

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ALEXANDRE DE ALMEIDA TARDIN
RAFAEL PEREIRA MATTEDI

PROJETO DA TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA PARA
VEÍCULOS BAJA SAE UTILIZANDO DUAS CVTS

VITÓRIA
2008

ALEXANDRE DE ALMEIDA TARDIN
RAFAEL PEREIRA MATTEDI

PROJETO DA TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA PARA VEÍCULOS DE PEQUENO PORTE UTILIZANDO DUAS CVTS

Projeto de Graduação apresentado ao Programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau em Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Professor Elias Antônio Dalvi

VITÓRIA
2008

ALEXANDRE DE ALMEIDA TARDIN
RAFAEL PEREIRA MATTEDI

PROJETO DA TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA PARA VEÍCULOS DE PEQUENO PORTE UTILIZANDO DUAS CVTS

Projeto de Graduação apresentado ao Programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau em Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em de dezembro de 2008.

COMISSÃO EXAMINADORA

Professor Elias Antônio Dalvi
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Professor Guilherme Emanuel da Costa Laux
Universidade Federal do Espírito Santo

Professor Rafael Luís Teixeira
Universidade Federal do Espírito Santo

Aos familiares, amigos e às namoradas
dos integrantes pelo apoio e compreensão
por toda essa caminhada.
Aos mestres, pela dedicação,
compreensão e conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente ao Projeto Vitória Baja SAE que complementou de forma tão marcante nossa formação acadêmica e auxiliou no desenvolvimento deste projeto.

Agradecemos ao professor Elias Antônio Dalvi pelo suporte técnico e amizade durante todos esses anos.

Agradecemos também aos demais professores, principalmente aos da banca examinadora.

Obrigado.

“Nunca ande pelo caminho traçado, pois ele
conduz somente até onde os outros foram”.

Alexander Graham Bell

RESUMO

Este trabalho apresenta um projeto de um sistema de transmissão de potência para veículos Baja SAE utilizando duas Transmissões Continuamente Variáveis (CVTs) em série com intuito de otimizar o sistema. Dimensionamento dos componentes do conjunto, bem como análise dos materiais a serem utilizados, são exemplos de estudos contemplados no trabalho, nos quais foram utilizadas técnicas e ferramentas de engenharia mecânica. O Projeto de graduação aborda desde a motivação para sua implementação, as etapas do projeto e as vantagens da utilização dessa nova configuração do sistema de transmissão. Alguns testes foram realizados no Vitória Baja SAE (*Society of Automotive Engineers*), protótipo de veículo de um projeto de extensão da Universidade Federal do Espírito Santo, objetivando melhorar o desempenho do veículo nas competições nacionais e internacionais.

ABSTRACT

Project of a power transmission system for Baja SAE vehicles, using two Continuous Variable Transmission in line for the purpose of optimize the system. Dimensioning the components making use of mechanical engineering techniques and tools, as well as analysis of the main materials used in the project.

This Undergraduate project broaches the stimulus for its implementation, the project steps and the potential advantages of using this new transmission configuration. The Baja SAE (*Society of Automotive Engineers*) vehicle prototype, a extension project in Universidade Federal do Espírito Santo should be used for tests in components and the system. The expectation is to improve the car's performance in national and international SAE Brasil Mini Baja competition in front of others cars.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Classificação das transmissões	23
Figura 02 – Desenho transversal de uma correia trapezoidal	24
Figura 03 – Esforços na transmissão por correia em V	25
Figura 04 – Polia CVT e correia trapezoidal	27
Figura 05 – Funcionamento das polias da CVT nas configurações reduzida e ampliada.....	28
Figura 06 – Polia motora (<i>drive</i>) à esquerda e polia movida (<i>driven</i>) à direita.....	29
Figura 07 – Exemplos de catracas.....	30
Figura 08 – Vistas ortogonais e Tabela Tector para dimensionamento de catraca...	31
Figura 09 – Curva de tensão deformação.....	32
Figura 10 – Gráfico Tensão-Deformação de um material dúctil.....	32
Figura 11 – Fluxograma do sistema de aquisição de dados.....	34
Figura 12 – Fluxograma da telemetria.....	35
Figura 13 – Transmissão de potência através de corrente de rolos	36
Figura 14 – Transmissão de potência através de CVT.....	37
Figura 15 – Caixa de Marchas câmbio manual (Honda).....	37
Figura 16 – Sistema de transmissão CVT mais caixa de marchas de câmbio automático.....	38
Figura 17 – Representação esquemática da transmissão de potência.....	43

Figura 18 – Ilustração da transmissão de potência.....	43
Figura 19 – Motor e polia motora CVT <i>Comet</i> 770	44
Figura 20 – Relações de transmissão máximas, reduzida e ampliada de uma CVT.....	44
Figura 21 – Demonstrativo do sistema no início do movimento (rotação do motor < 2850 RPM).....	45
Figura 22 – Demonstrativo do sistema com rotação do motor > 2850 RPM.....	46
Figura 23 – Vista lateral do sistema de transmissão de duplo CVT completo.....	46
Figura 24 – Sensores Magnéticos da telemetria.....	47
Figura 25 – Curva de torque real do motor <i>Briggs&Stratton</i> 10HP modelo 205432..	52
Figura 26 – Ilustração da disposição do sistema.....	53
Figura 27 – Árvore II.....	55
Figura 28 – Árvore III.....	55
Figura 29 – Árvore IV.....	55
Figura 30 – Análise de tensões da árvore II, em aço SAE 4340, caso 1.....	56
Figura 31 – Análise das deformações da árvore II, em aço SAE 4340, caso 1.....	56
Figura 32 – Análise de tensões da árvore III, em aço SAE 4340, caso 1.....	57
Figura 33 – Análise das deformações da árvore III, em aço SAE 4340, caso 1.....	57
Figura 34 – Análise das tensões da árvore IV, em aço SAE 4340, caso 1.....	57
Figura 35 – Análise das deformações da árvore IV, em aço SAE 4340, caso 1.....	58

Figura 36 – Caixas de marchas manual e automática referentes aos anos de 2007 e 2008, respectivamente.....	58
Figura 37 – Análise de tensões da sede do mancal A.....	60
Figura 38 – Análise de tensões da sede do mancal B.....	60
Figura 39 – Análise de tensões da sede do mancal D.....	60
Figura 40 – Análise de tensões da sede do mancal C.....	61
Figura 41 – Análise da deformação da sede do mancal C.....	61
Figura 42 – Análise do fator de segurança da sede do mancal C.....	61
Figura 43 – Suspensão traseira do veículo baja que utiliza a transmissão duplo CVT.....	62
Figura 44 – Catraca Tector TTFR 25 escolhida para a transmissão por corrente primária.....	62
Figura 45 – Catraca Tector TTFS 20 escolhida para a transmissão por corrente primária.....	63
Figura 46 – Montagem do rolamento em sua unidade.....	66
Figura 47 – Montagem dos elementos da árvore II.....	67
Figura 48 – Montagem dos elementos da árvore III.....	67
Figura 49 – Subestrutura com as árvores II e III montadas.....	68
Figura 50 – Sistema de transmissão duplo CVT montado.....	68

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 01 - Histórico da velocidade final do veículo Baja SAE nos últimos anos.....	38
Gráfico 02 - Histórico da aceleração do veículo Baja SAE nos últimos anos.....	39
Gráfico 03 - Comportamento da CVT 770 com diferentes configurações (rotação entrada/rotação de saída).....	49
Gráfico 04 - Comportamento da CVT 770 com diferentes configurações (rotação/relação de transmissão).....	49
Gráfico 05 - Comportamento da CVT 790 com diferentes configurações (rotação de entrada/rotação de saída).....	50
Gráfico 06 - Comportamento da CVT 790 com diferentes configurações (rotação / relação de transmissão).....	50
Gráfico 07 - Relação de transmissão total do sistema.....	70
Gráfico 08 - Velocidade final do veículo.....	71
Gráfico 09 - Comparativo da pontuação total dos sistemas de transmissão.....	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Vida nominal e coeficiente de vida do rolamento	33
Tabela 02 - Principais componentes do sistema proposto e principais especificações.....	41
Tabela 03 - Rotação, torque do motor e relações de transmissão para as maiores solicitações dos componentes	53
Tabela 04 - Mancais de rolamento escolhidos para o projeto	54
Tabela 05 - Considerações adotadas para as simulações computacionais das árvores II, III e IV	56
Tabela 06 - Unidades de mancais de rolamento pesquisadas para as árvores II e III.....	59
Tabela 07 - Propriedades mecânicas do Alumínio 6061-T6	59
Tabela 08 - Torque nominal e máximo das catracas Tector escolhidas	63
Tabela 09 - Dados técnicos das correntes de rolos escolhidas	63
Tabela 10 - Parafusos de fixação do sistema	64
Tabela 11 - Lista dos componentes do sistema Duplo CVT.....	65
Tabela 12 - Resultado dos principais fatores do projeto de duplo CVT	71
Tabela 13 - Matriz de comparação dos sistemas de transmissão	72
Tabela 14 - Comparativo de valores dos critérios analisados no projeto de Duplo CVT com outros sistemas de transmissão	73

LISTA DE SIMBOLOS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

C_{pc1} – Distância entre centros da transmissão por corrente primária

C_{pc2} – Distância entre centros da transmissão por corrente secundária

CVT – Continuous Variable Transmission

DC – Distância entre centros da CVT

DIN – Norm Deutschtechnik

F_{cvt1_1} – Força da CVT primária para o caso 1

F_{cvt1_3} – Força da CVT primária para o caso 3

F_{cvt1y_1} – Componente em y da força da CVT primária para o caso 1

F_{cvt1y_3} – Componente em y da força da CVT primária para o caso 3

F_{cvt1z_1} – Componente em z da força da CVT primária para o caso 1

F_{cvt1z_3} – Componente em z da força da CVT primária para o caso 3

F_{cvt2_3} – Força da CVT secundária para o caso 3

F_{cvt2y_3} – Componente em y da força da CVT secundária para o caso 3

F_{cvt2z_3} – Componente em z da força da CVT secundária para o caso 3

F_{pc1_1} – Força atuante na arvore II devido a transmissão por corrente primária para o caso 1

F_{pc1_3} – Força atuante na arvore II devido a transmissão por corrente primária para o caso 3

F_{pc1y_1} – Componente y da força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente primária para o caso 1

F_{pc1y_3} – Componente y da força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente primária para o caso 3

F_{pc1z_1} – Componente z da força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente primária para o caso 1

F_{pc1z_3} – Componente z da força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente primária para o caso 3

F_{pc2_1} – Força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente secundária para o caso 1

F_{pc2_3} – Força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente secundária para o caso 3

F_{pc2y_3} – Componente y da força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente secundária para o caso 3

F_{pc2z_3} – Componente z da força atuante na árvore II devido a transmissão por corrente secundária para o caso 3

HP – Horse Power

i_{11} - Relação de transmissão da CVT primária para o caso 1

i_{12} - Relação de transmissão da CVT primária para o caso 2

i_{13} - Relação de transmissão da CVT primária para o caso 3

i_{211} - Relação de transmissão por corrente primária para o caso 1

i_{212} - Relação de transmissão por corrente primária para o caso 2

i_{213} - Relação de transmissão por corrente primária para o caso 3

i_{221} - Relação de transmissão da CVT secundária para o caso 1

i_{222} - Relação de transmissão da CVT secundária para o caso 2

i_{223} - Relação de transmissão da CVT secundária para o caso 3

i_{31} - Relação de transmissão por corrente secundária para o caso 1

i_{32} - Relação de transmissão por corrente secundária para o caso 2

i_{33} - Relação de transmissão por corrente secundária para o caso 3

Ko_{pc1} – Fator de posição da transmissão de corrente primária

Ko_{pc2} – Fator de posição da transmissão de corrente secundária

Mt_{11} - Momento tursor da árvore I para o caso 1

Mt_{12} - Momento tursor da árvore I para o caso 2

Mt_{13} - Momento tursor da árvore I para o caso 3

Mt_{21} – Momento tursor na árvore II para o caso 1

Mt_{22} – Momento tursor na árvore II para o caso 2

Mt_{23} – Momento tursor na árvore II para o caso 3

Mt_{31} – Momento tursor na árvore III para o caso 1

Mt_{32} – Momento tursor na árvore III para o caso 2

Mt_{33} – Momento tursor na árvore III para o caso 3

Mt_{41} – Momento tursor na árvore IV para o caso 1

Mt_{42} – Momento tursor na árvore IV para o caso 2

Mt_{43} – Momento tursor na árvore IV para o caso 3

q_{pc1} – Peso da corrente da transmissão por corrente primária

q_{pc2} – Peso da corrente da transmissão por corrente secundária

R_{A1} - Reação do mancal A para o caso 1

R_{A3} - Reação do mancal A para o caso 3

R_{B1} - Reação do mancal B para o caso 1

R_{B3} - Reação do mancal B para o caso 3

R_{C1} - Reação do mancal C para o caso 1

R_{C3} - Reação do mancal C para o caso 3

R_{D1} - Reação do mancal D para o caso 1

R_{D3} - Reação do mancal D para o caso 3

R_{E1} - Reação do mancal E para o caso 1

R_{E3} - Reação do mancal E para o caso 3

R_{F1} - Reação do mancal F para o caso 1

R_{F3} - Reação do mancal F para o caso 3

R_{G1} - Reação do mancal G para o caso 1

R_{G3} - Reação do mancal G para o caso 3

RPM – Rotações por minuto

R_{SA1y} – Componente y da reação 1 da sede do mancal A

R_{SA1z} – Componente z da reação 1 da sede do mancal A

R_{SA2y} – Componente y da reação 2 da sede do mancal A

R_{SA2z} – Componente z da reação 2 da sede do mancal A

R_{SB1y} – Componente y da reação 1 da sede do mancal A

R_{SB1z} – Componente z da reação 1 da sede do mancal A

R_{SB2y} – Componente y da reação 1 da sede do mancal A

R_{SB2z} – Componente z da reação 1 da sede do mancal A

R_{SC1y} – Componente y da reação 1 da sede do mancal A

R_{SC1z} – Componente z da reação 1 da sede do mancal A

R_{SC2y} – Componente y da reação 1 da sede do mancal A

R_{SC2z} – Componente z da reação 1 da sede do mancal A

R_{SD1y} – Componente y da reação 2 da sede do mancal A

R_{SD1z} – Componente z da reação 2 da sede do mancal A

R_{SD2y} – Componente y da reação 1 da sede do mancal A

R_{SD2z} – Componente z da reação 1 da sede do mancal A

SAE – Society of Automotive Engineers

$T1_{cvt11}$ – Tração no ramo tenso da correia da CVT primária para o caso 1

$T1_{cvt13}$ – Tração no ramo tenso da correia da CVT primária para o caso 3

$T1_{cvt23}$ – Tração no ramo tenso da correia da CVT secundária para o caso 3

$T2_{cvt11}$ – Tração no ramo frouxo da correia da CVT primária para o caso 1

$T2_{cvt13}$ – Tração no ramo frouxo da correia da CVT primária para o caso 3

$T2_{cvt23}$ – Tração no ramo frouxo da correia da CVT secundária para o caso 3

$Tpc1_1$ – Carga tangencial da transmissão por corrente primária para o caso 1

T_{pc1_3} – Carga tangencial da transmissão por corrente primária para o caso 3

T_{pc2_1} – Carga tangencial da transmissão por corrente secundária para o caso 1

T_{pc2_3} – Carga tangencial da transmissão por corrente secundária para o caso 3

α - angulação da transmissão por corrente e da CVT secundária em relação ao solo

β_{cvt} – Rendimento da transmissão por CVT

β_{pc} – Rendimento da transmissão por corrente (pinhão/correa)

θ_{cvt1_1} – Ângulo de abraçamento da CVT primária para o caso 1

θ_{cvt1_3} – Ângulo de abraçamento da CVT primária para o caso 3

θ_{cvt2_3} – Ângulo de abraçamento da CVT secundária para o caso 3

μ_{cvt} – coeficiente de atrito entre correia e polias das CVTs

φ - angulação da transmissão por corrente e da CVT primária em relação ao solo

$\Phi_{cvt1drive1}$ - Diâmetro externo da polia motora da CVT primária para o caso 1

$\Phi_{cvt1drive3}$ - Diâmetro externo da polia motora da CVT primária para o caso 3

Φ_{p1} – Diâmetro de referência do pinhão da transmissão por corrente primária

Φ_{p2} – Diâmetro de referência do pinhão da transmissão por corrente secundária

ω_{motor1} - Rotação do motor para caso 1

ω_{motor2} - Rotação do motor para caso 2

ω_{motor3} - Rotação do motor para caso 3

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	21
2 OBJETIVO	22
3 REVISÃO TEÓRICA	23
4 HISTORICO	36
5 PARÂMETROS E CARACTERÍSTICAS DO PROJETO	40
6 ANÁLISE DINÂMICA	43
6.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.....	44
6.2 ANÁLISE DAS CONFIGURAÇÕES DAS CVTS	47
6.3 DINÂMICA DO SISTEMA ESCOLHIDO	50
7 ANÁLISE ESTRUTURAL	52
7.1 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS I, II E III, DOS MANCAIS DE ROLAMENTOS E SUAS SEDES	53
7.2 DIMENSIONAMENTO DOS CATRACAS.....	62
7.3 DIMENSIONAMENTO DAS TRANSMISSÕES POR CORRENTE DE ROLOS..	63
7.4 DIMENSIONAMENTO DOS PARAFUSOS DE FIXAÇÃO DA SUBESTRUTURA E DAS UNIDADES DOS MANCAIS DE ROLAMENTO.....	64
8 MONTAGEM	65
9 ANÁLISE DE CUSTOS	69
10 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	70
11 COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	72
12 CONCLUSÃO	75
13 SUGESTÕES	76
14. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77

ANEXO A - Dimensionamento das Árvores II, III e IV e Mancais	78
ANEXO B - Dimensionamento das Transmissões por Corrente	100
ANEXO C -.Dimensionamento das catracas.....	101
ANEXO D - Dimensionamento dos Parafusos de Fixação.....	104
ANEXO E - Desenhos Técnicos	109
APÊNDICE A - Especificações da CVT <i>Comet 770</i>.....	115
APÊNDICE B - Especificações da CVT <i>Comet 790</i>.....	117
APÊNDICE C – Dados Técnicos da CVT	119

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento do projeto de um sistema mecânico que envolve vários dos conceitos de engenharia mecânica adquiridos durante o curso é desafiador. E diante da possibilidade de fazer com que este projeto possa colaborar com o Projeto de Extensão Baja SAE da UFES e fazer com que este represente de forma vitoriosa a Universidade Federal do Espírito Santo nas competições estudantis de Baja SAE são as principais motivações para realização deste projeto de graduação.

Como a principal motivação do projeto é melhorar a eficiência e obter maior torque inicial, aceleração e velocidade final, otimizando o veículo Baja SAE, este necessita da realização de testes com parâmetros eficientes e confiáveis para evoluir e destacar-se diante dos demais veículos do país. Para a realização destes testes foi utilizado um sistema de aquisição de dados projetado pela Equipe Vitória Baja especificamente para o veículo Baja SAE.

O sistema de transmissão a ser descrito consiste em uma associação de subcomponentes, um motor OHV de 10 HP, dois pares de polias que compõem as CVTs, e duas transmissões com correntes de rolos. Esses componentes associados devem fornecer torque e velocidade suficientes para o veículo.

O conceito individual de cada componente deste projeto é largamente utilizado na indústria automobilística, entretanto um agrupamento de vários conceitos de transmissão de torque em uma única aplicação não é tão comumente encontrado, salvo em aplicações específicas como neste presente trabalho.

2 OBJETIVO

Desenvolver um sistema de transmissão de potência de um motor de combustão interna para o eixo das rodas traseiras de um veículo Baja SAE (*Society of Automotive Engineers*) utilizando duas transmissões continuamente variáveis (CVT) em série. Com este dispositivo, espera-se melhorar a eficiência e obter maior torque inicial, aceleração e velocidade final que outros automóveis desta categoria, tornando-o mais arrojado e dinâmico nas competições nacionais e internacionais realizadas entre universidades.

Outro importante desafio é conferir a progressividade da transmissão durante as mudanças de suas relações, proporcionando menor taxa de quebra dos componentes mecânicos pela redução de impactos e maior conforto ao piloto.

3 REVISÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os conceitos básicos para entendimento do projeto proposto.

Quanto à transmissão de movimento de um sistema são almejados alguns itens para que tenha viabilidade técnica e econômica. São eles:

- Produção em massa a baixos custos: assim pode-se viabilizar economicamente sua fabricação;
- Alta eficiência: possibilitando economia de combustível;
- Conforto: sem barulho e aceleração contínua durante a troca de marchas;
- Massa e volume mínimos: a própria massa e volume da transmissão a torna mais ou menos eficiente quando associada ao conjunto global do veículo;
- Pouca necessidade de manutenção: uma transmissão não é considerada economicamente viável se forem necessárias excessivas e freqüentes horas de manutenção;
- Confiabilidade e grande vida útil: a troca da transmissão também é um elemento prejudicial ao custo total durante a vida útil do veículo.

Quanto aos tipos de transmissão, podem ser classificadas de várias maneiras. Uma classificação é apresentada na Figura 01.

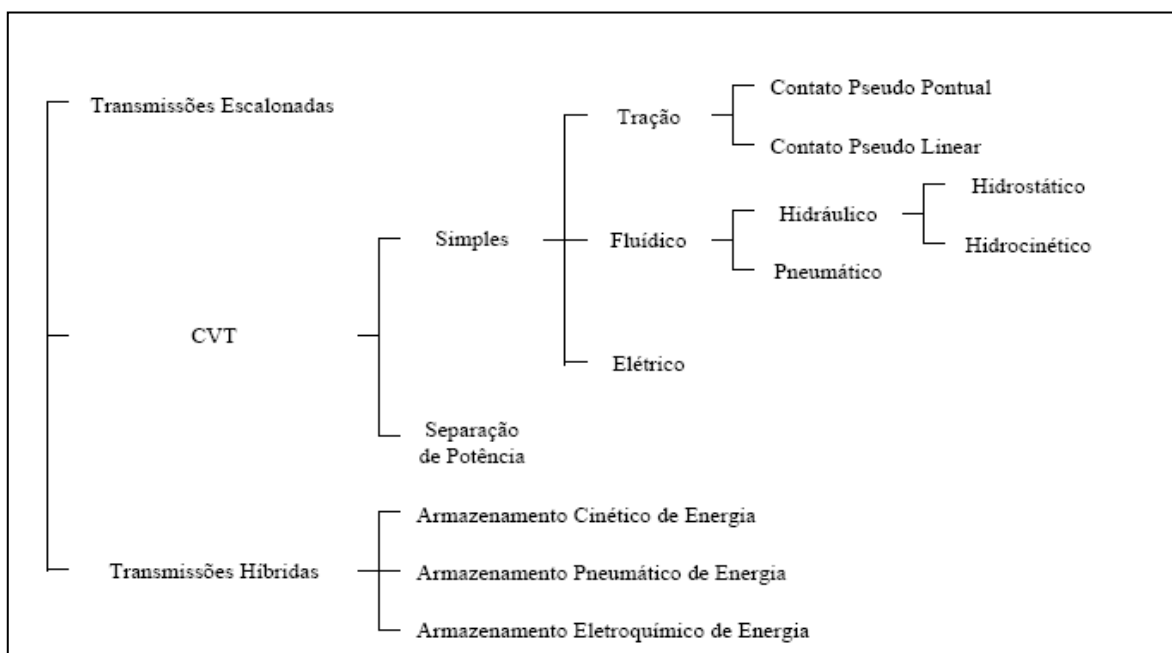


Figura 01 – Classificação das transmissões
Fonte: Albuquerque, Alfredo Alves (2002)

Quanto ao rendimento das Transmissões, é inevitável a perda de potência que ocorre nas engrenagens, mancais, polias, correntes, rodas de atrito, originada pelo atrito entre as superfícies, agitação do óleo lubrificante ou escorregamento entre correia e polia.

