
			270	270.3	6865									
			300	300.3	7630									
			330	330.3	8390									
			360	360.3	9150									

Sómente na construção individual
Nas construções individual e PowerBand

VI. Recalcule a distância entre Centros (DC)

$$D_c = \frac{A - h(D - d)}{2}$$

onde, $A = L_c - 1.57(D + d)$
 $L_c =$ Comprimento da Correia Escolhida
 $h =$ Fator de correção da Distância entre
 centros (tabela 6)
 $D =$ Diâmetro maior
 $d =$ Diâmetro menor

ores de correção



Correias Gates, fabricadas
com Neoprene da DuPont

Tabela 6 — Fator de correção da distância entre centros (h)

D - d A	Fator h										
0,00	0,00	0,12	0,06	0,23	0,12	0,34	0,18	0,43	0,24	0,51	0,30
0,02	0,01	0,14	0,07	0,25	0,13	0,35	0,19	0,44	0,25		
0,04	0,02	0,16	0,08	0,27	0,14	0,37	0,20	0,46	0,26		
0,06	0,03	0,18	0,09	0,29	0,15	0,39	0,21	0,47	0,27		
0,08	0,04	0,20	0,10	0,30	0,16	0,40	0,22	0,48	0,28		
0,10	0,05	0,21	0,11	0,32	0,17	0,41	0,23	0,50	0,29		

II - Determine a potência transmitida por correia(hp)

onde, hp_b = potência básica (tabelas 10 à 17)

hp_a = potência adicional (tabelas 10 à 17)

F_c = fator de Correcção de Comprimento (tabelas 7 e 8)

F_g = Fator de Correcção de Arco de Contato
(tabela 9)

Tabela 7
Fator de correção de comprimento
de correias Super HC

Ref. Super HC	3V		5V		8V	
	Ref. Super HC	Fator de Correcção	Ref. Super HC	Fator de Correcção	Ref. Super HC	Fator de Correcção
SV250	0,83	SV500	0,85	8V1000	0,87	
SV265	0,84	SV530	0,86	8V1060	0,88	
SV280	0,85	SV560	0,87	8V1120	0,88	
SV300	0,86	SV600	0,88	8V1180	0,89	
SV315	0,87	SV630	0,89	8V1250	0,90	
SV335	0,88	SV670	0,90	8V1320	0,91	
SV355	0,89	SV710	0,91	8V1400	0,92	
SV375	0,90	SV750	0,92	8V1500	0,93	
SV400	0,92	SV800	0,93	8V1600	0,94	
SV425	0,93	SV850	0,94	8V1700	0,94	
SV450	0,94	SV900	0,95	8V1800	0,95	
SV475	0,95	SV950	0,96	8V1900	0,96	
SV500	0,96	SV1000	0,96	8V2000	0,97	
SV530	0,97	SV1060	0,97	8V2120	0,98	
SV560	0,98	SV1120	0,98	8V2240	0,98	
SV600	0,99	SV1180	0,99	8V2360	0,99	
SV630	1,00	SV1250	1,00	8V2500	1,00	
SV670	1,01	SV1320	1,01	8V2650	1,01	
SV710	1,02	SV1400	1,02	8V2800	1,02	
SV750	1,03	SV1500	1,03	8V3000	1,03	
SV800	1,04	SV1600	1,04	8V3150	1,03	
SV850	1,06	SV1700	1,05	8V3350	1,04	
SV900	1,07	SV1800	1,06	8V3550	1,05	
SV950	1,08	SV1900	1,07	8V3750	1,06	
SV1000	1,09	SV2000	1,08	8V4000	1,07	
SV1050	1,10	SV2120	1,09	8V4250	1,08	
SV1120	1,11	SV2240	1,09	8V4500	1,09	
SV1180	1,12	SV2360	1,10	8V4750	1,09	
SV1250	1,13	SV2500	1,11	8V5000	1,10	
SV1320	1,14	SV2650	1,12	8V5600	1,12	
SV1400	1,15	SV2800	1,13			
		5V3000	1,14			
		5V3150	1,15			
		5V3350	1,16			
		5V3550	1,17			