Desta forma, constata-se que a potência de entrada da transmissão é dissipada em parte sob a forma de energia, transformada em calor, resultando a outra parte em potência útil geradora de trabalho.

Tipos de Transmissão	Rendimento
Transmissão por Correias	
Correias Planas	$0,96 < \eta_c < 0,97$
Correias em V	$0,97 < \eta_c < 0,98$
Transmissão por Correntes	
Correntes Silenciosas	$0,97 < \eta_c < 0,99$
Correntes Renold	$0,95 < \eta_c < 0,97$
Transmissão por Rodas	
de atrito	$0,95 < \eta_c < 0,98$
Transmissão por Engrenagens	
Fundidas	$0,92 < \eta_c < 0,93$
Usinadas	$0,96 < \eta_c < 0,98$

Quadro 01 – Rendimento dos diferentes tipos de transmissão
Fonte: Albuquerque, Alfredo Alves (2002)

Transmissão por correias em V

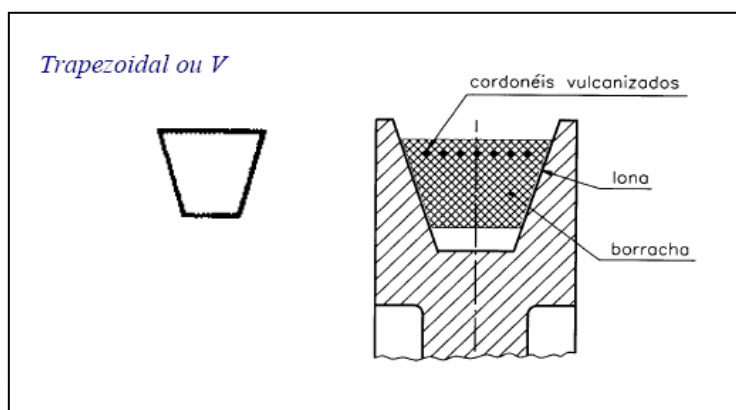


Figura 02 – Desenho transversal de uma correia trapezoidal
Fonte: Melconian, Sarkis (2004)

São necessários alguns dados para o seu dimensionamento como:

- Tipo de motor;
- Potência do motor;
- Rotação do motor;
- Tipo de máquina ou equipamento;
- Rotação da máquina ou equipamento;
- Distância entre centros;
- Tempo de trabalho diário da máquina.

Tipos de Correia		MATERIAL DAS POLIAS			
		Papel	Madeira	Aço	Fofo
De couro	Curtimento vegetal	0,35	0,30	0,25	0,25
	Curtimento mineral	0,50	0,45	0,40	0,40
De algodão	Tecidos	0,28	0,25	0,20	0,22
	Costurados	0,25	0,23	0,20	0,20
De lã	Cauchotadas	0,35	0,32	0,20	0,30

Quadro 02 - Coeficiente de atrito para diferentes tipos de correia em V

Fonte: Melconian, Sarkis (2004)

A figura abaixo mostra as forças atuantes nas polias e na correia em V:

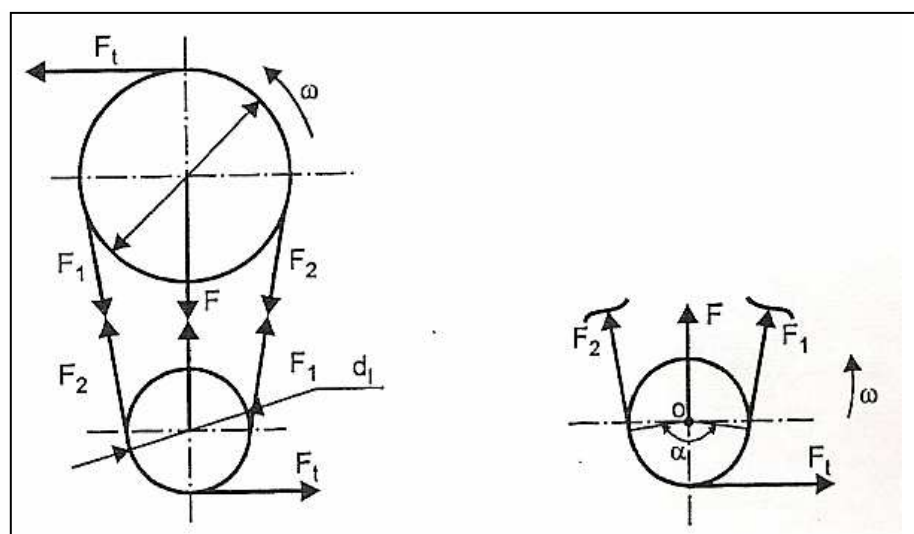


Figura 03 – Esforços na transmissão por correia em V

Fonte: Melconian, Sarkis (2004)

Para cálculo das forças representadas na Figura 03, será utilizada as fórmulas de torque, força tangencial nas polias afim de obter a força resultante na transmissão.

Polia 1:

$$M_{T_1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{30 \times P}{\pi \times n_1};$$

$$F_T = \frac{M_{T_1}}{r_1} = \frac{2 \times M_{T_1}}{d_1};$$

Polia 2:

$$M_{T_2} = \frac{P}{\omega_2} = \frac{30 \times P}{\pi \times n_2};$$

$$F_T = \frac{M_{T_2}}{r_2} = \frac{2 \times M_{T_2}}{d_2};$$

Força motriz F_1 Força resistiva F_2

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \times \alpha_{rad}};$$

Força resultante (F)

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \times F_1 \times F_2 \times \left| \cos \alpha_{rad} \right|}.$$

Em que:

F – Força resultante [N];

F_1 – Força motriz [N];

F_2 – Força resistiva [N];

F_T – Força tangencial [N];

e – Base dos logaritmos neperianos $e = 2,71...$ (adimensional);

μ – Coeficiente de atrito;

α_{rad} – Arco de contato [rad].

Continuously Variable Transmission (CVT), ou Transmissão Continuamente Variável, segundo Albuquerque (2002) é um dispositivo de transmissão de potência, no qual a relação de velocidades pode ser mudada de maneira contínua. Uma CVT transmite potência sem as descontinuidades típicas das transmissões escalonadas, de forma a evitar mudanças abruptas no torque e na velocidade de saída. É, também, útil onde certo número fixo de relações de transmissão não é adequado para realizar a função desejada. Os diferentes conceitos de CVT podem ser divididos em categorias tais como: CVT de Fricção, CVT de Tração, CVT Hidrostáticas, CVT Hidrocinéticas, CVT Elétricas. Neste trabalho dar-se-á ênfase as CVT de Tração.

As CVTs destacam-se atualmente no mercado e têm sido muito empregadas principalmente na área automobilística, para reduzir o consumo de combustível, diminuir a emissão de poluentes no ar e para maximizar a dirigibilidade e o conforto. Um aspecto positivo é sua eficiência, e desperta um crescente interesse para estudos de seu comportamento dinâmico e, também, para o desenvolvimento de novos projetos visando sempre à otimização dos recursos disponíveis.

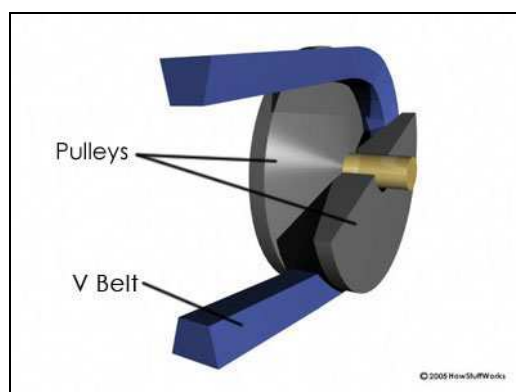


Figura 04 – Polia CVT e correia trapezoidal
Fonte: Albuquerque, Alfredo Alves (2002)

Segundo Albuquerque (2002), a CVT possui uma correia que liga as duas polias expansivas (Figura 05). À medida que os discos das polias se afastam, a correia se aprofunda no sulco entre os discos das polias; com os discos mais próximos, ela sobe e corre superficialmente. Com movimentos contínuos e opostos (uma se abrindo e a outra se fechando), as polias alteram sensivelmente a relação de transmissão, como se houvessem infinitas marchas dentro do intervalo onde a relação de transmissão varia do valor mínimo ao valor máximo oferecida pela CVT.

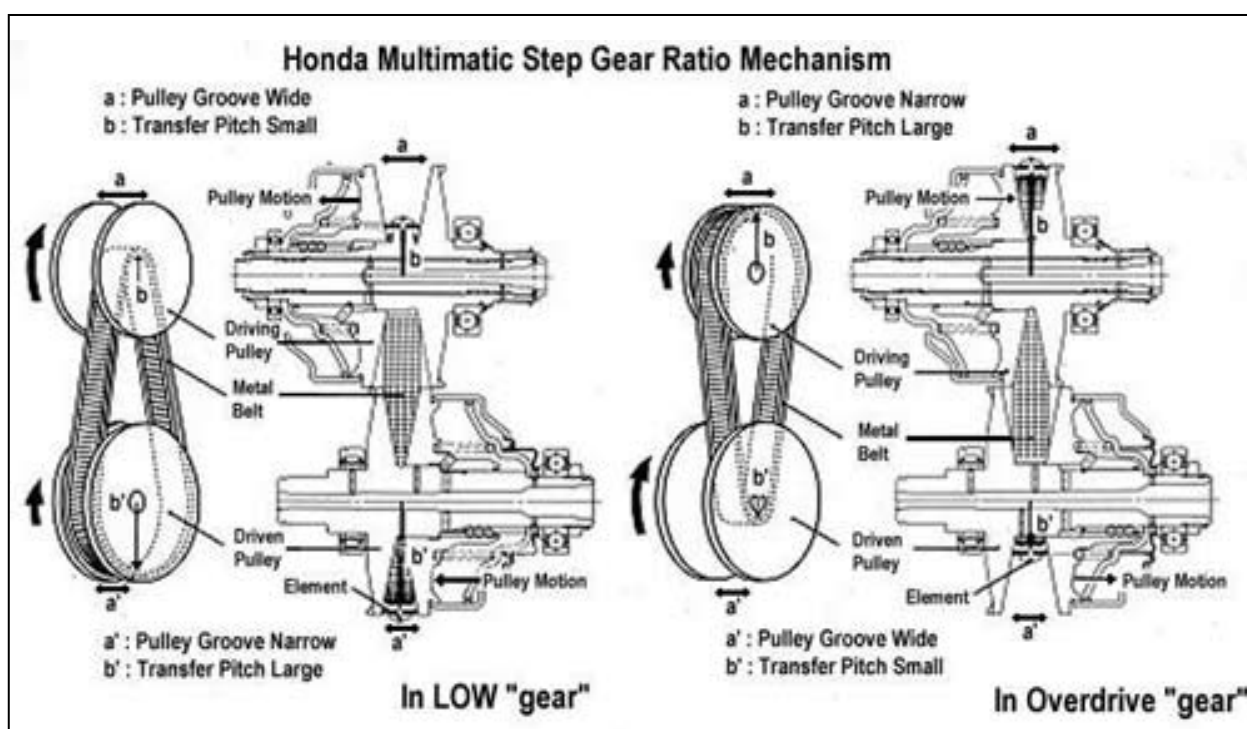


Figura 05 – Funcionamento das polias da CVT nas configurações reduzida e ampliada

Fonte: Albuquerque, Alfredo Alves (2002)

A partir do instante em que a polia motora está totalmente fechada, a CVT mantém este valor de relação de transmissão como constante (fixo), daí em diante a rotação na saída do sistema varia somente com rotação do motor.

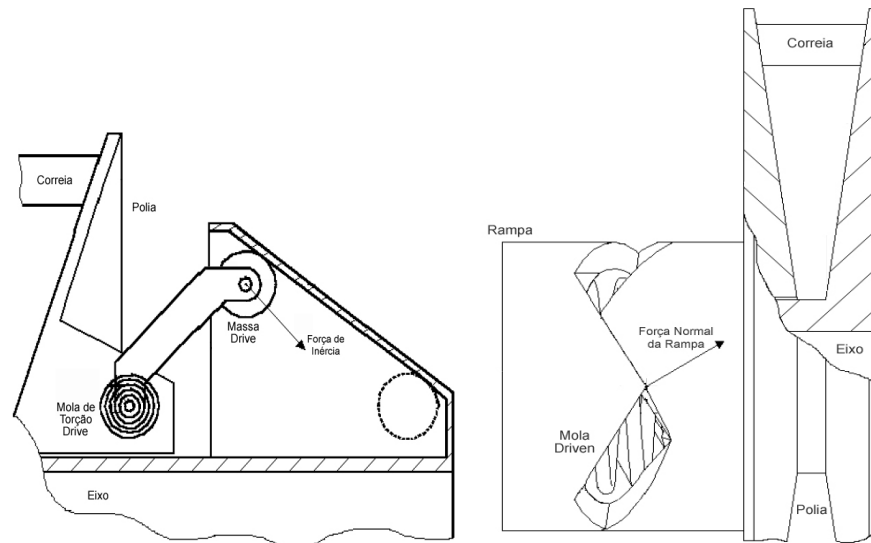


Figura 06 – Polia motora (*drive*) à esquerda e polia movida (*driven*) à direita
 Fonte: Albuquerque, Alfredo Alves (2002)

Quanto à transmissão por corrente de rolos, segundo Sarkis Melconian (2004), as transmissões por correntes de rolos são utilizadas em locais em que transmissões por meio de engrenagens ou correias não sejam possíveis, quando houver necessidade de acionamento de vários eixos por um único eixo do motor ou quando a aplicação exigir relação de transmissão fixa.

A carga atuante no eixo-árvore é determinada por meio de:

$$F_{arv} = F_T + 2 K_0 \times q \times C, \text{ em que:}$$

F_{arv} = carga atuante no eixo [N];

F_T = carga tangencial [N];

K_0 = fator de posição [adimensional], sendo:

$K_0 = 1$ (posição vertical); $K_0 = 2$ (a 45°); ou $K_0 = 1$ (posição horizontal)

q = peso da corrente [n/m]

C = distância entre centros [m]

As catracas são rolamentos, dentado ou liso, para acionar um dispositivo que torna possível o funcionamento de equipamentos rolantes (esteiras). A Catraca permite a conversão de um movimento linear em movimento rotativo. Equipamento que permite que um eixo gire em um único sentido previne a rotação inversa, quando o acionamento parar ou for desligado.

A catraca é muito utilizada nas indústrias de siderurgia, metalurgia, agroindústria, naval, têxtil, gráfica, alimentícia, plástica, medicina, cerâmica, mineração, pneumática, mecânica e automotiva.

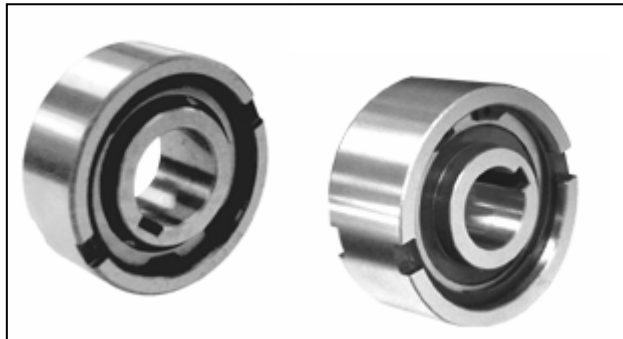


Figura 07 – Exemplos de catracas
Fonte: <http://www.tector.com.br>, 15/11/2008.

A Figura 08 é uma página do catálogo de catracas de um fabricante. A partir dela, é possível dimensionar estes elementos.

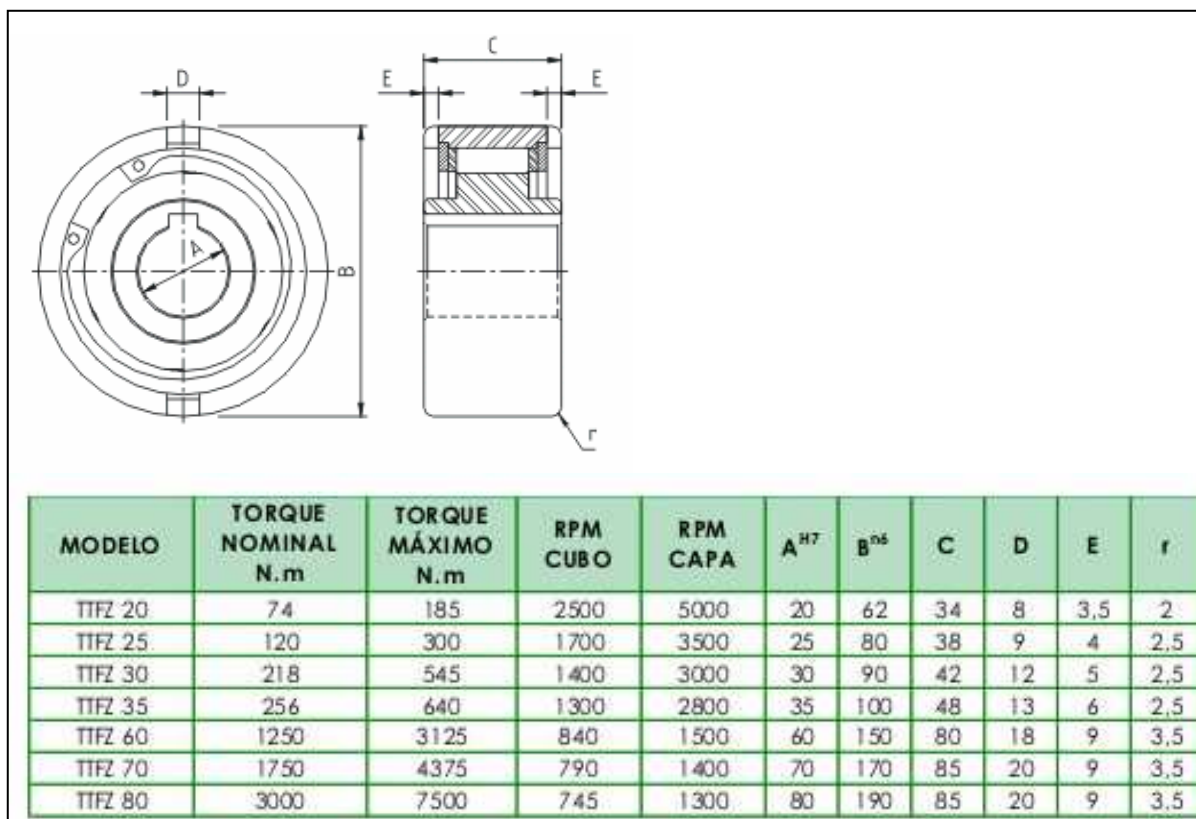


Figura 08 - Vistas ortogonais e Tabela Tector para dimensionamento de catraca

Fonte: <http://www.tector.com.br>, 15/11/2008.

Para uma adequada escolha dos materiais a serem utilizados num projeto é de suma importância conhecer suas tensões de escoamento. A maioria das estruturas é projetada para assegurar que apenas haverá deformação elástica como resultado da aplicação de uma força. Torna-se, então, desejável conhecer o nível de tensão onde a deformação plástica tem início, ou onde ocorre o fenômeno de escoamento. Para metais que experimentam essa transição elastoplástica gradual, o ponto de escoamento pode ser determinado como sendo o ponto onde ocorre o afastamento inicial da linearidade na curva tensão-deformação, ou limite de proporcionalidade *Young*, conforme está ilustrado na Figura 09.

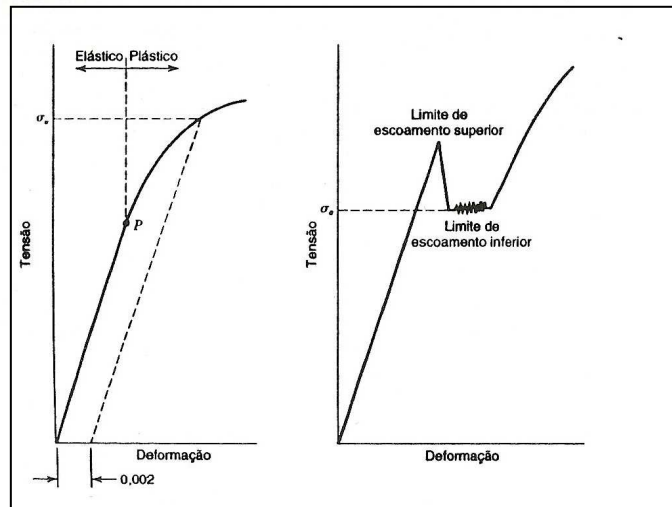


Figura 09 – Curva de tensão deformação
Fonte: Callister, William D. Jr. (2000)

Em tais casos, a posição deste ponto pode não ser determinada com precisão. Como consequência, foi estabelecida uma convenção onde uma linha reta é construída paralelamente à porção elástica da curva tensão deformação, a partir de uma pré-deformação específica de 0,002. A tensão que corresponde à interseção desta linha com a curva é definida como sendo a tensão de escoamento, tal como mostra a Figura 09. Obviamente, as unidades da tensão limite de escoamento são Pa ou Psi.

A Figura 10 abaixo mostra as etapas por qual um material dúctil passa até a sua ruptura.

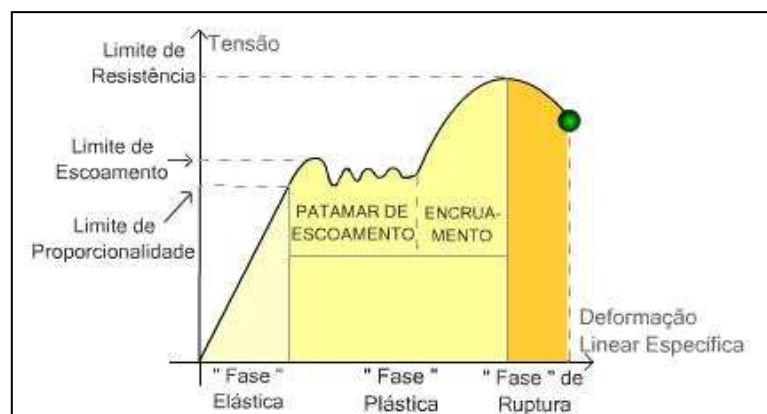


Figura 10 – Gráfico tensão-deformação de um material dúctil
Fonte: <http://www.dionisio.eng.br/Metalica/EM01.htm>, 01/11/2008.

Os mancais de rolamento (doravante denominados rolamentos) são, em geral, constituídos por anéis, corpos rolante e gaiola; e principalmente, em função da

direção da carga que irá apoiar são divididos em rolamentos radiais e axiais. Ainda, em função do tipo de corpo rolante, é possível separar em rolamentos de esferas e de rolos. Podem também ser classificados em função de suas configurações e aplicação.

O dimensionamento pode ser feito através do Cálculo da carga no rolamento equivalente (P):

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a)$$

Onde:

P: Carga no rolamento equivalente (N)

F_r : Carga radial (N)

F_a : Carga axial (N)

X: Coeficiente de carga radial

Y: Coeficiente de carga axial

Ao atribuir como condição de uso a carga de rolamento P, a velocidade de rotação n (RPM) e, caso definido, o coeficiente de vida f_h como sendo a vida de projeto do rolamento para a máquina, a capacidade de carga básica dinâmica C necessária pode ser obtida pela equação da Tabela 01. Ela está relacionada, ainda, à vida nominal L_h e ao coeficiente de rotação f_n :

Tabela 01 - Vida nominal e coeficiente de vida do rolamento

Classificação	Rolamento de esferas
Vida Nominal	$L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 \times f_h^3$
Coeficiente de vida do rolamento	$f_h = f_n \times \frac{C}{P}$

Fonte: NSK Brasil, **Catálogo de Mancais de Rolamentos**. (2005)

Após calcular a carga básica dinâmica (C), definir a rotação de operação do mancal de rolamento e confirmar se ele será aberto, blindado (ZZ) ou vedado (VV, DD ou DDU), é possível escolher suas dimensões e características construtivas (de esferas, de rolos, etc.) através de catálogos de grandes fabricantes disponíveis no mercado.

A Telemetria é utilizada para captar os dados para a análise gráfica do sistema motriz através de um sensor magnético fixado perpendicularmente ao disco de freio traseiro. O disco possui 12 furos (Figura 24) com o mesmo diâmetro do sensor. Com a rotação do eixo motriz, o sensor capta a variação do campo magnético e envia um pulso elétrico ao PIC do tipo microcontrolador PIC 16F876 da *Microchip*.

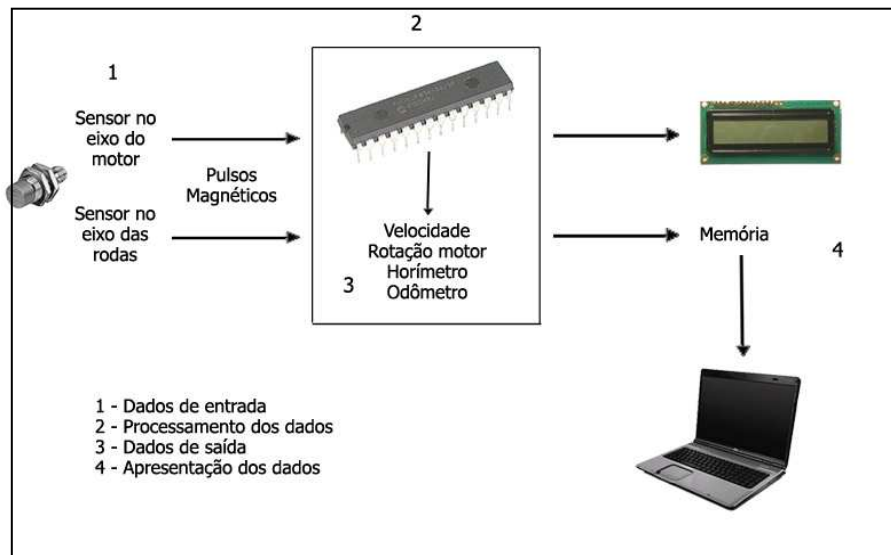


Figura 11 – Fluxograma do sistema de aquisição de dados
 Fonte: Relatório de projeto Equipe Vitória Baja (2007)

Os dados são armazenados em uma memória RAM num intervalo de meio segundo. O acesso à memória é controlado por um interruptor que é ligado antes da partida com o veículo estático e desligado após os 100 metros, dessa forma, somente os dados relevantes são gravados.

Foi elaborado um programa em linguagem C para o microcontrolador, que funciona como cérebro do sistema monitorando as entradas da placa, convertendo as grandezas e enviando os dados para o computador. Quando desejado, todos esses dados são convertidos do padrão TTL para o padrão RS232, sendo em seguida

capturados pelo computador via porta serial através da ferramenta *Serial Port Monitor*, do software *PCW C Compiler IDE*.

Finalmente, os dados são transferidos para um programa desenvolvido no software Excel que os interpreta e através de cálculos consegue-se os parâmetros de velocidade final, distância percorrida e tempo, propiciando assim a construção dos gráficos de desempenho.

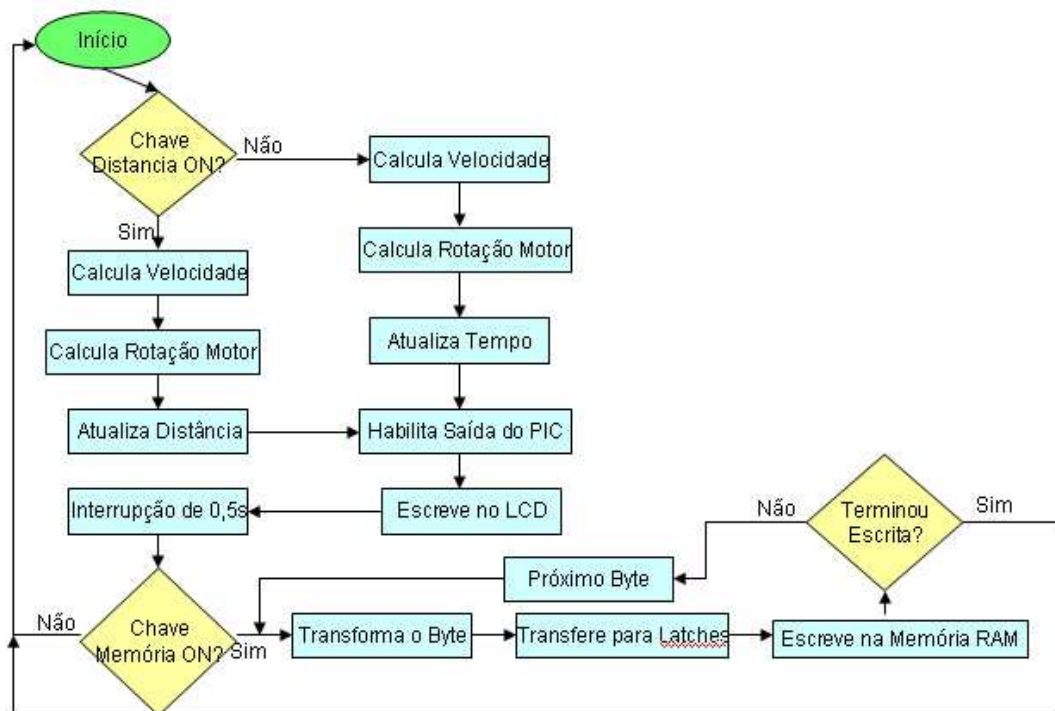


Figura 12 - Fluxograma da telemetria
Fonte: Dan, Adriano (2005)

4 HISTÓRICO

A utilização das CVTs começou a ganhar espaço no mercado após conseguirem desenvolver o sistema capaz de transmitir altas potências, como as de carros convencionais. Já nas competições de Baja, por se tratar de uma potência relativamente pequena (10 HP), a viabilidade técnica era maior. Por isso, a maioria das universidades competidoras desta categoria dispõe de uma CVT em sua transmissão.

No ano de 1976, ocorreu a primeira competição do projeto Baja SAE, o qual foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens. Os primeiros veículos desenvolvidos desta categoria apresentavam uma transmissão de potência bem simples, apenas uma relação fixa de transmissão por corrente de rolos ligava o eixo do motor ao eixo das rodas (Figura 13).



Figura 13 – Transmissão de potência através de corrente de rolos
Fonte: www.saebrasil.org.br

A competição de Baja, no Brasil, foi realizada pela primeira vez em 1995. Desde então, as universidades do Brasil e do mundo já apresentavam uma transmissão de potência mais complexa e eficiente. Alguns carros transmitiam potência aos eixos das rodas através da caixa de marchas por câmbio manual com engrenagens cilíndricas, transmissão mais utilizada até hoje nos carros convencionais, outros, já transmitiam através da CVT (Figura 14).



Figura 14 – Transmissão de potência através de CVT
Fonte: www.saebrasil.org.br

Na competição Baja SAE Brasil do ano de 2006, a Equipe Vitória Baja da Universidade Federal do Espírito Santo desenvolveu uma transmissão de potência, onde era utilizada uma CVT em série com uma caixa de marchas de câmbio manual da moto *Honda XLX 350* (Figura 15). Este sistema apresentou bons resultados e mostrou que a CVT pode trabalhar em série com outro variador de velocidades. No ano seguinte, o sistema continuou o mesmo, porém com configurações diferentes devido aos resultados obtidos em testes utilizando o sistema eletrônico de aquisição de dados de rotação de todos os eixos que envolvem a transmissão de potência.

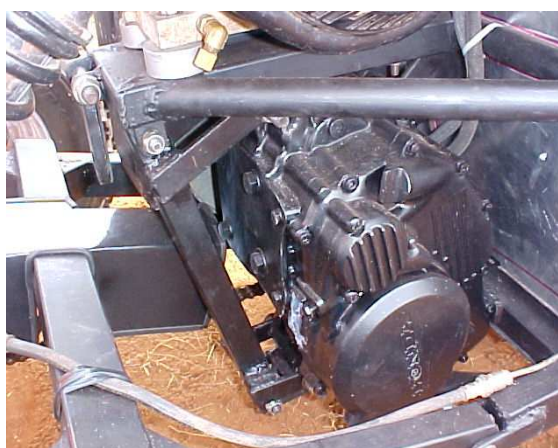


Figura 15 - Caixa de Marchas câmbio manual (Honda)
Fonte: Vieira, Felipe (2006)

Já para a competição de 2008, a mesma equipe projetou um sistema totalmente inovador, o qual dispunha de uma CVT em série com uma caixa de marchas com duas relações de transmissão de câmbio automático representado na Figura 16

abaixo. Com ele, pôde-se aumentar sua velocidade final e a aceleração se comparadas ao ano anterior. Veja os gráficos 01 e 02.

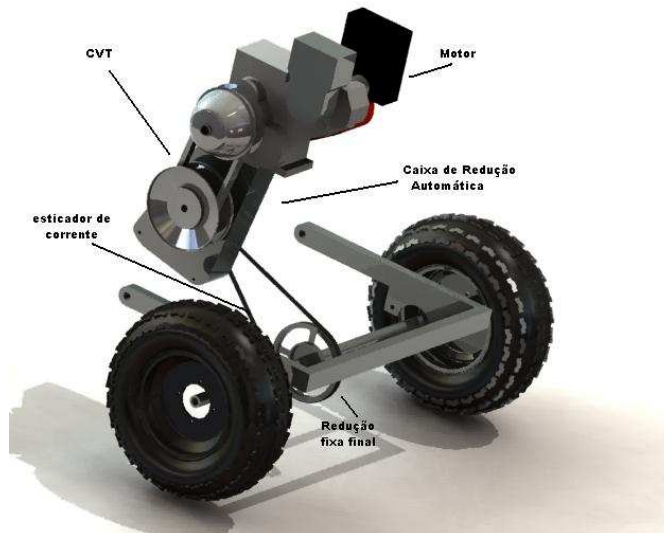


Figura 16 - Sistema de transmissão CVT mais caixa de marchas de câmbio automático
Fonte: Relatório de projeto Equipe Vitória Baja (2008)

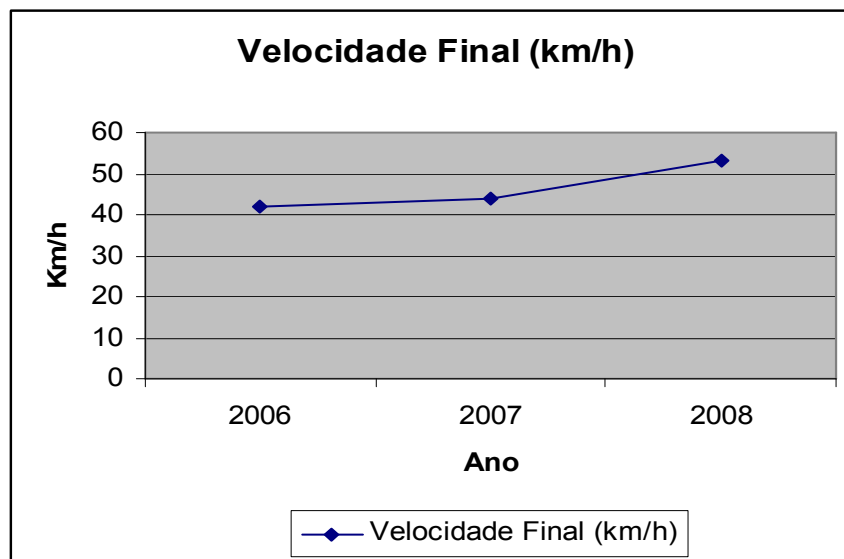


Gráfico 01 - Histórico da velocidade final do veículo Baja SAE nos últimos anos

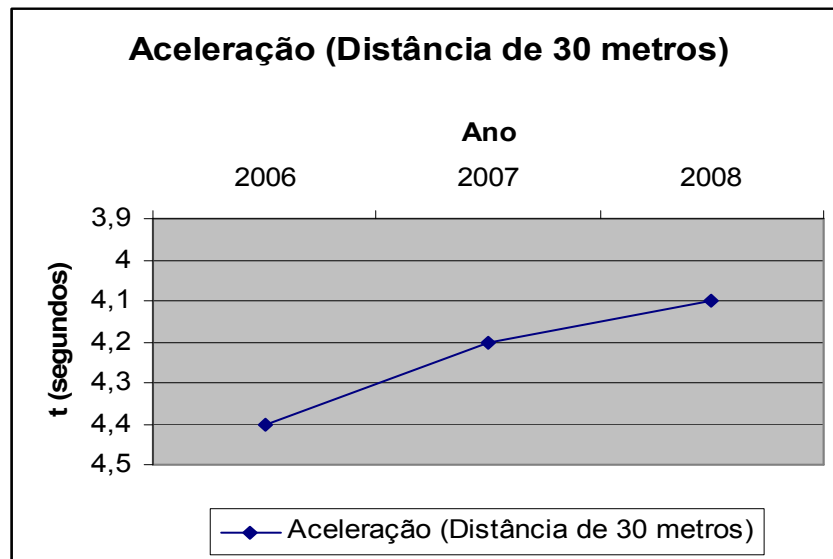


Gráfico 02 - Histórico da aceleração do veículo Baja SAE nos últimos anos

Mais uma vez, foi perceptível a boa combinação entre a CVT e mais um variador de velocidades, desta vez, um sistema que ofereceu maior suavidade e menor perda de potência na troca de marchas.

5 PARÂMETROS E CARACTERÍSTICAS DO PROJETO

Analisando os dados históricos é possível verificar um grande avanço no que se refere à performance do veículo Baja SAE, como consequência de modificações no sistema de transmissão do mesmo. Foi constatado também o melhor rendimento do carro com a utilização da CVT e outro variador de velocidades, conferindo boa aceleração e velocidade final para o veículo. Tendo isto como base, foi proposto um projeto de transmissão que dispõe como principal característica duas CVTs em série. Para este projeto foram estabelecidos parâmetros e constantes, possibilitando assim, a comparação dos resultados do sistema de transmissão proposto com os anteriores já mencionados:

Motor: Briggs Stratton 10 HP, 4 tempos, monocilíndrico, de 1750 a 3800 RPM, gasolina e configurações originais.

Transmissão: Duas transmissões por correia trapezoidal e duas transmissões por corrente de rolos.

Dados do veículo:

- Massa: 192 kg (com piloto);
- Bitola: 1180 mm (dianteira) e 1090 mm (traseira);
- Distância entre centros: 1600 mm;
- Diâmetro do pneu: 21”;
- Pressão nos pneus: 32 Psi;
- Gasolina: Podium, 23% de álcool e 77% de gasolina;
- Suspensão: *Double wishbone*, configurações constantes (dianteira); bandeja e eixo rígido (traseira), configurações constantes.

Segue abaixo a lista dos principais componentes contidos no sistema de transmissão proposto com suas principais especificações:




Tabela 02 - Principais componentes do sistema proposto e principais especificações

(continua)

ITEM	FOTO	CARACTERÍSTICAS ¹
Motor de combustão interna Briggs Stratton mod. 205432		<ul style="list-style-type: none"> - 10 HP - monocilíndrico - 4 tempos
CVT Comet 770 (primária)		<ul style="list-style-type: none"> - Polias drive e driven - Correia em "V" - redução máx: 3,98:1 - ampliação Max: 0,79:1
Transmissão por corrente de rolos primária		<ul style="list-style-type: none"> - Pinhão de 12 dentes - Coroa de 40 dentes - Relação fixa: 3,33:1

Tabela 02 - Principais componentes do sistema proposto e principais especificações

(conclusão)

ITEM	FOTO	CARACTERÍSTICAS ¹
CVT Comet 790 (secundária)		<ul style="list-style-type: none"> - Polias Drive e Driven - Correia em "V" - redução máx: 3,38:1 - ampliação Max: 0,54:1
Transmissão por corrente de rolos secundária		<ul style="list-style-type: none"> - Pinhão de 15 dentes - Coroa de 36 dentes - Relação fixa: 2,4:1 - Corrente de rolos
Catraca		Vide ANEXO C

¹ As especificações das CVTs podem ser verificadas nos APÊNDICES A, B e C.

6 ANÁLISE DINÂMICA

Primeiramente é necessário visualizar o sistema de transmissão como um todo para compreender seu princípio de funcionamento.

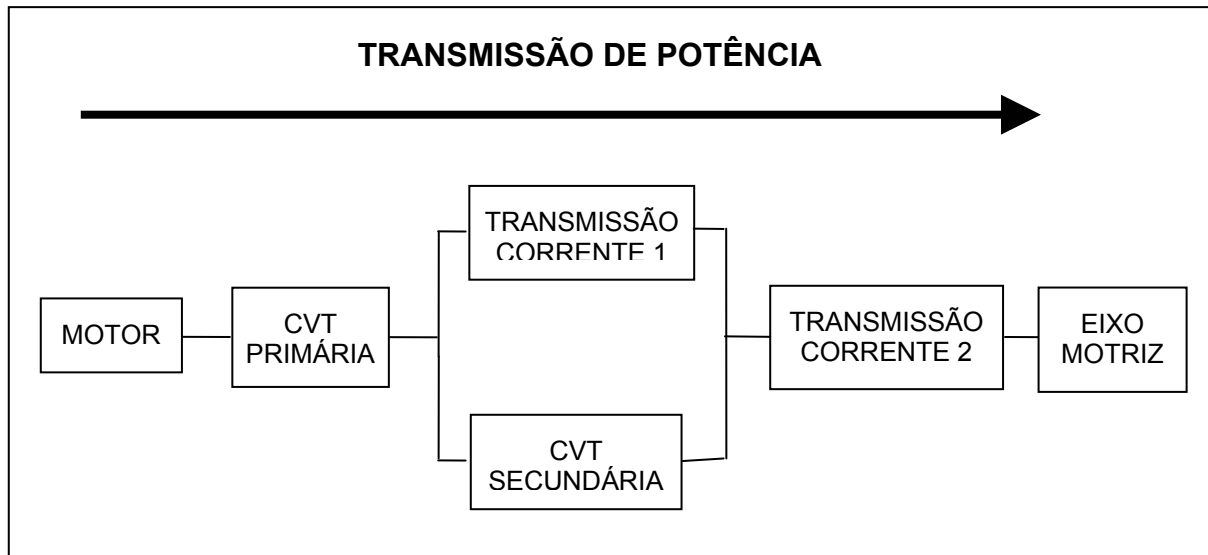


Figura 17 - Representação esquemática da transmissão de potência

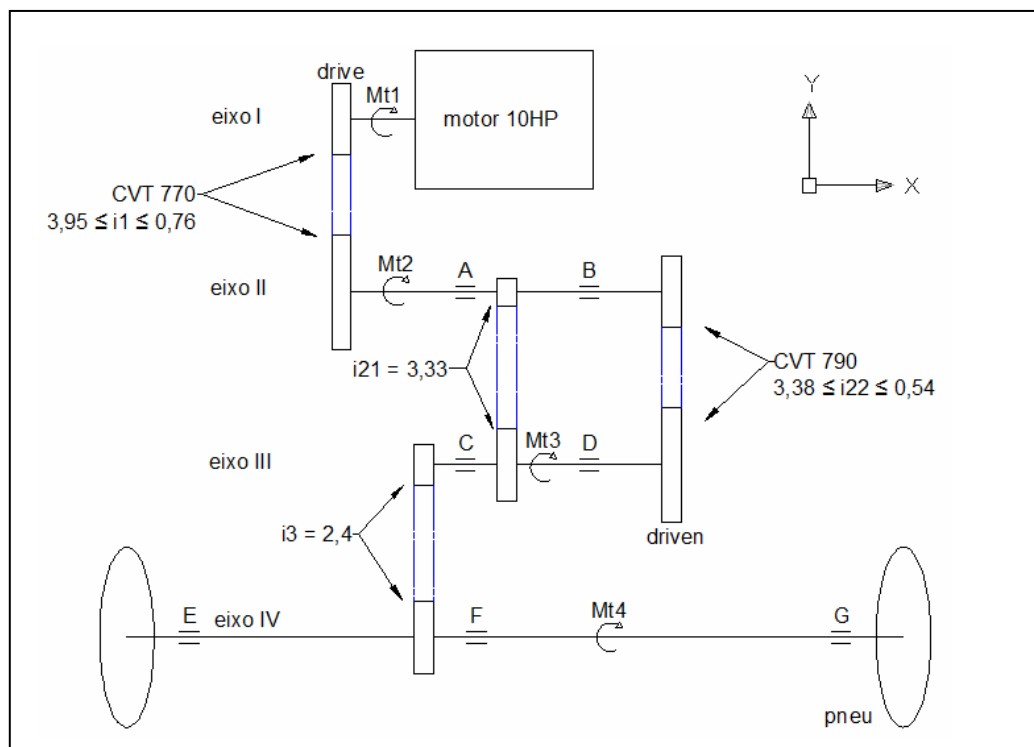


Figura 18 – Ilustração da transmissão de potência

6.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

A polia motora da CVT *Comet 770* (primária) terá rotação igual a do eixo do motor (I), pois está acoplada ao mesmo por chaveta como mostrado na Figura 19.

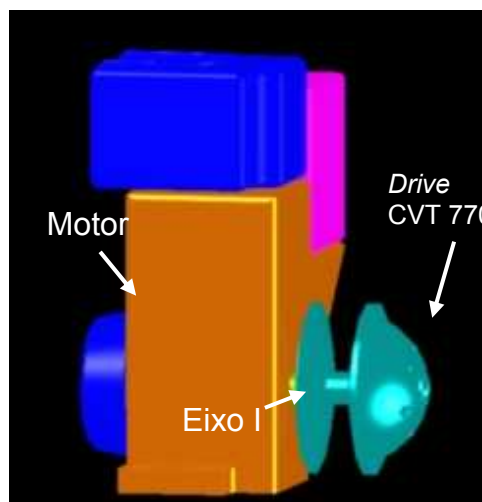


Figura 19 – Motor e polia motora CVT *Comet 770*

A partir de uma determinada rotação, que será analisada posteriormente, inicia-se a transmissão de potência da polia motora (*drive*) para a polia movida (*driven*) através da correia em “V”, variando a relação de transmissão da CVT de 3,95 a 0,76 com a abertura e fechamento das polias motora e movida. Veja a Figura 20.