Tabela 8
Fator de correção de comprimento
de correias Hi-Power II

Perfil A	Perfil B		Perfil C		Perfil D		Perfil E		
	Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correcção	
A-26	0,75	B-35	0,77	C-51	0,77	D-120	0,86	E-180	0,92
A-27	0,76	B-37	0,78	C-55	0,79	D-128	0,88	E-195	0,93
A-31	0,79	B-38	0,79	C-60	0,81	D-144	0,90	E-210	0,95
A-32	0,80	B-39	0,80	C-68	0,83	D-158	0,92	E-240	0,97
A-33	0,81	B-42	0,81	C-71	0,84	D-162	0,92	E-270	0,99
A-35	0,82	B-46	0,83	C-75	0,86	D-173	0,94	E-300	1,01
A-37	0,84	B-48	0,84	C-81	0,87	D-180	0,94	E-330	1,03
A-38	0,85	B-52	0,86	C-85	0,88	D-195	0,96	E-360	1,04
A-41	0,86	B-55	0,88	C-90	0,90	D-210	0,98	E-390	1,06
A-42	0,87	B-60	0,90	C-96	0,91	D-225	0,99	E-420	1,07
A-45	0,89	B-64	0,92	C-100	0,92	D-240	1,00	E-480	1,09
A-46	0,90	B-68	0,93	C-105	0,93	D-270	1,02		
A-49	0,91	B-71	0,94	C-112	0,95	D-300	1,04		
A-53	0,93	B-75	0,95	C-120	0,96	D-330	1,06		
A-57	0,95	B-78	0,96	C-128	0,97	D-360	1,08		
A-60	0,97	B-85	0,99	C-136	0,99	D-390	1,10		
A-64	0,99	B-90	1,00	C-144	1,00	D-420	1,11		
A-68	1,00	B-95	1,01	C-158	1,02	D-480	1,14		
A-71	1,01	B-97	1,02	C-162	1,03				
A-75	1,03	B-105	1,04	C-173	1,04				
A-80	1,04	B-112	1,05	C-180	1,05				
A-85	1,06	B-120	1,07	C-195	1,07				
A-90	1,08	B-128	1,09	C-210	1,08				
A-96	1,09	B-136	1,10	C-225	1,10				
A-105	1,12	B-144	1,12	C-240	1,11				
A-112	1,13	B-158	1,14	C-255	1,13				
A-120	1,15	B-162	1,15	C-270	1,14				
A-128	1,17	B-173	1,16	C-300	1,16				
		B-180	1,17	C-330	1,18				
		B-195	1,19	C-360	1,20				
		B-210	1,22	C-390	1,22				
		B-225	1,23	C-420	1,24				
		B-240	1,24						
		B-270	1,27						
		B-300	1,30						

Correias Gates, fabricadas
com Neoprene da DuPont



Número de correias

Tabela 9 — Fator de correção do Arco Contato

D - d RC	Arco de contato da polia menor (Graus)	Fator "G"
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

VIII - Determine o número necessário de Correias (N)

$$N = \frac{HPP}{hp}$$

(Arredondar o quociente para
o número inteiro mais próximo)

IX - Verifique a velocidade Periférica da Correia (V)

$$V = \frac{D \times \text{rpm menor}}{19100}$$

ou

$$V = d \times \frac{\text{rpm maior}}{19100}$$

Obs: Os diâmetros de D e d deverão estar em mm

A velocidade periférica (V) não deve ultrapassar a:
33 m/s com correias Super HC e
30 m/s com correias Hi-Power II

Correias Gates, fabricadas com Neoprene da DuPont



Classificação do HP Hi-Power II (A)

Tabela 13
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Hi-Power II e PowerBand Hi-Power II perfil "A"

Todas as polias devem receber um balanceamento estático para velocidades Ido exix ou operação contínuo. As correias funcionarão em segurança em velocidades ate 30m/s. Onde as vibrações forem problemáticas, recomendamos que as polias sejam balanceadas dinamicamente.

nto

Gates

Calcule a Tensão Estática da Correia (T_s)

$$= \frac{34 \cdot (2.5 - F_g) HPP}{F_g \cdot N \cdot V} + M V^2$$

onde,
 T_s = tensão estática
 M = constante (tabela 18)
 F_g = fator correção
 N = número de correias
 V = velocidade da correia
 HPP = HP projetado

3.18 — Constantes M e Y

M	Hi-Power II		Perfil	Individuais		PowerBand		
	Individuais			PowerBand		M	Y	
	M	Y		M	Y	M	Y	
0,0090	1,3	0,012	1,3	3V	0,0060	0,0081	0,72	
0,014	1,6	0,018	1,6	5V	0,017	0,021	2,0	
0,027	3,3	0,032	3,4	8V	0,046	0,053	4,0	
0,052	5,1	0,059	5,3					
0,076	10,4	0,086	11,1					

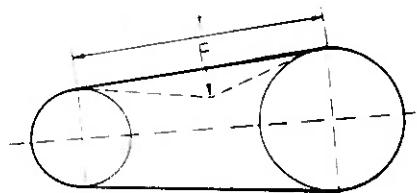
Medida da Tensão por Deslocamento

$$\text{Deslocamento} = \frac{t}{100}$$

$$t = D_c \left[1 - 0,125 \left(\frac{D - d}{D_c} \right)^2 \right]$$

A medida de deslocamento deve sempre ser perpendicular ao eixo da correia.
 Deslocamento de 1 mm a cada 100 mm de vão.

onde,
 t = distância de vão
 D_c = distância entre centros
 D = diâmetro maior
 d = diâmetro menor