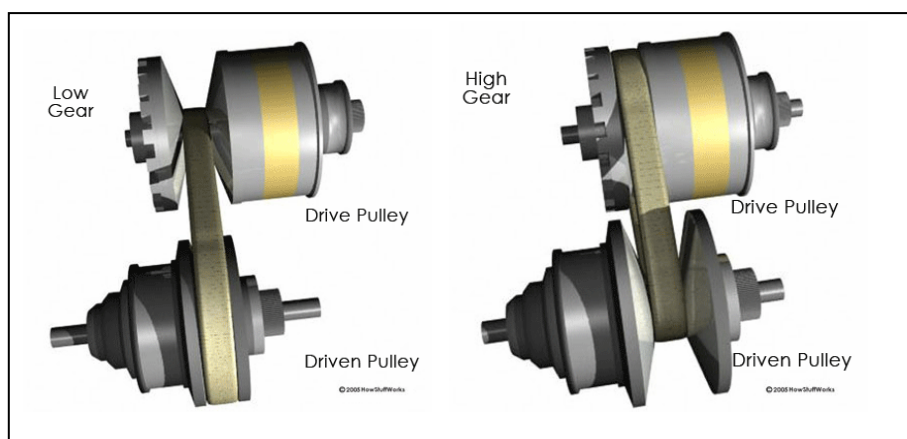


Figura 20 – Relações de transmissão máximas, reduzida e ampliada de uma CVT
Fonte: Albuquerque, Alfredo Alves (2002)

A árvore II terá a velocidade angular da polia movida e nele estará acoplado o pinhão da transmissão por corrente primária que terá uma relação de transmissão fixa de 3,33 entre as árvores II e III. Como já foi dito, na segunda árvore também haverá uma CVT *Comet 790* (secundária) que trabalhará em série com a primária.

Desde o início do movimento, a relação fixa estará atuando no sistema de forma a garantir tração e aceleração do veículo. A polia motora da CVT secundária girará desacoplada a correia por ainda estar em baixa rotação, sem afetar o movimento do carro. Já a polia movida permanecerá parada graças à catraca, a qual une esta polia ao eixo terciário, permitindo que a transmissão seja feita somente pela CVT primária e a transmissão por corrente primária.

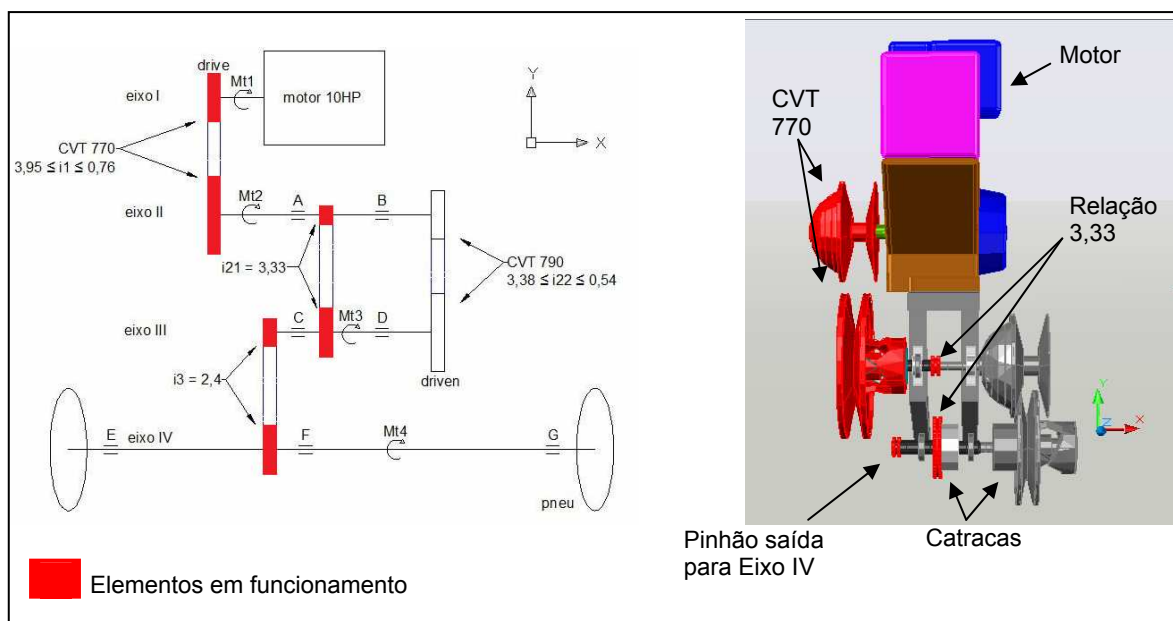


Figura 21 – Demonstrativo do sistema no início do movimento (rotação do motor < 2850 RPM)

Com o aumento da velocidade angular do motor e conseqüente aumento da velocidade da árvore II, a CVT secundária começará seu trabalho de transmissão de potência ampliando a relação gradativamente de 3,38 até 0,54. No entanto, sua transmissão de potência ao sistema iniciará somente no instante que atingir a relação de 3,33, mesma da relação fixa da transmissão por corrente. A partir deste momento a coroa da transmissão por corrente primária girará livre devido à presença de uma catraca acoplada à mesma e a CVT secundária trabalhará em série com a primária e continuará ampliando sua relação de transmissão de maneira a conferir maior velocidade final ao veículo.

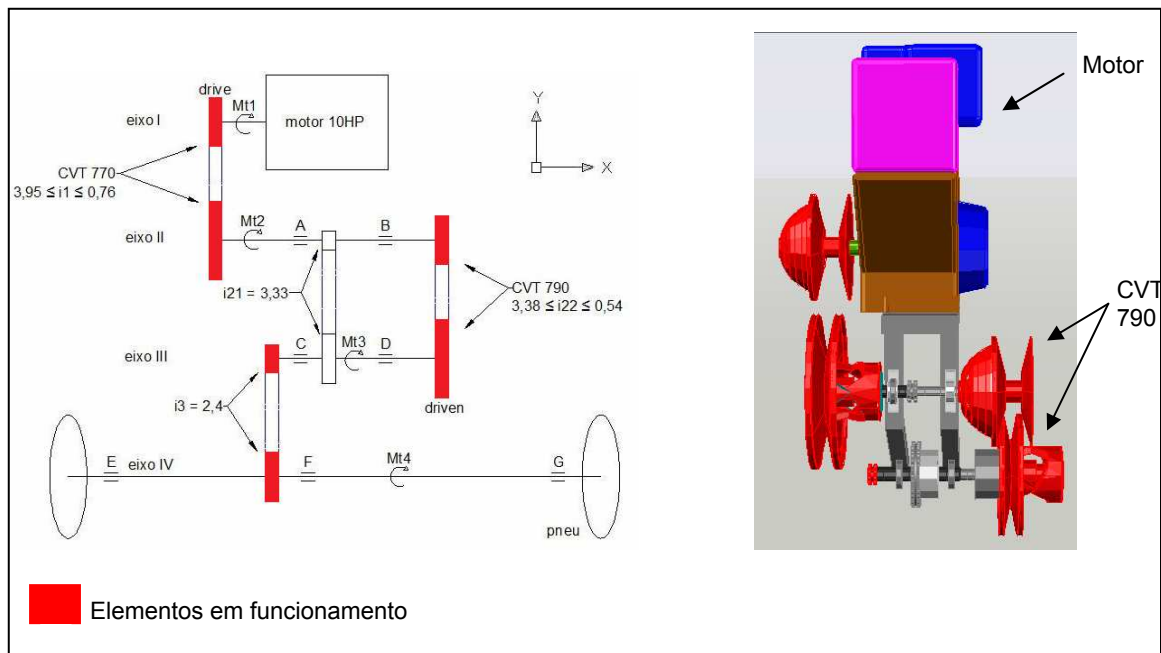


Figura 22 – Demonstrativo do sistema com rotação do motor > 2850 RPM

Utiliza-se a transmissão por corrente secundária para transmitir a potência do eixo terciário ao eixo das rodas do veículo. Esta transmissão possui uma relação fixa de 2,4.

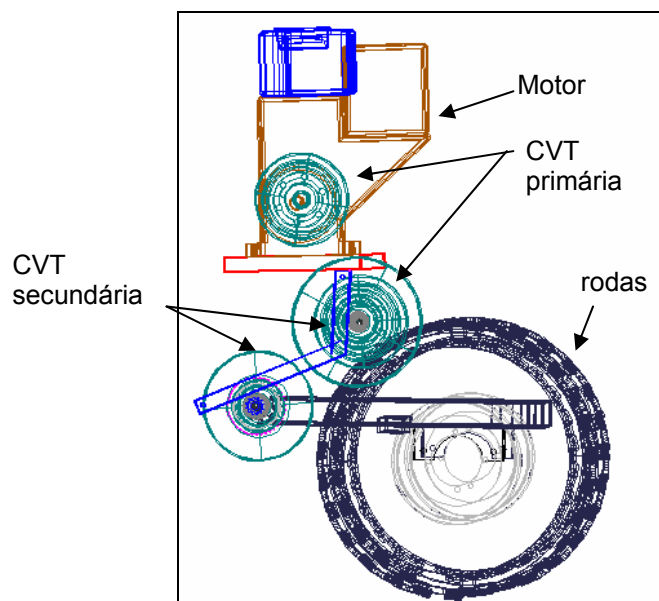


Figura 23 – Vista lateral do sistema de transmissão de duplo CVT completo

6.2 ANÁLISE DAS CONFIGURAÇÕES DAS CVTS

Foi realizado um estudo do comportamento das CVTs perante as forças existentes em seus componentes: inércia das massas, molas de torção da polia motora, rampa e mola de compressão da polia movida. Assim, foi possível definir as melhores configurações desses componentes de acordo com o que se dispõem no mercado (Quadro 03).

Proponentes	Características		
	1	2	3
Mola <i>Drive</i>	K=5 N/m	K=70 N/m	-
Massas	76g	98g	122g
Rampa	32°	41°	-
Mola <i>Driven</i>	K=10 ⁴ N/m	K=3*10 ⁴ N/m	K=5*10 ⁴ N/m

Quadro 03 – Características dos componentes da CVT *Comet*
Fonte: Relatório de projeto Equipe Vitória Baja (2007)

Os testes foram realizados com o veículo Vitória Baja SAE obedecendo às premissas e constantes definidas para o projeto, proporcionando maior confiabilidade e precisão na análise dos dados obtidos.

Para obtenção dos dados foi utilizado a telemetria do Projeto Vitória Baja SAE já descrita na revisão teórica. Antes do início dos testes, foi feita uma verificação dos sensores utilizando uma fonte de luz estroboscópica e constatou-se a precisão dos mesmos.



Figura 24 - Sensores Magnéticos da telemetria

As CVTs Comet 770 e 790 foram testadas com as configurações apresentadas no Quadro 04.

CONFIGURAÇÕES PARA TESTES						
	CVT	DC	MOLAS DE COMPRESSÃO	RAMPA	MASSA	MOLA DE TORÇÃO
1° TESTE	770	266,7 mm	2	2	2	2
2° TESTE	770		1	2	3	1
3° TESTE	770		3	2	1	2
4° TESTE	770		1	2	1	1
5° TESTE	790	264,414 mm	2	2	2	2
6° TESTE	790		1	2	3	1
7° TESTE	790		3	2	1	2
8° TESTE	790		1	2	1	1

Quadro 04 - Configurações para testes das CVTs Comet 770 e 790

Com intuito de atingir os objetivos definidos para este projeto, os dados a serem analisados são as relações entre a rotação da polia motora (entrada) e da polia movida (saída) das CVTs. Para cada configuração foram feitos três testes, sendo que as configurações do 2°, 6° e 8° testes não atenderam as expectativas e, portanto, foram desconsideradas na análise dos resultados obtidos.

Após a realização dos testes, pode-se escolher a melhor configuração para as CVTs analisando os gráficos 03, 04, 05 e 06:

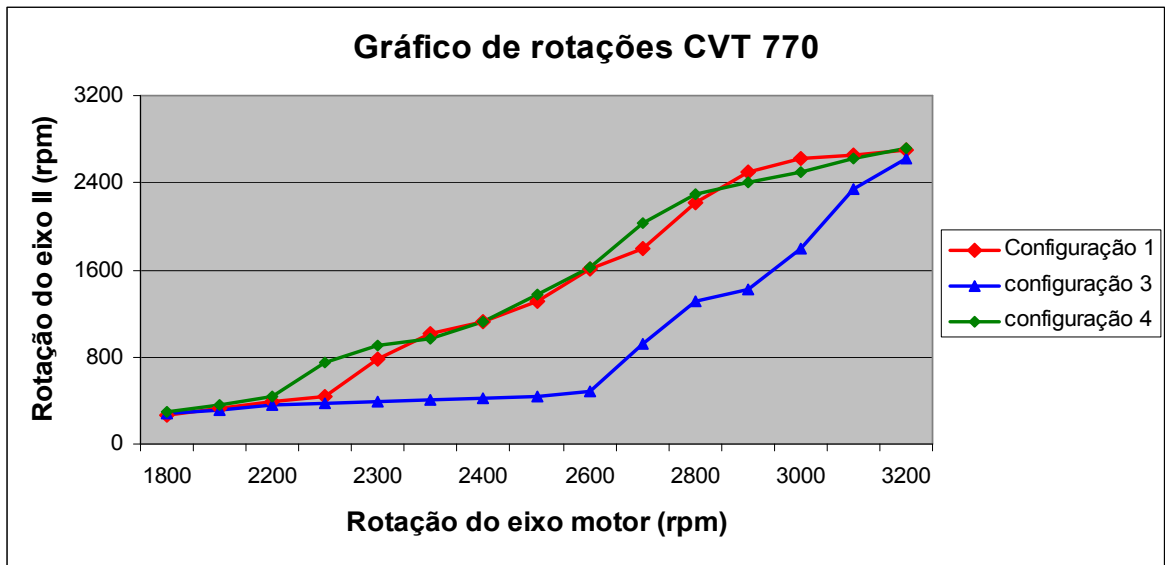


Gráfico 03 - comportamento da CVT 770 com diferentes configurações (rotação entrada/rotação de saída)

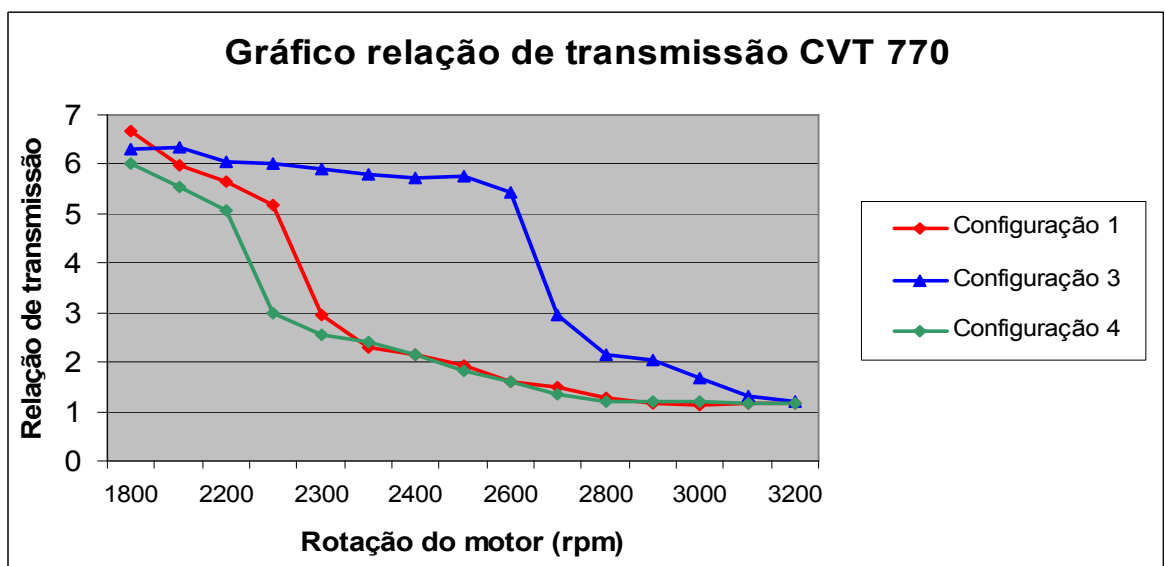


Gráfico 04 - comportamento da CVT 770 com diferentes configurações (rotação / relação de transmissão)

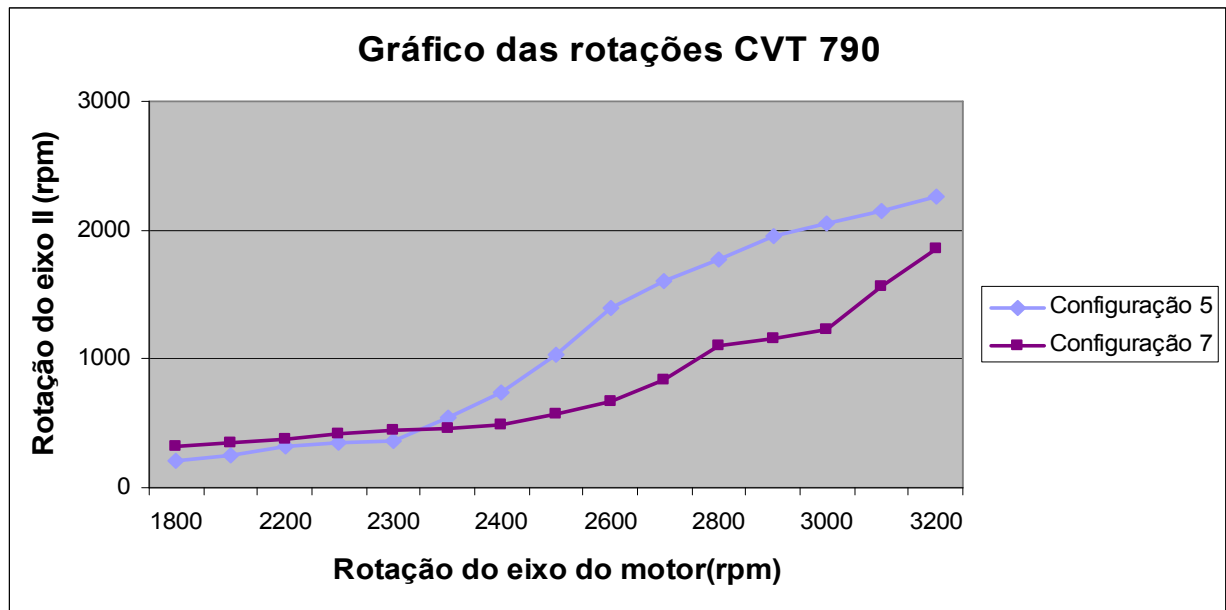


Gráfico 05 - Comportamento CVT 790 com diferentes configurações (rotação entrada/rotação de saída)

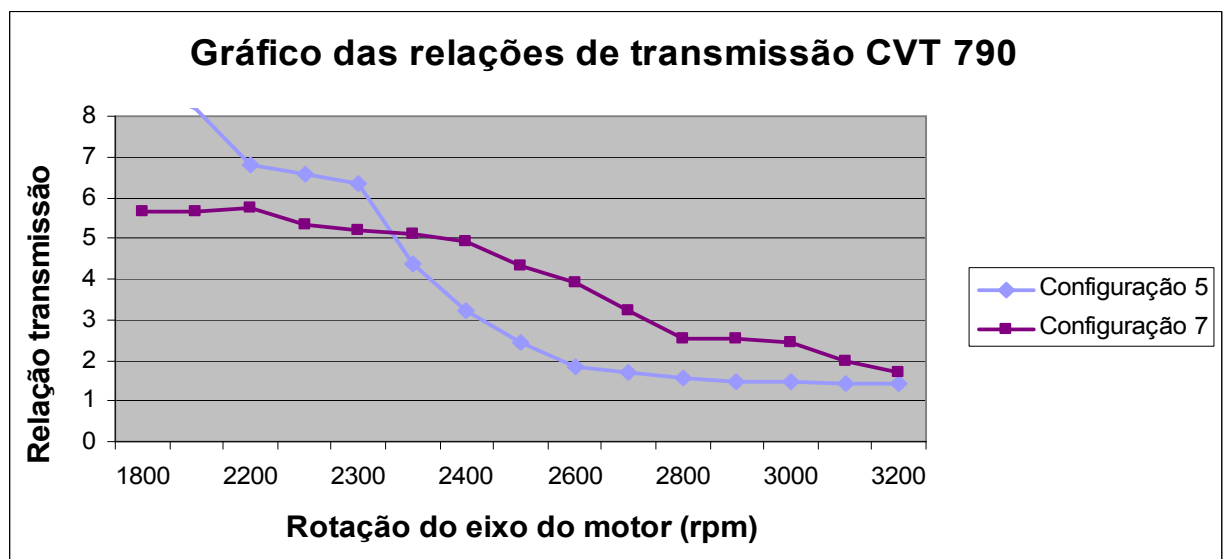


Gráfico 06 - Comportamento CVT 790 com diferentes configurações (rotação / relação de transmissão)

6.3 DINÂMICA DO SISTEMA ESCOLHIDO

Analisando os gráficos foi possível fazer escolhas e determinar a real variação de velocidades das CVTs e como serão seus funcionamentos. Foi então verificado que a configuração 1 para a CVT 770 e configuração 5 para a CVT 790 são as mais adequadas para o projeto e, com isso, têm-se as seguintes características do sistema de transmissão:

- CVT 770 acoplando quando o eixo do motor (eixo I) atingir a aproximadamente 2277 RPM.
- A CVT 790 começará a trabalhar quando a rotação do eixo II for de aproximadamente 2380 RPM, o que ocorrerá quando o eixo do motor atingir a rotação de aproximadamente 2850 RPM.
- Relação de transmissão da CVT primária quando a CVT secundária começar a atuar no sistema será de 1,2 variando até 1,18.
- A CVT secundária irá trabalhar até a relação de 1,68, pois está limitada pela velocidade do *driven* da CVT primária que atinge no máximo 2700 RPM.

7 ANÁLISE ESTRUTURAL

De posse dos resultados dinâmicos, apresentados no tópico 4.2, e da curva de torque real do motor (Figura 25) fornecida pelo fabricante *Briggs&Stratton*, foi possível analisar os esforços atuantes em cada elemento de máquina e, assim, dimensioná-los para otimizar o sistema.

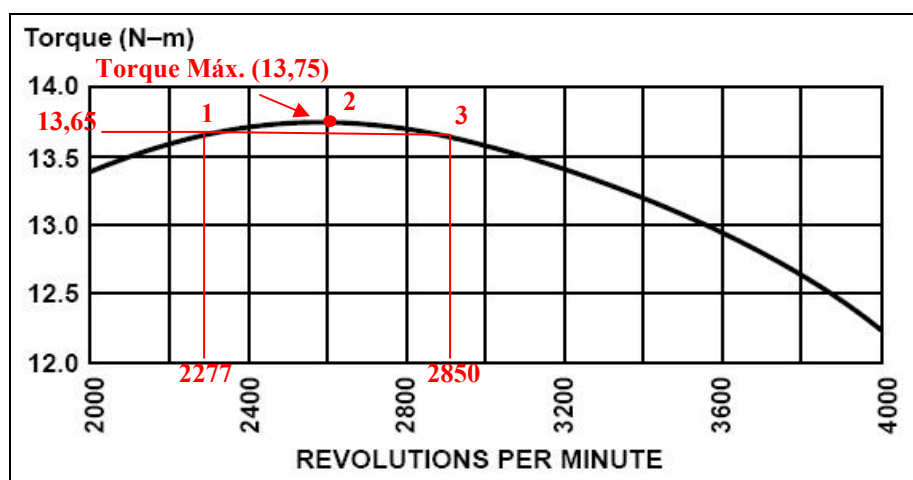


Figura 25 – Curva de torque real do motor *Briggs&Stratton* 10HP modelo 205432

Vale ressaltar que, a árvore I e os outros elementos do motor não foram dimensionados, visto que o motor é um parâmetro inicial de projeto. As CVTs, modelos *Comet* 770 e 790, também foram estabelecidas previamente, já considerando a potência de 10 HP e máxima rotação de 4000 RPM do motor. Conseqüentemente, seus elementos também não demandam um dimensionamento posterior.

Já a árvore IV, apesar de também ser pré-estabelecida, foi conferida quanto a sua resistência devido ao novo torque do sistema.

Os elementos dimensionados ou conferidos nessa seção foram:

- Árvores (II, III, IV), Mancais de rolamento e suas sedes;
- Catracas I e II;
- Transmissão por corrente de rolos (Primária e Secundária).

Analisando as Figuras 25 e 26 com os gráficos resultantes dos testes (Gráficos 07 e 08), pode-se compreender que existem três momentos onde a solicitação dos componentes são maiores.

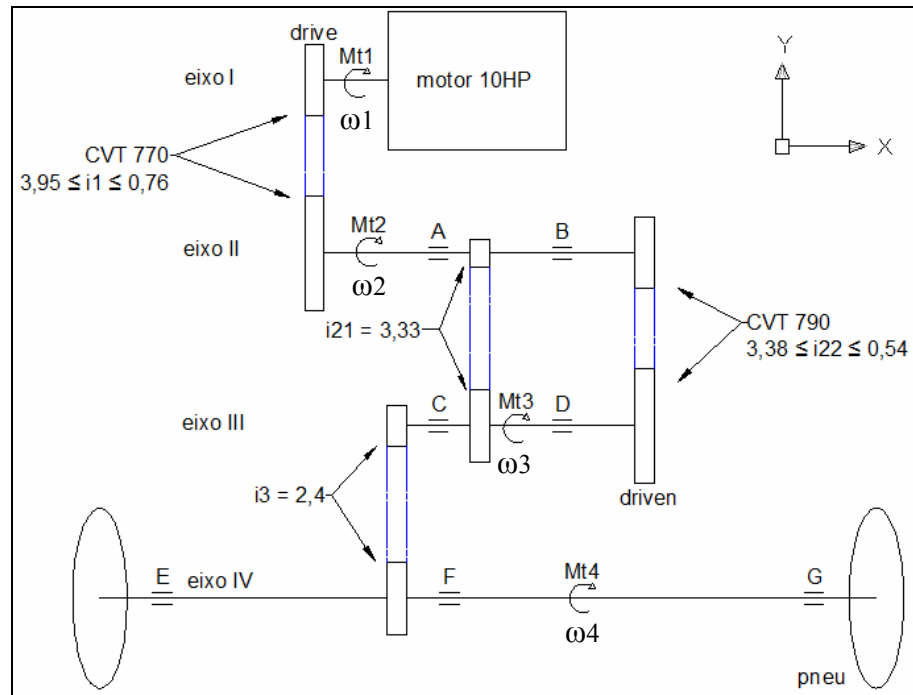


Figura 26 – Ilustração da disposição do sistema

O caso 1 ocorre no instante de saída do veículo, ou seja, início do movimento. O caso 2 representa o instante em que o torque do motor é máximo, a 2600 RPM (Figura 25). Já o caso 3 ocorre no momento em que se inicia o movimento da CVT 790, porém a transmissão por corrente ainda está trabalhando em paralelo. Veja a Tabela 03 abaixo.

Tabela 03 – Rotação, torque do motor e relações de transmissão para as maiores solicitações dos componentes

	CASO 1	CASO 2	CASO 3
(RPM)	2277	2600	2850
Mt1 (N.m)	13,65	13,75	13,65
i1	3,95	1,62	1,2
i21	3,33	3,33	3,33
i22	-	-	3,38
i3	2,4	2,4	2,4

7.1 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS II E III, DOS MANCAIS DE ROLAMENTOS E SUAS SEDES

De posse dos resultados dinâmicos do sistema, foi possível descobrir em quais instantes as solicitações nas árvores são maiores e, assim, dimensioná-los. Todos

eles foram calculados considerando carga dinâmica alternada, ou seja, foram dimensionados para resistir à fadiga.

Primeiramente, foi calculado o momento torsor de cada árvore. E então, utilizando a teoria de transmissão por polias apresentada na Seção 03, descobriu-se qual a força atuante da CVT 770 na árvore II. Foi utilizado, também, a teoria de transmissão por corrente para definir quais os carregamentos atuantes nas árvores II, III e IV. No caso 3, foi ainda calculado qual o carregamento nas árvores II e III advindo da CVT 790. Veja os cálculos no ANEXO A.

Analisando o ANEXO A, pôde-se perceber que os momentos torsores nas árvores II, III e IV para o caso 2 são muito inferiores aos do caso 1, pois, apesar do motor estar em máximo torque, a relação de transmissão i_1 está muito pequena. Isso possibilita a sua exclusão, já que, nele, estão trabalhando os mesmos elementos que no caso 1, porém com menores solicitações.

Na etapa seguinte, utilizou-se o software *MDSolids 3.1* para definir os diagramas de esforços cortantes e momentos fletores nos planos x-y e x-z para, então, chegar aos valores das reações nos mancais. A Tabela 04 apresenta o modelo de cada mancal escolhido de acordo com a carga atuante.

Tabela 04 – Mancais de rolamento especificados para o projeto

Mancal	Modelo
A	6804 ZZ
B	6802 ZZ
C	6805 ZZ
D	6805 ZZ
E	6806 ZZ
F	6808 ZZ
G	6806 ZZ

Para início da análise de tensões nas árvores, seus diâmetros e geometrias foram definidos somente analisando o acoplamento dos elementos de máquina e simples montagem e manutenção. Caso as árvores não resistissem às solicitações com as dimensões escolhidas, um redimensionamento seria necessário.

Foi utilizado o software *Autodesk Inventor 2008* para a modelagem e análise estática de tensões (tecnologia ANSYS) das árvores II, III e IV. Veja as Figuras 27, 28 e 29.

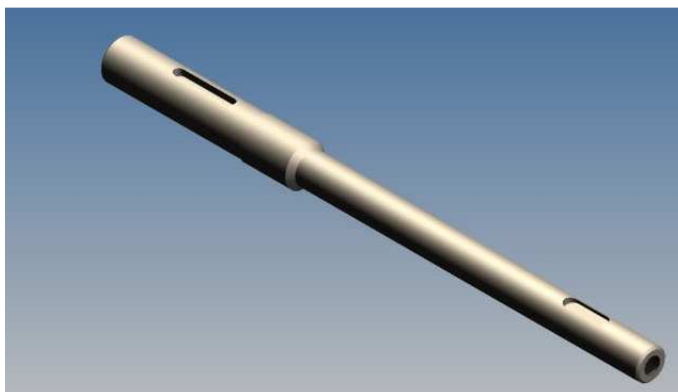


Figura 27 – Árvore II

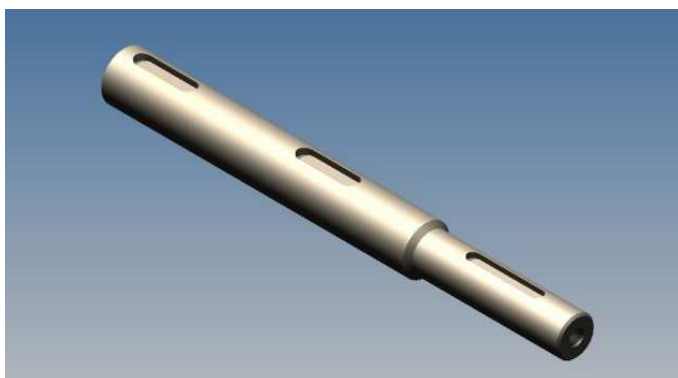


Figura 28 – Árvore III

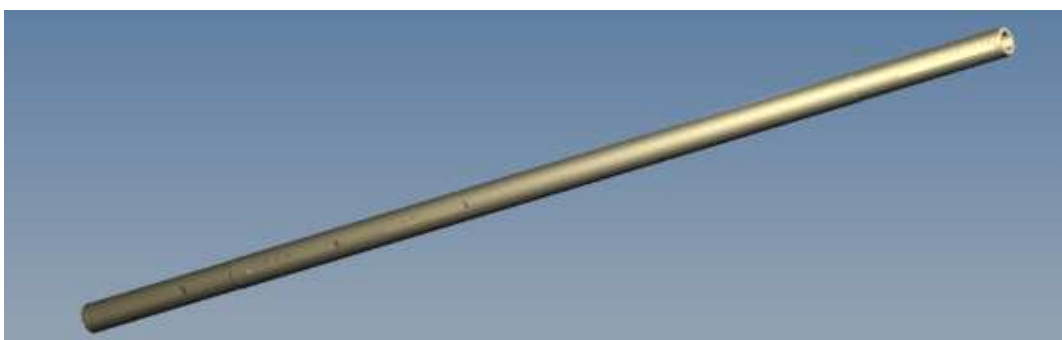


Figura 29 – Árvore IV

A Tabela 05 apresenta as considerações utilizadas para as análises computacionais de tensão e deformação das árvores. Vale ressaltar que, os valores dos carregamentos adotados foram os críticos, ou seja, os maiores calculados no ANEXO A (caso 1). O material escolhido para as árvores foi o aço SAE 4340 recozido por apresentar boas propriedades mecânicas e ser facilmente encontrado no mercado.

Tabela 05 – Considerações adotadas para as simulações computacionais das árvores II, III e IV

Árvore	Restrições		Carga radial		Torque (relação de transmissão)
	Pino	Engaste	Y	Z	
II	Mancais A, B	Pinhão (primária)	CVT1; Transm. Corrente primária	CVT1; Transm. Corrente primária	3,95
III	Mancais C, D	Pinhão (secundária)	Transm. Corrente primária; secundária	Transm. Corrente primária; secundária	$3,95 \times 3,33 = 13,15$
IV	Mancais E, F, G	Acoplamento das rodas	-	Transm. Corrente secundária	$13,15 \times 2,4 = 31,57$

Os resultados das tensões nas análises estruturais foram comparados à tensão de escoamento do material, que é de 470 MPa. Assim, foi possível garantir a integridade das peças e o bom funcionamento do sistema.

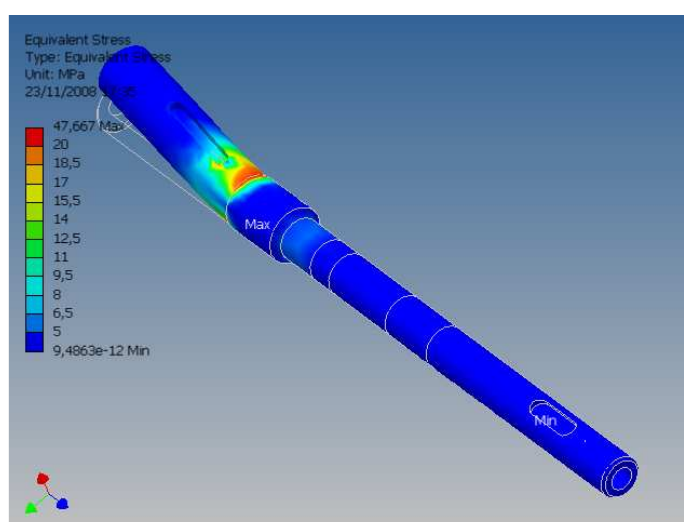


Figura 30 – Análise de tensões da árvore II, em aço SAE 4340, caso 1

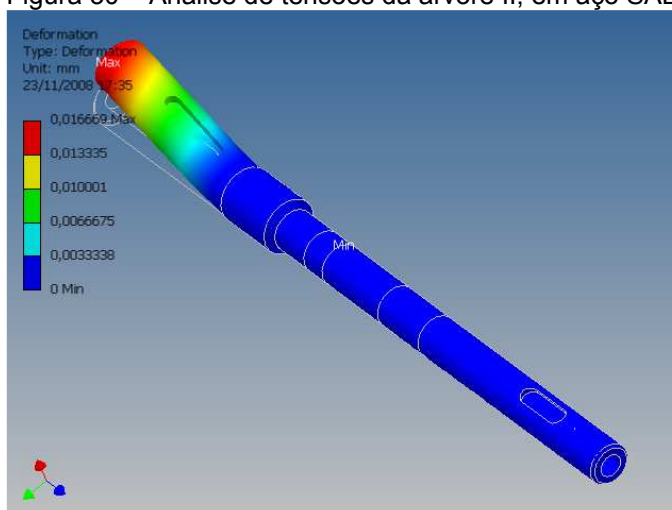


Figura 31 – Análise das deformações da árvore II, em aço SAE 4340, caso 1

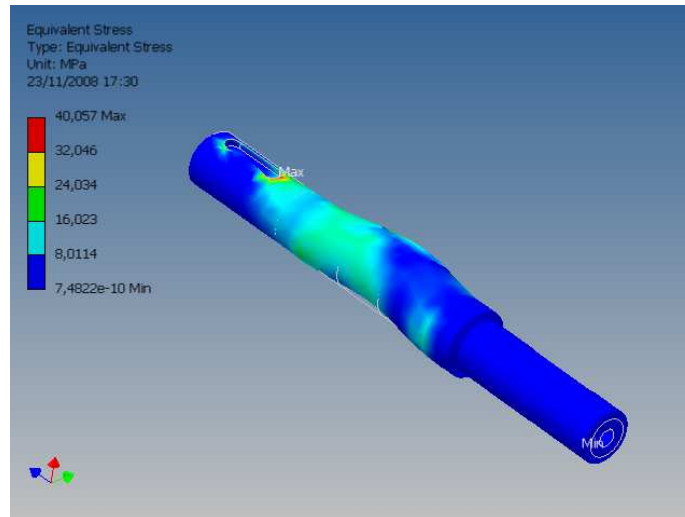


Figura 32 – Análise de tensões da árvore III, em aço SAE 4340, caso 1

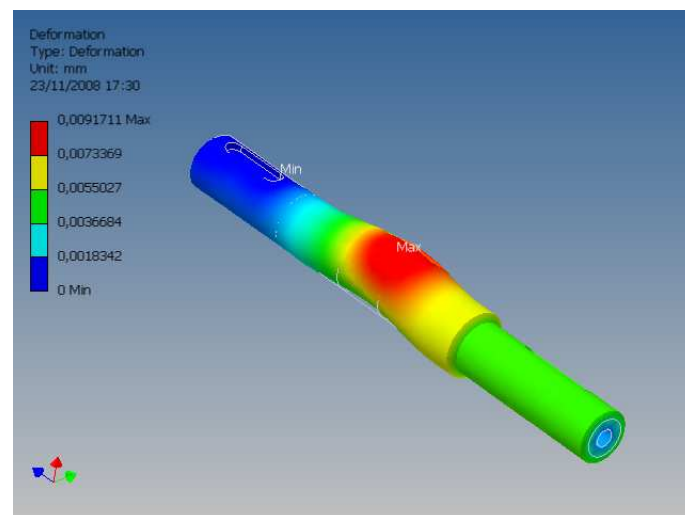


Figura 33 – Análise das deformações da árvore III, em aço SAE 4340, caso 1

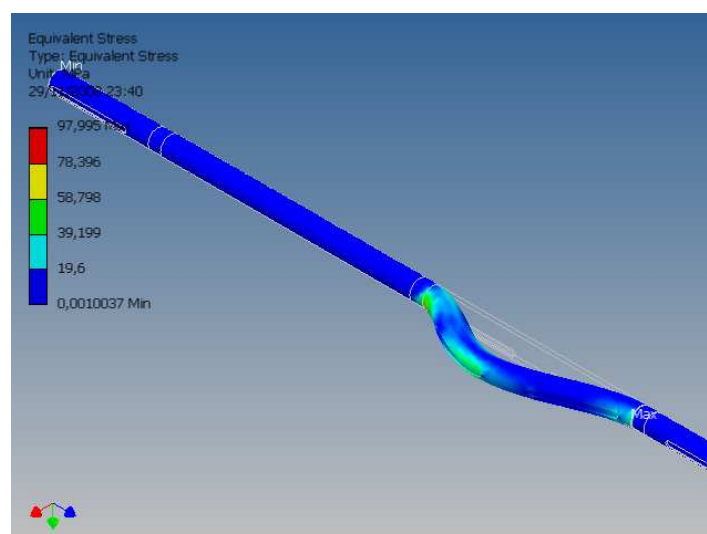


Figura 34 - Análise das tensões da árvore IV, em aço SAE 4340, caso 1

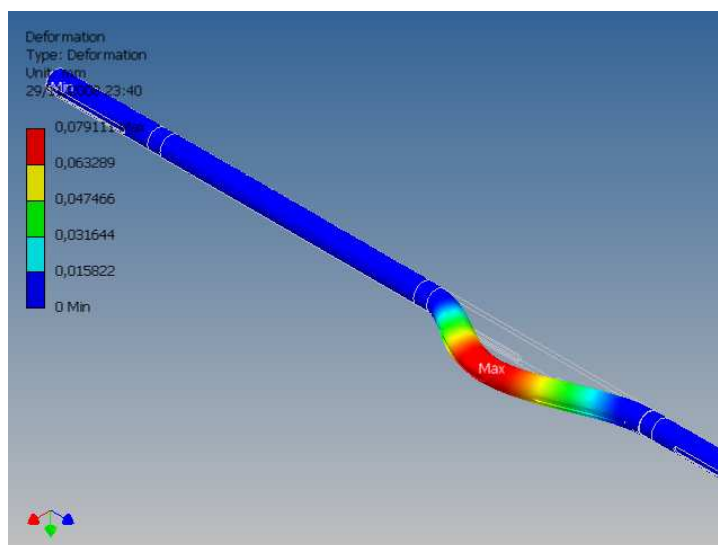


Figura 35 - Análise das deformações da árvore IV, em aço SAE 4340, caso 1

Os desenhos técnicos para fabricação das árvores II, III estão no ANEXO E.

Após o dimensionamento das árvores e mancais de rolamento pôde-se, então, definir qual seria o tipo de sede mais indicado para o sistema. Inicialmente, analisou-se a possibilidade de desenvolver uma caixa para suportar todo o sistema, como a caixa de marchas manual e automática, utilizadas em anos anteriores pela Equipe Vitória Baja, conforme mostra a Figura 36.

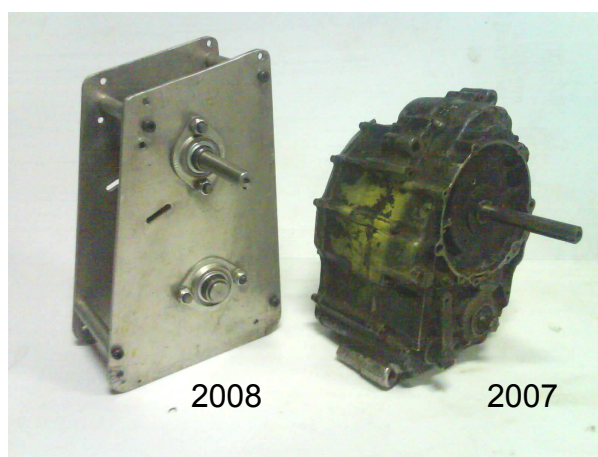


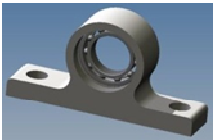


Figura 36 – Caixas de marchas manual e automática referentes aos anos de 2007 e 2008, respectivamente

Porém, buscando a redução de massa e a integridade estrutural, foi definida a utilização de unidades de rolamento, as quais são fixadas numa subestrutura do sistema. A Tabela 06 abaixo apresenta uma tabela das unidades pesquisadas no mercado, com menor massa e custo acessível.

Tabela 06 – Unidades de mancais de rolamento pesquisadas para as árvores II e III

Item	Ilustração	Massa (4 unidades)	Custo Total (R\$)
Unidade de mancal de rolamento Y SKF em ferro fundido		3010 g	144,00
Unidade flangeada de rolamento Y NSK em aço (utilizada na caixa automática 2008)		1580 g	128,00
Unidade de mancal de rolamento de esferas projetado em alumínio 6061 T6		557 g	640,00

O terceiro item, apesar de apresentar o maior custo, foi o escolhido por ser 2,84 e 5,4 vezes mais leve que os itens dois e um, respectivamente. As unidades foram, então, modeladas utilizando o *Software Autodesk Inventor 2008*.

Para a análise de tensões, deformações e fatores de segurança, foram considerados os maiores valores e as direções das reações dos mancais R_A , R_B , R_C e R_D calculados no ANEXO A. Elas foram aplicadas em toda superfície de contato entre o rolamento e a unidade propriamente dita. Foram inseridas, também, restrições nas direções X, Y e Z tipo “pino” onde as unidades são fixadas por parafusos. A Tabela 07 abaixo apresenta as propriedades mecânicas do material escolhido.

Tabela 07 – Propriedades mecânicas do Alumínio 6061-T6

<i>Aluminum-6061-T6</i>	
<i>Young's Modulus</i> (Módulo de Elasticidade)	6,89e+004 MPa
<i>Poisson's Ratio</i> (Coeficiente de Poisson)	0,33
<i>Mass Density</i> (Densidade)	2,71e-006 kg/mm ³
<i>Tensile Yield Strength</i> (Tensão de escoamento)	275,0 MPa
<i>Tensile Ultimate Strength</i> (Tensão limite de ruptura)	310,0 MPa

Fonte: www.matweb.com, 15/11/2008.

As Figuras abaixo apresentam resultados da análise estrutural das tensões da sede dos mancais de rolamento A, B e D.