Força Mínima de Deslocamento (F_{min})

$$F_{min} = \frac{T_s + Y}{25}$$

$$F_{min} = \frac{T_s + \left(\frac{t}{L_c} \right) Y}{25}$$

onde,
 Y = constante (tabela 18)

para duas ou mais correias
 ou conjuntos PowerBand

para uma correia
 ou um conjunto PowerBand

4. Força Máxima de Deslocamento (F_{max})

$$F_{max} = \frac{1,5 T_s + Y}{25}$$

$$F_{max} = \frac{1,5 T_s + \left(\frac{t}{L_c} \right) Y}{25}$$

onde,
 Y = constante (tabela 18)

para duas ou mais correias
 ou conjuntos PowerBand

para uma correia
 ou um conjunto PowerBand

Obs.: Em caso de correias PowerBand, multiplicar as forças pelo número de canais.

Correias Gates, fabricadas com Neoprene da DuPont



Dimensões das Polias

Dimensões padronizadas das polias para correias Super HC e Hi-Power II

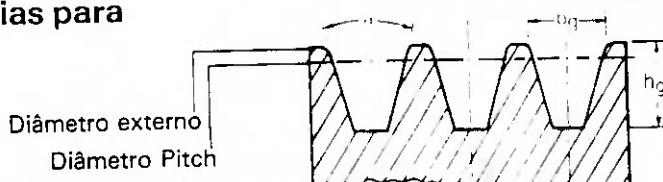


Tabela 19 — Polias com canais standard (milímetros)

Perfil	Diâmetro Externo	$\pm a$ $\pm 0,25^\circ$	$\pm b_g$ $\pm 0,13$	h_g Min.	Nominal DE - DP	$\pm S$ $\pm 0,4$	Se
V	até 90 de 90 a 150 de 150 a 305 acima de 305	36 38 40 42	8,89	8,6	1,27	10,3	$9 \frac{+2}{-1}$
EV	até 250 de 250 a 405 acima de 405	38 40 42	15,24	15,0	2,54	17,5	$13 \frac{+3}{-1}$
HV	até 400 de 400 a 560 acima de 560	38 40 42	25,40	25,1	5,08	28,6	$19 \frac{+6}{-2}$

A somatória das tolerâncias da medida S para todos os canais em qualquer polia não deve exceder em $\pm 0,8$ mm

Tabela 20 — Polias com canais standard (milímetros)

Perfil	Diâmetro Externo	$\pm a$ $\pm 0,33^\circ$	b_g	h_g Min.	Nominal DE - DP	$\pm S$ $\pm 0,64$	Se
A	até 145 acima de 145	34 38	$12,55 \pm 0,13$ $12,80 \pm 0,13$	11,7	6,35	15,88	$9,63 \frac{-2,3}{-1,6}$
B	até 185 acima de 185	34 38	$16,18 \pm 0,15$ $16,51 \pm 0,15$	14,0	6,69	19,05	$12,70 \frac{-3,0}{-1,7}$
C	até 215 de 215 a 315 acima de 315	34 36 38	$22,33$ $22,53 \pm 0,18$ $22,73$	19,1	10,16	25,40	$17,48 \frac{-4,1}{-1,8}$
D	até 345 de 345 a 445 acima de 445	34 36 38	$31,98$ $32,28 \pm 0,20$ $32,59$	25,9	15,24	36,53	$22,23 \frac{-5,6}{-2,0}$
E	até 630 acima de 630	36 38	$38,79 \pm 0,25$ $39,17 \pm 0,25$	32,3	20,32	44,45	$28,57 \frac{-7,1}{-2,3}$

A somatória das tolerâncias da medida S para todos os canais em qualquer polia não deve exceder em $\pm 1,27$ mm

A variação do diâmetro Pitch entre canais em qualquer polia deve obedecer aos seguintes limites.

Para polias com diâmetro externo até 499 mm e até 6 canais = 0,25 mm (acrescentar 0,01 mm para cada canal adicional).

Para polias com diâmetro externo de 500 mm ou superior e até 10 canais = 0,33 mm (acrescentar 0,01 mm para cada canal adicional).

Tabela 21 — Outras tolerâncias de polias

	Diâmetro externo	Desvio radial	Desvio axial
Hi-Power II	Ate 100 mm $\pm 0,5$ mm Para cada 25 mm adicionais, acrescentar $\pm 0,12$ mm	Para diâmetros externos até 250 mm 0,25 mm Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,01 mm	Para diâmetros externos até 125 mm 0,13 mm Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,03 mm
Super HC	Ate 200 mm $\pm 0,5$ mm Para cada 25 mm adicionais, acrescentar $\pm 0,05$ mm	Para diâmetros externos até 250 mm 0,25 mm Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,01 mm	Para diâmetros externos até 125 mm 0,13 mm Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,03 mm