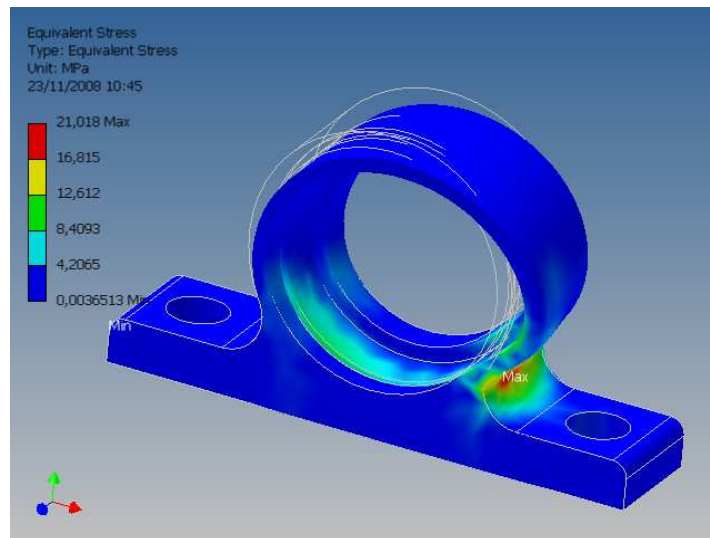


Figura 37 – Análise de tensões da sede do mancal A

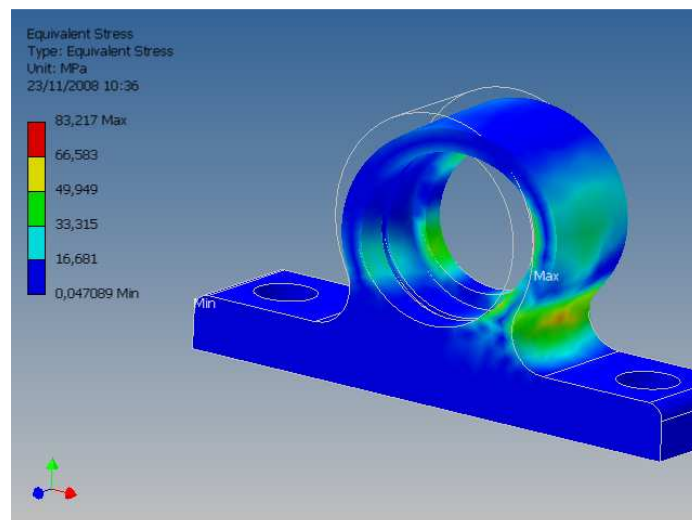


Figura 38 – Análise de tensões da sede do mancal B

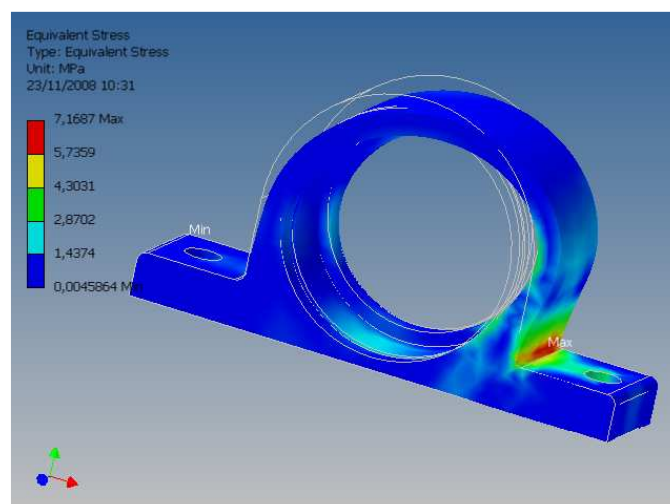


Figura 39 – Análise de tensões da sede do mancal D

Já para o mancal C, estão apresentados abaixo, não só sua análise de tensões, mas também sua máxima deformação e fator de segurança por sofrer maior solicitação.

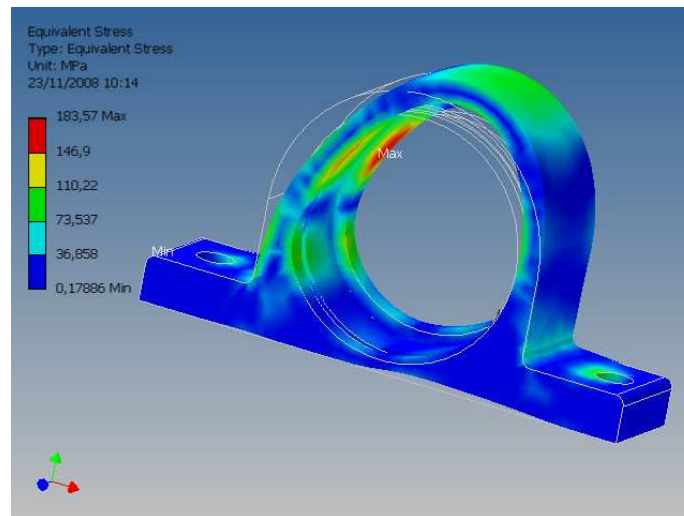


Figura 40 – Análise de tensões da sede do mancal C

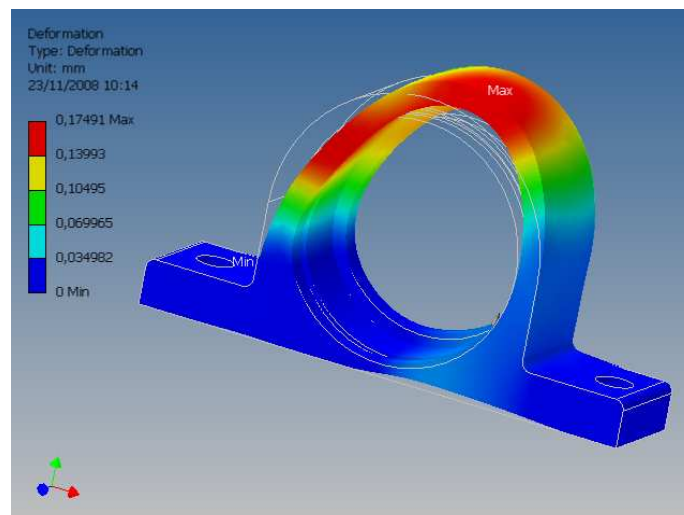


Figura 41 – Análise da deformação da sede do mancal C

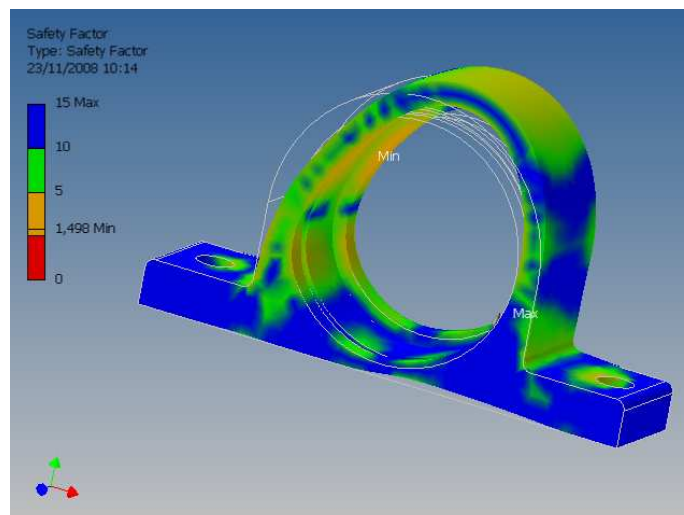


Figura 42 – Análise do fator de segurança da sede do mancal C

Os desenhos técnicos para fabricação das unidades de mancais de rolamento A, B, C e D estão no ANEXO E. É importante salientar que as sedes dos mancais de rolamento da árvore IV não foram dimensionados, visto que foram considerados constantes em todo o desenvolvimento. A árvore IV foi apenas analisada quanto à solicitação do sistema de transmissão desenvolvido, porém, em seu correto dimensionamento, devem ser considerados os esforços advindos da suspensão do veículo, já que se trata do eixo das rodas traseiras. Esses cálculos não serão apresentados nesse trabalho, mas já foram desenvolvidos pela Equipe Vitória Baja SAE, conforme mostra a Figura 43.

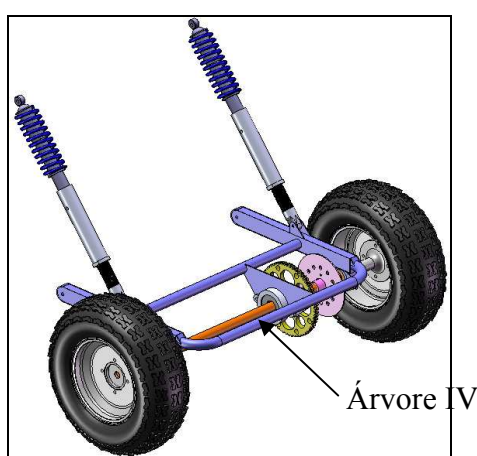


Figura 43 – Suspensão traseira do veículo baja que utiliza a transmissão duplo CVT

7.2 DIMENSIONAMENTO DAS CATRACAS

Foi verificado no mercado quais seriam as catracas mais apropriadas ao projeto. Grandes fabricantes foram contatados como Vulkan e Tector. Esse último apresentou produtos com melhores combinações de custo, massa e aplicação específica. Os cálculos para o dimensionamento das catracas estão no ANEXO C e as figuras das catracas escolhidas para a transmissão por corrente primária e para a polia *driven* da CVT secundária estão dispostas abaixo.

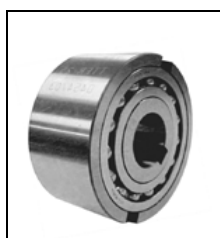


Figura 44 – Catraca Tector TTFR 25 escolhida para a transmissão por corrente primária



Figura 45 - Catraca Tector TTFS 20 escolhida para a transmissão por corrente primária

De acordo com o torque máximo e outros dados técnicos fornecidos pelo fabricante foram resumidas as características das catracas escolhidas para cada tipo de transmissão mostrados na Tabela 08.

Tabela 08 – Torque nominal e máximo das catracas Tector escolhidas

Transmissão (Aplicação)	Catraca	Torque Nominal [N.m]	Torque Máximo [N.m]	Chaveta
Coroa da transmissão por corrente primária	Tector TTFR 25	120	180	DIN 6885/1 A 8x7x32
Polia <i>driven</i> CVT secundária	Tector TTFS 20	50	75	DIN 6885/3 A 6x4x18

7.3 DIMENSIONAMENTO DAS TRANSMISSÕES POR CORRENTE DE ROLOS

Diante das máximas cargas de tração das correntes de rolos (T_{pc11} e T_{pc21}) calculadas no ANEXO A, foram calculados dois tipos de corrente, uma para a transmissão primária e outra para a secundária (ANEXO B) segundo as Normas ANSI, ISSO e ABNT. Veja a tabela abaixo do resumo da escolha dos elementos.

Tabela 09 – Dados técnicos das correntes de rolos escolhidas

Aplicação (transmissão)	ANSI	ISO E ABNT	Passo [pol.]	Largura do rolo [pol.]	Carga de Ruptura [kgf]	Peso em [Kg/m]
Primária	35-1	06C-1	3/8"	3/16"	950	0,33
Secundária	40-1	08A-1	1/2"	5/16"	1.700	0,6

Já as engrenagens (pinhão e coroa) foram dimensionadas como já mostrado anteriormente segundo o número de dentes para análise dinâmica, Capítulo 6. Então, seu passo e seu número de fileira de rolos (simples, dupla, tripla) seguiram a norma das correntes escolhidas acima.

7.4 DIMENSIONAMENTO DOS PARAFUSOS DE FIXAÇÃO DA SUBESTRUTURA E DAS UNIDADES DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Para uma segura fixação das unidades dos mancais de rolamento e da subestrutura do sistema, os parafusos foram dimensionados segundo os cálculos do ANEXO D. Utilizando a Norma DIN, foi possível escolher todos os parafusos, porcas e arruelas capazes de resistir aos esforços do equipamento.

Buscando a intercambiabilidade desses elementos de máquina, foi definido um único parafuso, o parafuso Allen (sextavado interno) da classe 12.9, Norma DIN 912, por oferecer fácil manutenção e ser de alta resistência. Já para as porcas, utilizando a Norma DIN 985, foi escolhida a auto travante por garantir a fixação mesmo o sistema em vibração. A Tabela 10 abaixo representa as características dos elementos de fixação do sistema.

Tabela 10 – Parafusos de fixação do sistema

Aplicação	Parafuso	Arruela	Porca
Sede dos mancais	M8x1,25x45 DIN 912 (Allen)	M8 DIN 125 A	Porca Auto Travante M8x1,25 DIN 985
Subestrutura	M8x1,25x52 DIN 912 (Allen)	M8 DIN 125 A	Porca Auto Travante M8x1,25 DIN 985

8 MONTAGEM

Conforme apresentado nesse trabalho, o sistema Duplo CVT é composto de vários elementos de máquina, por isso, foi de suma importância o desenvolvimento de uma sequência correta de montagem. De início, foi feita uma lista de todos os componentes do sistema. Veja o Tabela 11 abaixo.

Tabela 11 – Lista dos componentes do sistema Duplo CVT

(Continua)

No	Item	Qtde.	Itens complementares	Massa Total (kg)
1	Motor <i>Briggs & Stratton</i> 10 HP mod. 205432	1	Chaveta DIN 6885/3 B 8x5x60; 4 x M8x1,25x65 DIN 912 (Sextavado); 4 x M8x1,25 DIN 985	23,4
2	CVT Comet 770 (Polias <i>drive e driven</i>)	1	Correia Trapezoidal 300638C (704061)	5
3	Árvore II em aço SAE 4340 O	1	Chaveta DIN 6885/3 A 8x5x22; Chaveta DIN 6885/1 A 5x3x22	0,43
4	Árvore III em aço SAE 4340 O	1	2 x Chaveta DIN 6885/1 A 8x7x22; Chaveta DIN 6885/1 A 6x6x22	0,81
5	Árvore IV em aço SAE 4340 O	1	2 x Chaveta DIN 6885/1 A 10x8x60; 2 x Chaveta DIN 6885/1 A 8x7x22	3,3
6	Parafusos de fixação axial nas árvores II e III M8x1,25x30 DIN 912 (Sextavado)	4	4 x Arruelas de pressão M8 DIN 127 B	0,15
7	Mancais de rolamento (6804 ZZ, 6802 ZZ, 2 x 6205 ZZ, 2 x 6806 ZZ, 6808 ZZ)	7		0,144
8	Sede dos mancais de rolamento em alumínio 6061 T6	4	Anel elástico 24mm DIN 472; Anel elástico 32mm DIN 472; 2 x Anel elástico 52mm DIN 472	0,281
9	CVT Comet 790 (Polias <i>drive e driven</i>)	1	Correia Trapezoidal 300634C (704055)	5

Tabela 11 – Lista dos componentes do sistema Duplo CVT

				(Conclusão)
No	Item	Qtde.	Itens complementares	Massa Total (kg)
10	Catraca industrial Tector TTFR 25	1		0,9
11	Catraca industrial Tector TTFS 20	1		0,7
12	Pinhão industrial simples 12 dentes 3/8"	1	Corrente ISO 06C-1 (3/8")	1,27
13	Coroa industrial simples 40 dentes 3/8"	1		0,9
14	Pinhão industrial simples 15 dentes 1/2"	1	Corrente ISO 08A-1 (1/2")	1,65
15	Coroa industrial simples 36 dentes 1/2"	1		0,6
16	Parafusos de fixação das sedes dos mancais e da subestrutura M8x1,25 DIN 912 (Allen)	12	24 x Arruelas lisas M8 DIN 125 A; 12 x Porca Auto Travante M8x1,25 DIN 985	0,4
17	Subestrutura tubo retangular 30 x 30 x 1,2mm de aço SAE 1020	2		0,125

Primeiramente, as unidades dos mancais de rolamento (Item 8 – Tabela 11) são montadas. Os rolamentos são encaixados e travados em suas sedes com os anéis elásticos.

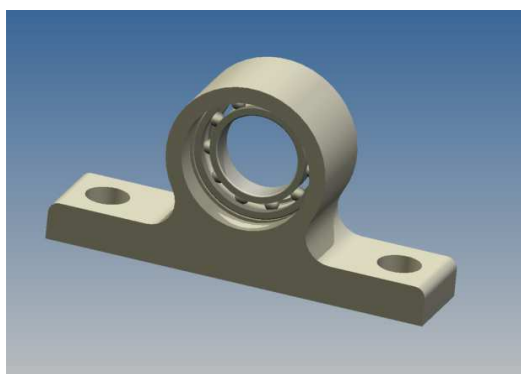


Figura 46 – Montagem do rolamento em sua unidade

Em seguida, as unidades de rolamento são inseridas na árvore II, a qual já possui o pinhão da transmissão por corrente primária.

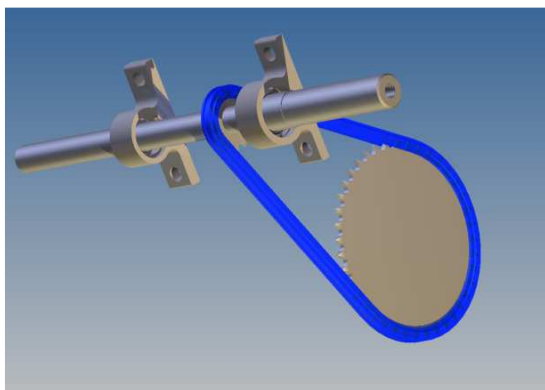


Figura 47 – Montagem dos elementos da árvore II

Enquanto isso, a catraca (Item 10) é acoplada no cubo da coroa da transmissão por corrente primária e, então, é inserida com a chave na árvore III. Assim, torna-se possível a posterior inserção de suas unidades de rolamento. Veja a figura 48.

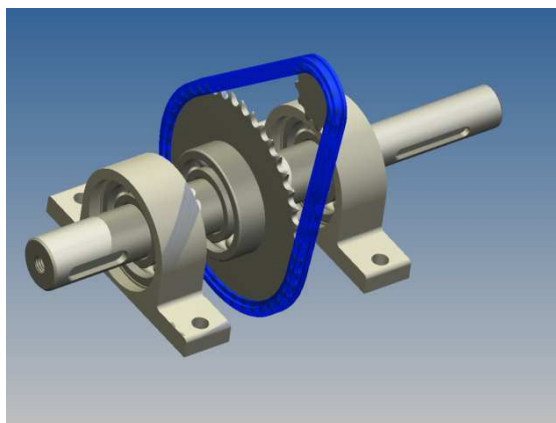


Figura 48 – Montagem dos elementos da árvore III

Com as árvores II e III montadas, é possível fixá-las com os parafusos Allen na subestrutura (Item 17) que foi desenvolvida para suportar todos esses elementos e ser fixada no veículo. O desenho técnico desse componente está no ANEXO E. Veja a Figura 49.

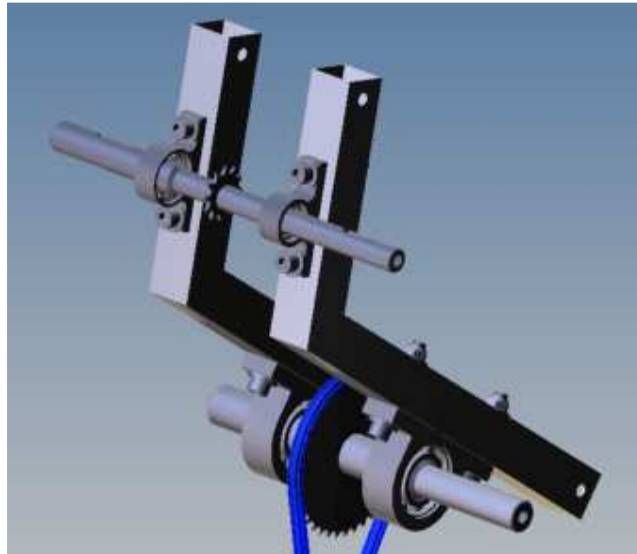


Figura 49 – Subestrutura com as árvores II e III montadas

Finalizando a montagem, as CVTs são acopladas às árvores e fixadas com os parafusos sextavados, enroscando-os nos furos das extremidades de cada árvore. A árvore IV é, então, montada na suspensão, a qual é fixada na traseira do veículo conforme mostra a Figura 50.

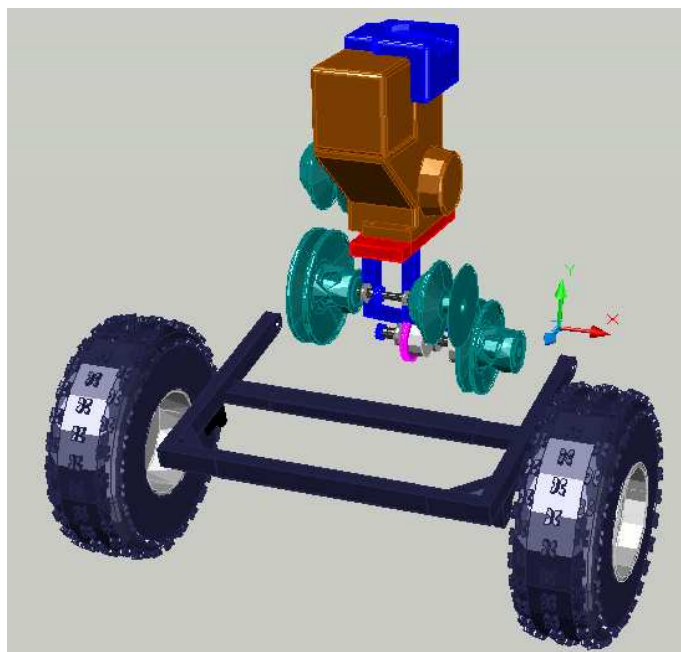


Figura 50 – Sistema de transmissão duplo CVT montado

9 ANÁLISE DE CUSTOS

Como o Vitória Baja SAE não é um projeto com fins lucrativos, não será feita uma análise de viabilidade econômica, após o dimensionamento dos elementos a serem utilizados no projeto, foi feita uma análise dos custos envolvidos para sua implementação. Os custos envolvidos em cada componente estão discriminados no Quadro 05.

Item	Nome da peça	Comprado	Importado	Fabricado	Vendedor	Quantidade	Custo do material unitário	Custo total do material
1	Chaveta da CVT <i>Drive</i>			X		1	R\$ 0,04	R\$ 0,04
2	Chaveta da CVT <i>Driven</i>			X		1	R\$ 0,03	R\$ 0,03
3	Correia variadora de vel.	X			Rei da Borracha	2	R\$ 90,00	R\$ 180,00
4	Conj. CVT 770 - <i>Drive</i>		X		RM Polias	1	R\$520,00	R\$ 520,00
5	Conj. CVT 770 – <i>Driven</i>		X		RM Polias	1	R\$410,00	R\$ 410,00
6	Conj. CVT 790 – <i>Drive</i>		X		RM Polias	1	R\$520,00	R\$ 520,00
7	Conj. CVT 790 – <i>Driven</i>		X		RM Polias	1	R\$410,00	R\$ 410,00
8	Proteção CVT's			X		2	R\$ 12,02	R\$ 24,04
9	Eixos	X			Formetal	3	R\$150,00	R\$ 450,00
11	Pinhão 15 dentes	X			Robson Willians ME	1	R\$ 20,00	R\$ 20,00
12	Pinhão 12 dentes	X			Robson Willians ME	1	R\$ 20,00	R\$ 20,00
13	Coroa P-12,7mm 36 dentes	X			Icegê Repres. e Comércio	1	R\$ 26,00	R\$ 26,00
14	Coroa P-12,7mm 40 dentes	X			Icegê Repres. e Comércio	1	R\$ 26,00	R\$ 26,00
15	Correntes P-12,7 mm	X			Icegê Repres. e Comércio	2	R\$ 22,00	R\$ 44,00
16	Proteção para corrente			X		2	R\$ 8,92	R\$ 17,84
17	Contra recuos	X			TEKTOR	2	R\$312,00	R\$ 624,00
18	Mancais e suas sedes	X		X	Lucio's Rolamentos	4	-	R\$ 640,00
19	Parafusos e porcas	X				20	R\$ 1,00	20,00
CUSTO TOTAL DO SISTEMA							R\$ 3.931,91	

Quadro 05 - relação de custos dos componentes do sistema

10 DISCUSSÕES DOS RESULTADOS

Com intuito de comparar os resultados esperados do projeto do sistema de transmissão com duas CVTs em série com outros sistemas de transmissão anteriormente utilizados pelo projeto Vitória Baja SAE, é necessário utilizar os dados obtidos e analisados na análise dinâmica para formar gráficos de fácil visualização do desempenho do veículo. Os Gráficos 07 e 08 mostram a relação de transmissão total do sistema e a velocidade final do veículo respectivamente, considerando as etapas de seu funcionamento.

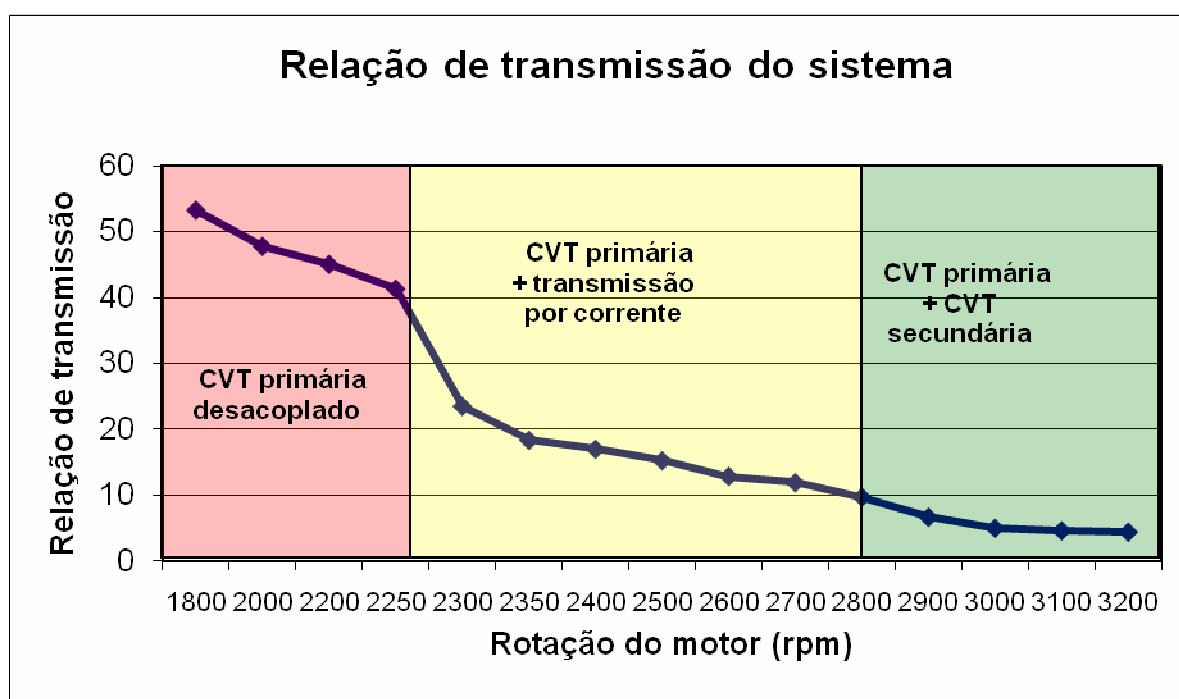


Gráfico 07: Relação de transmissão total do sistema

Analisando o Gráfico 07 pode-se perceber o comportamento dinâmico do sistema no qual diz respeito à relação de transmissão máxima e mínima, 31,6 e 4,49 respectivamente. Sabe-se que o torque está diretamente relacionado com a relação de transmissão, e com isso pode-se obter o torque máximo do sistema de transmissão:

$$\text{Torque máximo} = 13,65 \times 31,6 \times 0,88 = 381,115 \text{ N.m}$$

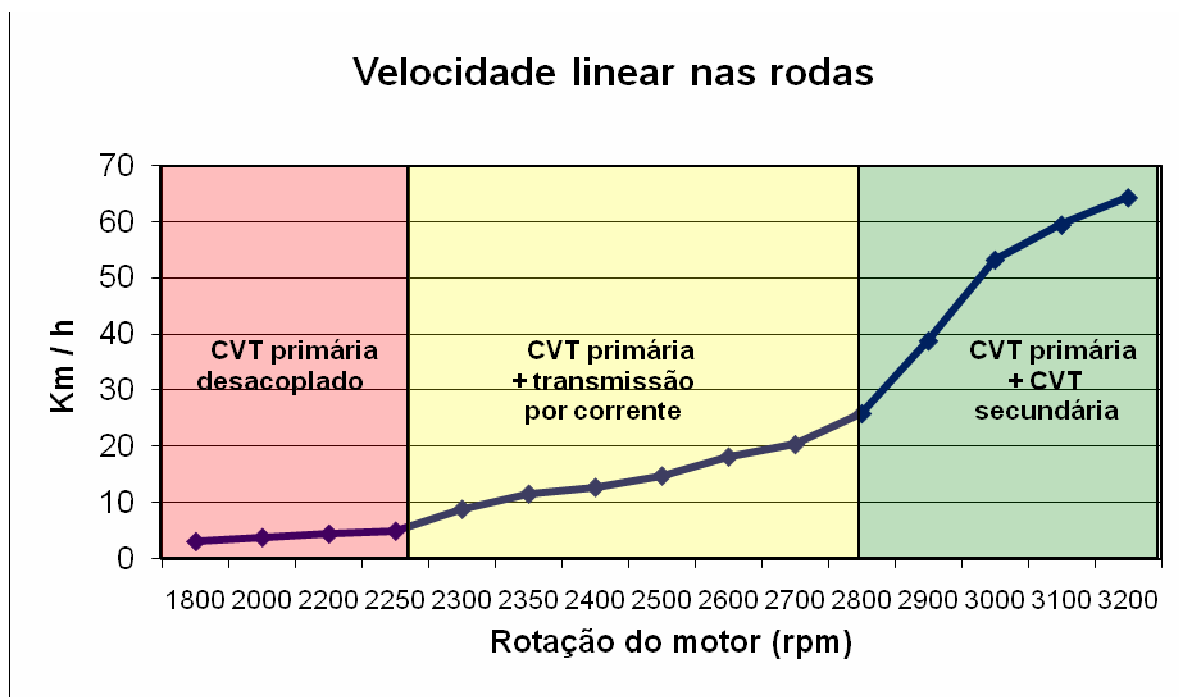


Gráfico 08 - Velocidade final do veículo

O Gráfico 08 mostra claramente a aceleração do veículo, indicado pela inclinação da reta, e a velocidade final esperada com o duplo CVT. A aceleração é medida pelo tempo gasto pelo carro ao percorrer uma distância de 30 metros (metodologia utilizada nas competições de Baja SAE), analisando os dados da telemetria e do Gráfico 08 espera-se que com este sistema seja possível atingir um tempo de 3,9 segundos. A velocidade final calculada é de 63 km/h no momento em que o motor atingir sua máxima rotação.

Além do desempenho do sistema, visualizados nos gráficos acima, existem outros fatores que foram analisados no projeto de extrema importância para confirmação de sua viabilidade técnica, visualizados na tabela abaixo:

Tabela 12 – Resultado dos principais fatores do projeto de duplo CVT

	Relação Máx	Massa (kg)	Custo (R\$)	Velocidade (km/h)	Tempo em 30 metros (s)
Duplo CVT	31,6	16	3.931,00	63	3,9

11 COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

Tendo como base os relatórios de projeto do Vitória Baja SAE de 2006 a 2008 e os dados obtidos neste projeto, é possível comparar os sistemas de transmissão considerando vários fatores e suas importâncias para o Projeto de extensão Baja SAE. A Tabela 13 é uma matriz de valoração que nos possibilita a visualização das vantagens e desvantagens de cada sistema de transmissão incluindo o proposto.

Tabela 13 – Matriz de comparação dos sistemas de transmissão

rioéCrit		Puramente por corrente	Caixa de marchas manual	CVT	CVT + caixa de marchas câmbio manual (Honda)	CVT + caixa de marchas câmbio automático	Duplo CVT
	peso						
Velocidade	10	2	3	1	4	5	6
Aceleração	10	1	2	4	3	5	6
Tração / Torque	10	2	3	1	5	4	6
Suavidade transmissão	8	4	1	5	2	3	6
Conforto e Dirigibilidade	1	3	1	6	2	4	5
Qtd. componentes / confiabilidade	4	6	2	5	1	3	4
Manutenção	3	4	2	5	1	3	6
Montagem	2	4	3	6	2	1	5
Custo	5	6	4	5	1	2	3
Massa (kg)	6	6	3	5	1	4	2
TOTAL		195	147	208	160	225	304

A pontuação da Tabela 13 foi feita da seguinte forma: cada sistema de transmissão recebeu uma nota de 1 a 6 no que diz respeito a cada critério, em seguida foi atribuído peso a cada um desses critérios tendo como base sua importância nas

competições do BAJA SAE. Ao multiplicar o peso pela pontuação temos um total de pontos para cada sistema que poderá ser melhor visualizado no gráfico a seguir.

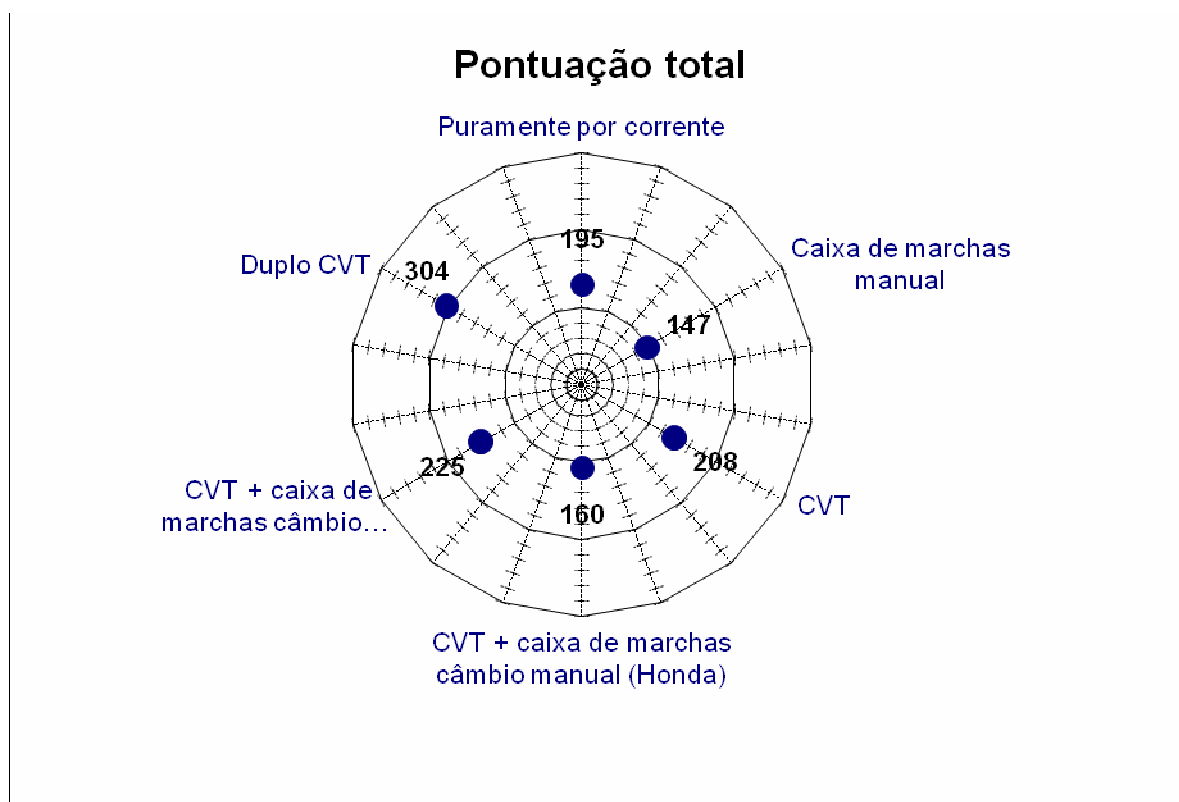


Gráfico 09 – Comparativo da pontuação total dos sistemas de transmissão

Analisando a tabela 13 e o gráfico 09 nota-se que o sistema de transmissão por duas CVTs obteve maior pontuação nos critérios de maior importância e no total de pontos ponderados, superando outros sistemas que já apresentaram bons rendimentos no Vitória Baja SAE como o sistema de CVT com caixa de marchas com câmbio automático.

A tabela a seguir compara os valores dos principais critérios analisados na matriz de valoração.

Tabela 14 – Comparativo de valores dos critérios analisados no projeto de Duplo CVT com outros sistemas de transmissão

Transmissão	Relação Máx	Massa (kg)	Custo (R\$)	Velocidade (km/h)	Tempo em 30 metros (s)
2006	41,6	21	3.200,00	42	4,4
2007	41,6	21	3.200,00	44	4,2
2008	29,02	14	4950,00	53	4,1
Duplo CVT	31,6	16	3.931,00	63	3,9

Avaliando os dados da Tabela 14 temos que o sistema de transmissão de 2006 e 2007, sistema por CVT mais caixa de marcha com câmbio manual (Honda), apesar de apresentar maior tração, é mais pesado e sua velocidade final e aceleração não são satisfatórios. Já o sistema de 2008, CVT mais caixa de marchas de câmbio automático, apresenta tração satisfatória, boa velocidade e aceleração, baixo peso e custo relativamente baixo. O sistema com duas CVTs em série (projeto proposto) além de demandar menor custo para implementação do que o sistema de 2008, apresenta maior tração, velocidade e aceleração, fatores críticos para o sucesso nas competições do Baja SAE.

12 CONCLUSÃO

O objetivo deste Projeto de Graduação foi projetar um sistema motriz que fosse um componente determinante para o desenvolvimento de um veículo mais competitivo. Os parâmetros monitorados permitem uma avaliação criteriosa e um grau de refinamento que pode levar o protótipo Vitória Baja SAE a ser um dos melhores do país.

O sistema se constitui ainda de um projeto que leva em consideração aspectos claros e bem definidos de engenharia, comprovando assim a importância deste para formação profissional.

Ressalta-se também que este projeto tem aplicação contínua e interdisciplinar, já que o principal intento é que este equipamento seja utilizado nas competições futuras. Não se excluindo, que pelas variáveis apresentadas, este sistema motriz diferenciado permanece passível de estudos ainda mais profundos pelos estudantes que participarem do Projeto de Extensão Baja SAE no seguir dos anos.

13 SUGESTÕES PARA PROJETOS FUTUROS

Após os resultados do projeto de transmissão com duas CVTs em série, se faz necessário a obtenção de recursos para sua devida construção, trazendo melhoras aos carros do Vitória Baja SAE.

Uma forma de obter melhores resultados com esse sistema é fazer um estudo aprofundado para otimizar os testes e, assim, chegar nas melhores configurações das CVTs.

Seria também de grande colaboração para o projeto de extensão Vitória Baja SAE, um estudo aprofundado dos componentes da CVT com intuito de projetar uma única CVT que consiga as mesmas relações de transmissão e demais resultados dinâmicos obtidos com as duas CVTs em série, reduzindo assim o peso e custo do sistema.

Como a tecnologia é continuamente aprimorada, sugere-se a pesquisa de novos tipos de sistemas de transmissão que possam oferecer melhor desempenho ao veículo do Vitória Baja SAE nas competições nacionais e internacionais.

14 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 ALBUQUERQUE, A. A. de. **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**, 2002. 179 f. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002.
- 2 BEER, F. P.; JOHNSTON JUNIOR, E. R. **Resistência dos Materiais**. 3º ed. São Paulo: Makron Books do Brasil Editora Ltda., 1996.
- 3 CALLISTER JUNIOR, W. D. **Materials Science and Engineering an Introduction**, 5th ed., EUA: John Wiley & Sons Inc., 2000.
- 4 COMINELI, O. G. **Fundamentos Tecnológicos da Fabricação do Aço**. 2006. Apostila Didática – UFES, Vitória, 2006.
- 5 DAN, A. C. **Estação de Teste de Potência para Mini Baja**. 2005. Projeto de Graduação – UFES, Vitória, 2005.
- 6 MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**, 5ª ed. Editoria Ética Ltda, 2004
- 7 NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**, 6ª ed. São Paulo: Edgard Blucher Editora Ltda, 1971. 1 e 3 v.
- 8 NSK Brasil, **Catálogo de Mancais de Rolamentos**
- 9 VIEIRA, F. M. A. **Projeto De Um Sistema Motriz Polivalente Para Um Veículo Mini Baja**. 2006. Projeto de Graduação – UFES, Vitória, 2006.
- 10 ALMEIDA, Oswaldo P. Filho. **Elementos de Máquinas I**. 1995. Apostila Didática – UFES, Vitória, 1995.
- 11 DALVI, Elias Antônio, **Relatório de Projeto Equipe Vitória Baja II**, 2008.
- 12 DALVI, Elias Antônio, **Relatório de Projeto Equipe Vitória Baja II**, 2007.
- 13 DALVI, Elias Antônio, **Relatório de Projeto Equipe Vitória Baja I**, 2007.
- 14 www.tector.com.br, 15/11/2008.
- 15 www.matweb.com, 15/11/2008.
- 16 www.dionisio.eng.br/metallica/EM01.htm, 01/11/2008.
- 17 www.mea.pucminas.br/perrin/elementos/fadiga.zip, 15/11/2008.

ANEXO A - Dimensionamento Das Árvores II, III e IV e Mancais

Caso 1:

Dados de entrada:

$$\omega_{motor_1} = 2277 \text{ RPM}$$

$$Mt_{1_1} = 13,65 \text{ N.m}$$

$$l_{1_1} = 3,95$$

$$l_{21_1} = 3,33$$

$$l_{22_1} = -$$

$$l_{3_1} = 2,4$$

$$\beta_{cvt} = 0,94$$

$$\beta_{pc} = 0,97$$

$$\theta_{cvt1_1} = 139^\circ = 2,426 \text{ rad}$$

$$\mu_{cvt} = 0,25$$

$$\phi_{cvt1_{drive_1}} = 0,0638 \text{ m}$$

$$\varphi = 63^\circ$$

$$\phi_{p_1} = 0,0364 \text{ m}$$

$$Ko_{pc1} = 2$$

$$q_{pc1} = 3,237 \frac{N}{m}$$

$$C_{pc1} = 0,264 \text{ m}$$

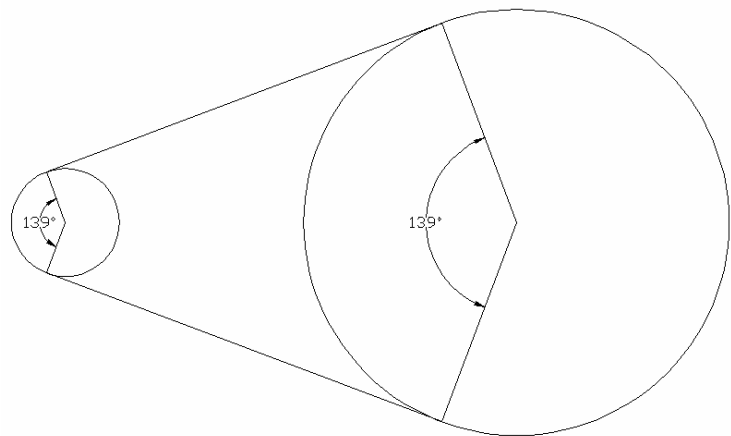
$$\phi_{p_2} = 0,085 \text{ m}$$

$$Ko_{pc2} = 4$$

$$q_{pc2} = 5,886 \frac{N}{m}$$

$$C_{pc2} = 0,427 \text{ m}$$

$$\alpha = 42^\circ$$



Cálculo dos momentos torsores Mt_{2_1} , Mt_{3_1} e Mt_{4_1} :

$$Mt_{2_1} = Mt_{1_1} \times l_{1_1} \times \beta_{cvt} = 13,65 \times 3,95 \times 0,94 = 50,682 \text{ N.m}$$

$$Mt_{3_1} = Mt_{2_1} \times l_{2_1} \times \beta_{pc} = 50,682 \times 3,33 \times 0,97 = 163,709 \text{ N.m}$$

$$Mt_{4_1} = Mt_{3_1} \times l_{3_1} \times \beta_{pc} = 163,709 \times 2,4 \times 0,97 = 381,115 \text{ N.m}$$

Cálculo dos carregamentos radiais atuantes nas árvores II, III e IV devido às CVTs e as transmissões por corrente ($F_{cvt1_{y_1}}$, $F_{cvt1_{x_1}}$, $F_{pc1_{y_1}}$, $F_{pc1_{x_1}}$, $F_{pc2_{y_1}}$, $F_{pc2_{x_1}}$):

Na CVT primária (Comet 770):

$$T1_{cvt1_1} = \frac{Mt_{1_1} \times 2}{\phi_{cvt1_{drive_1}}} = \frac{13,65 \times 2}{0,0638} = 427,9 \text{ N}$$

$$T2_{cvt1_1} = \frac{T1_{cvt1_1}}{e^{(\theta_{cvt1_1} \times \mu_{cvt1_1})}} = \frac{427,9}{e^{(2,426 \times 0,25)}} = 233,315 \text{ N}$$

$$F_{cvt1_1} = \sqrt{T1_{cvt1_1}^2 + T2_{cvt1_1}^2 + 2 \times T1_{cvt1_1} \times T2_{cvt1_1} \times |\cos \theta_{cvt1_1}|}$$

$$F_{cvt1_1} = \sqrt{427,9^2 + 233,315^2 + 2 \times 427,9 \times 233,315 \times |\cos 139^\circ|} = 623,079 \text{ N}$$

$$F_{cvt1_{y_1}} = F_{cvt1_1} \times \sin \varphi = 623,079 \times \sin 63^\circ = 555,167 \text{ N}$$

$$F_{cvt1_{x_1}} = F_{cvt1_1} \times \cos \varphi = 623,079 \times \cos 63^\circ = 282,872 \text{ N}$$

Na transmissão pinhão coroa primária:

$$T_{pc1_1} = \frac{2 \times Mt_{2_1}}{\phi_{p_1}} = \frac{2 \times 50,682}{0,0364} = 2784,725 \text{ N}$$

$$F_{pc1_1} = T_{pc1_1} + 2 \times K_{o_{pc1}} \times q_{pc1} \times C_{pc1} = 2784,725 + 2 \times 2 \times 3,237 \times 0,264$$

$$F_{pc1_1} = 2788,144 \text{ N}$$

$$F_{pc1_{y_1}} = F_{pc1_1} \times \sin \alpha = 2788,144 \times \sin 42^\circ = 1865,632 \text{ N}$$

$$F_{pc1_{x_1}} = F_{pc1_1} \times \cos \alpha = 2788,144 \times \cos 42^\circ = 2071,994 \text{ N}$$

Na transmissão pinhão coroa secundária:

$$T_{pc2_1} = \frac{2 \times Mt_{3_1}}{\phi_{p_2}} = \frac{2 \times 163,709}{0,085} = 3851,976 \text{ N}$$

$$F_{pc2_1} = T_{pc2_1} + 2 \times K_{o_{pc2}} \times q_{pc2} \times C_{pc2} = 3851,976 + 2 \times 4 \times 5,886 \times 0,427$$

$$F_{pc2_1} = F_{pc2_{x_1}} = 3872,083 \text{ N}$$

Cálculo dos diagramas de carregamento cortante, momento fletor e das reações dos mancais R_{A1} , R_{B1} , R_{C1} , R_{D1} , R_{E1} , R_{F1} , R_{G1} utilizando o software *MDSolis 3.1*:

Na árvore II, plano x-y:

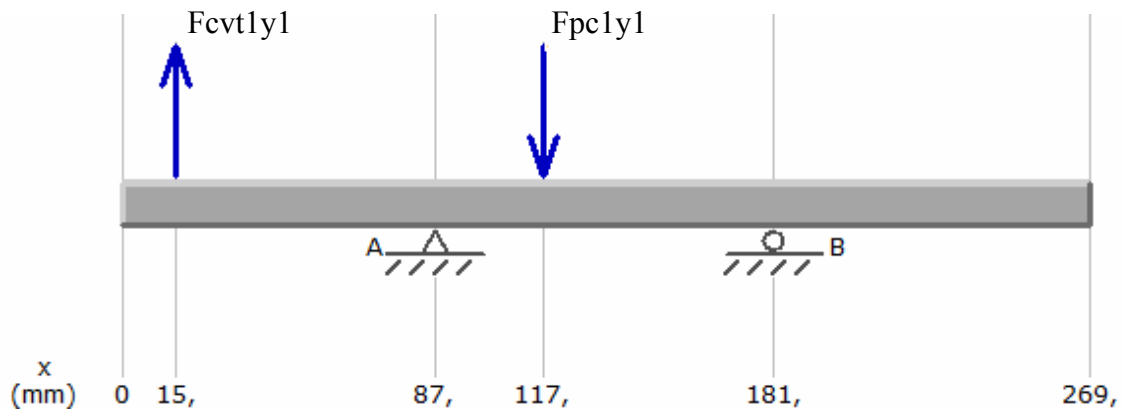


Diagrama de carregamento cortante:

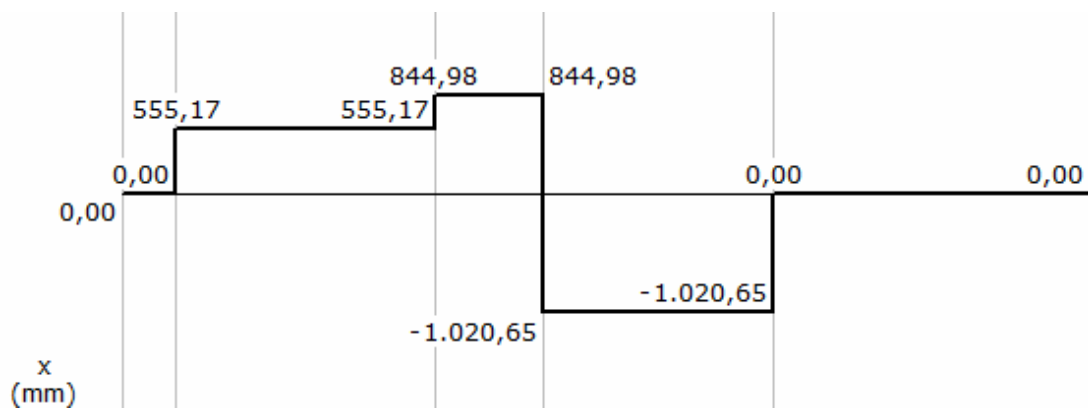
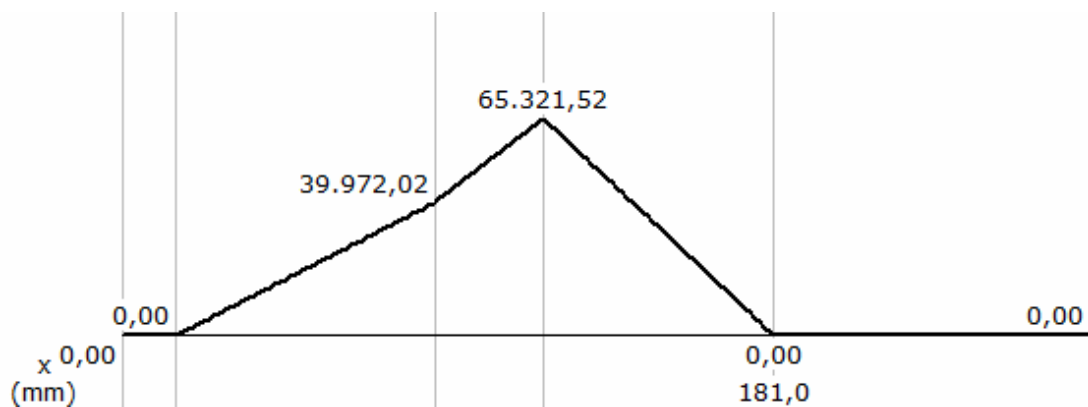


Diagrama de momento fletor:



Na árvore II, plano x-z:

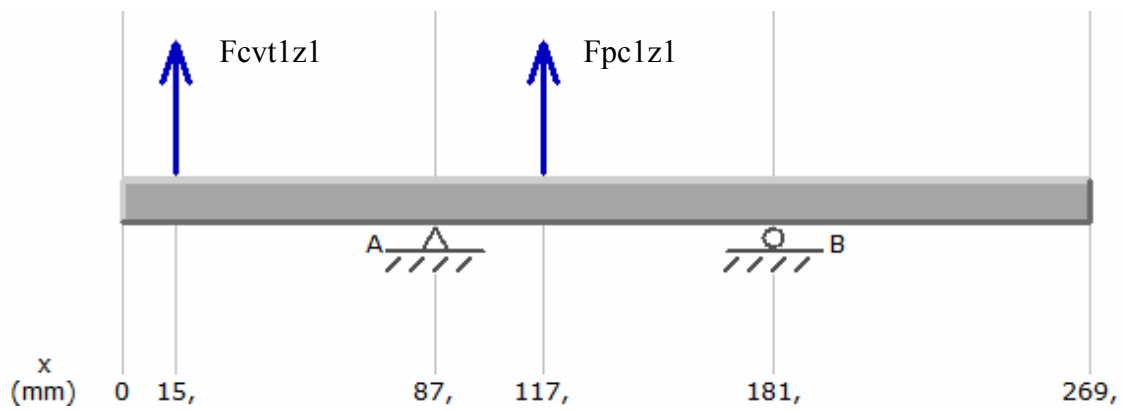


Diagrama de carregamento cortante:

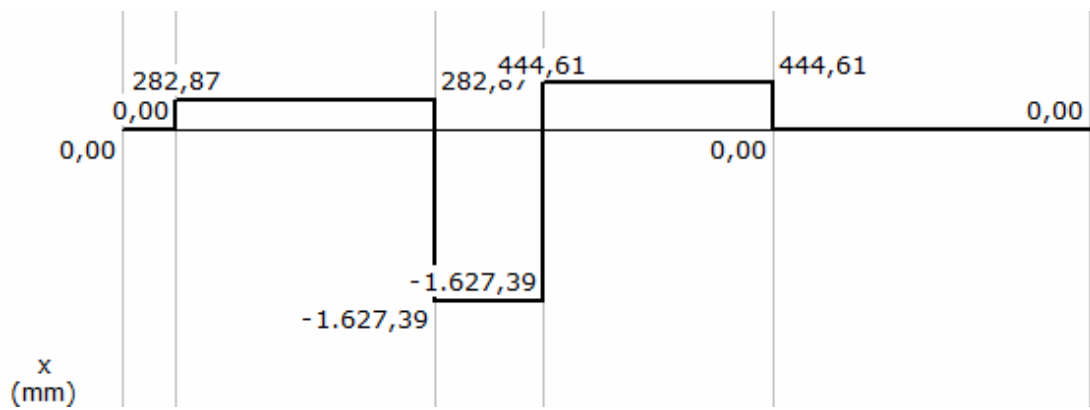
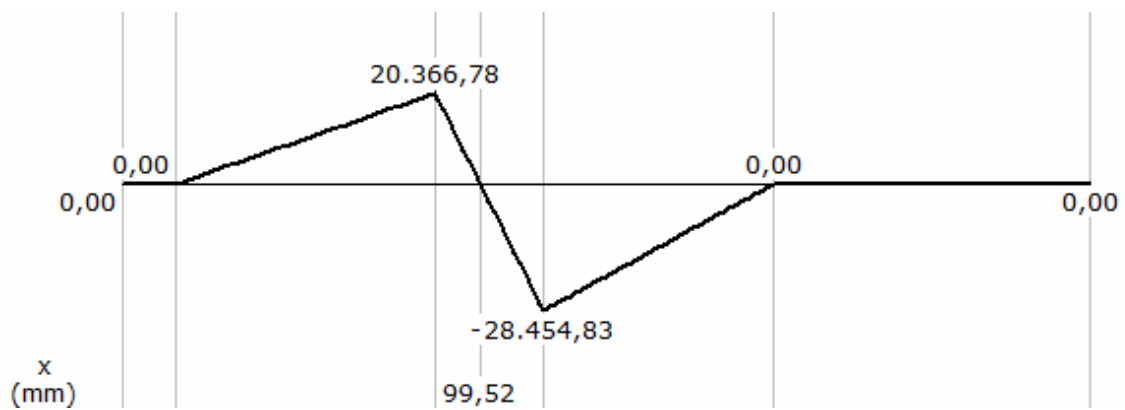


Diagrama de momento fletor:



Na árvore III, plano x-y:

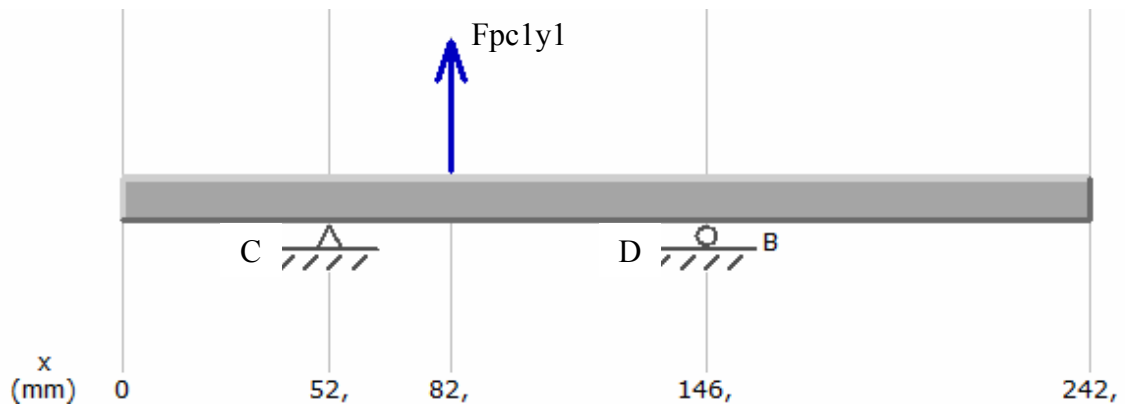


Diagrama de carregamento cortante:

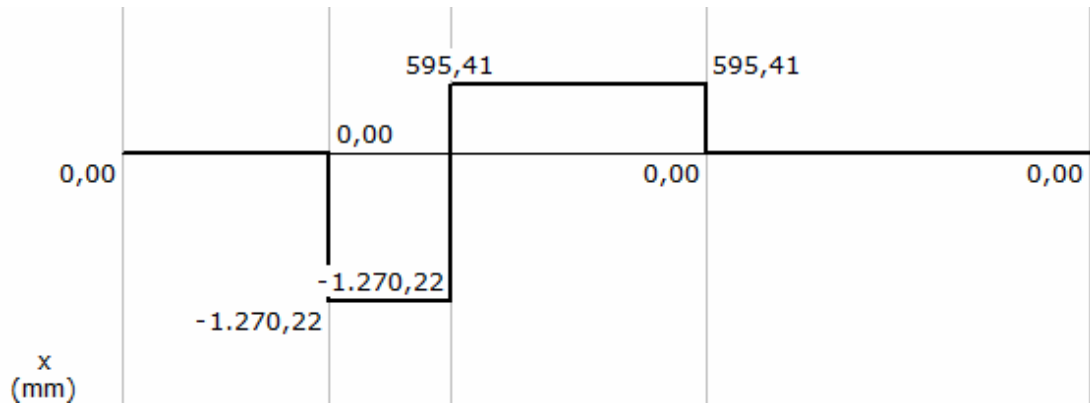
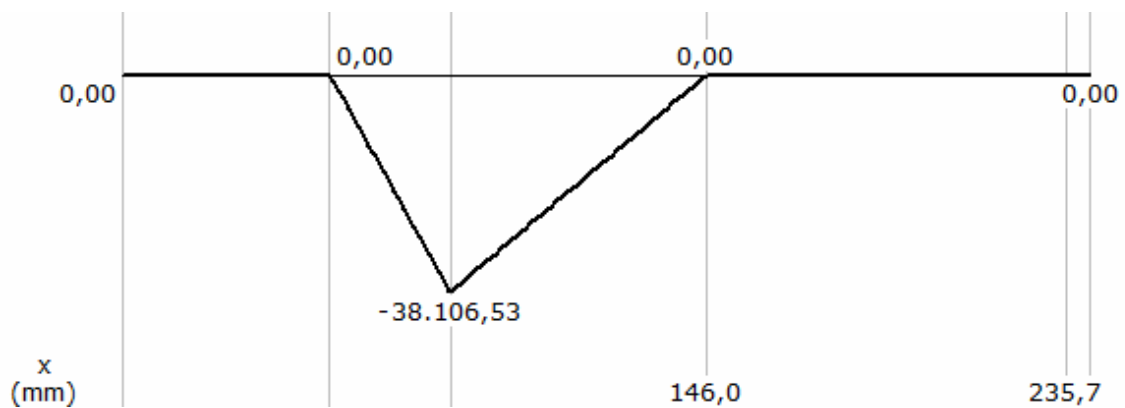


Diagrama de momento fletor:



Na árvore III, plano x-z:

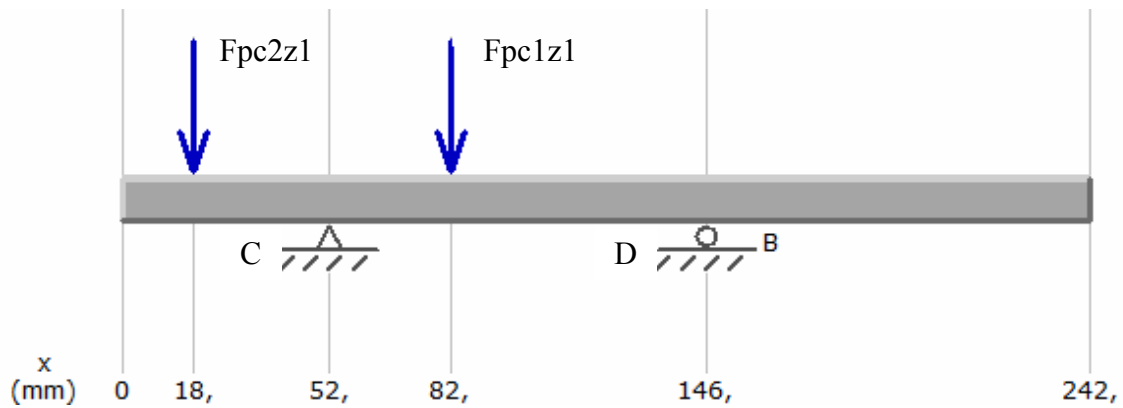


Diagrama de carregamento cortante:

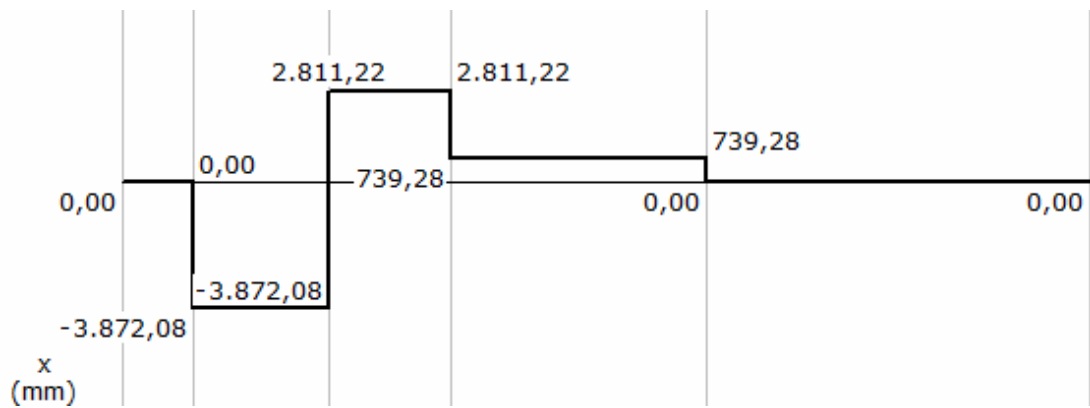
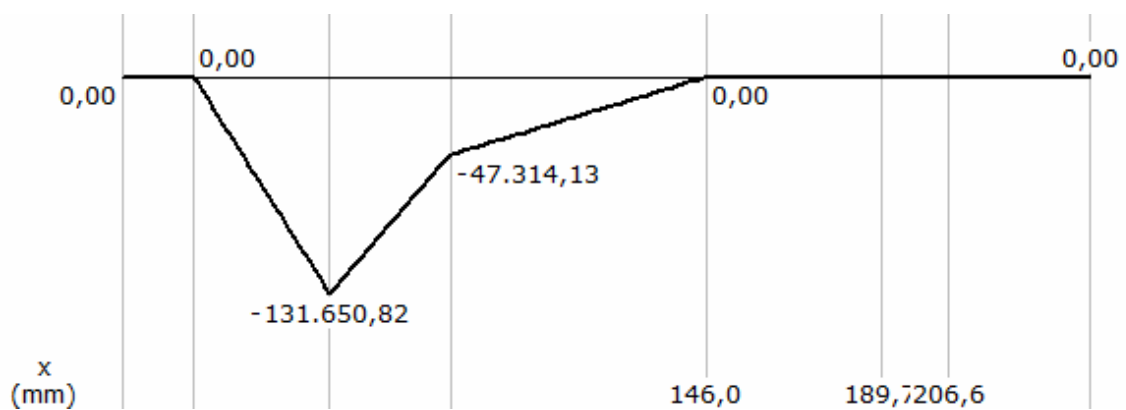


Diagrama de momento fletor:



Na árvore IV, plano x-z:

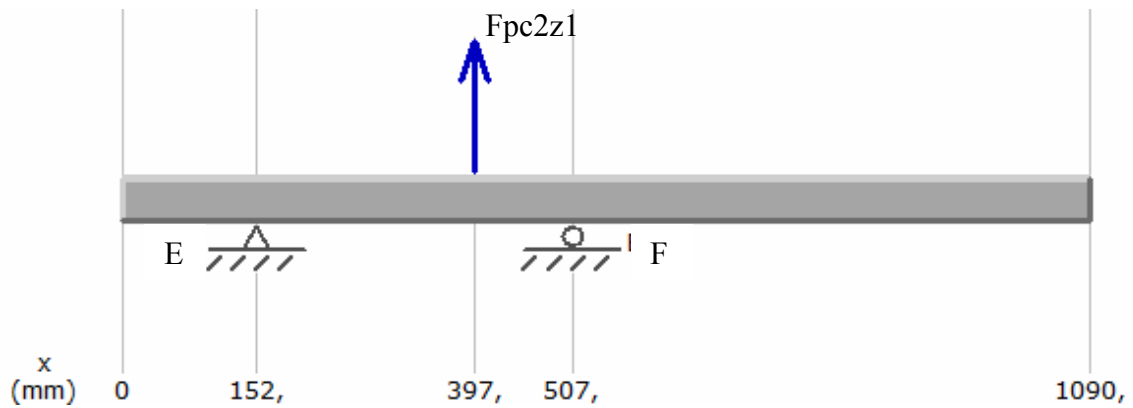


Diagrama de carregamento cortante:

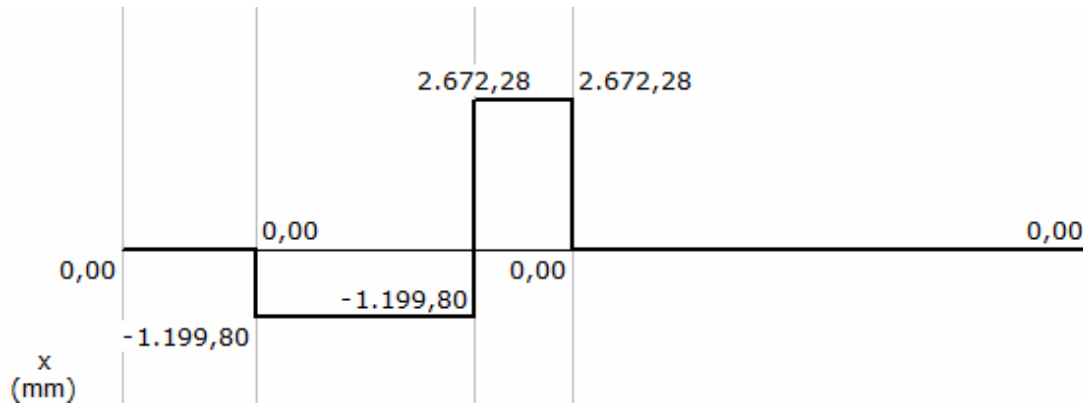
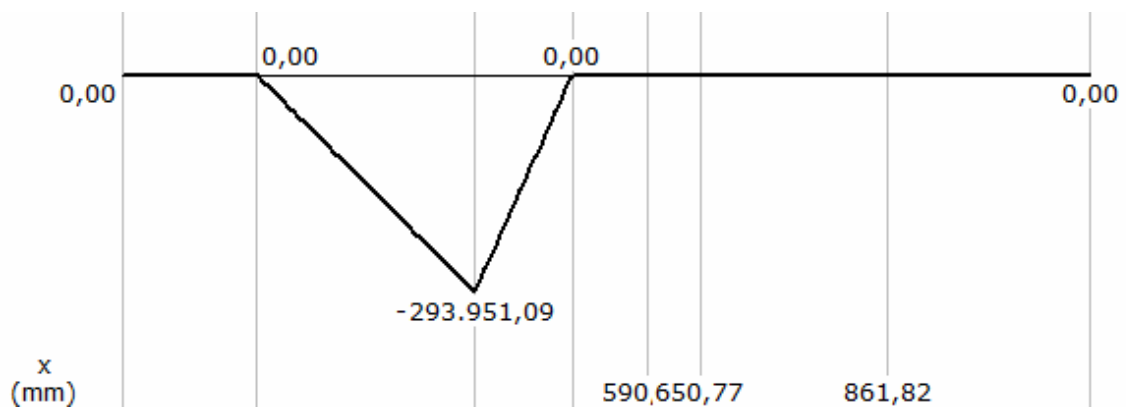


Diagrama de momento fletor:



Resultados encontrados para as reações dos mancais R_{A1} , R_{B1} , R_{C1} , R_{D1} , R_{E1} , R_{F1} , R_{G1} :

Tabela A1 – Reação dos mancais no caso 1			
Mancal	Direção Y (N)	Direção Z (N)	Resultante R_1 (N)
A	289,82	-1910,259	1932,12
B	1020,65	-444,61	1113,29
C	-1270,22	6683,31	6802,95
D	-595,41	-739,28	949,24
E	0	-1199,8	1199,8
F	0	-2672,28	2672,28
G	0	0	0

Caso 2:

Dados de entrada:

$$\omega_{motor_2} = 2600 \text{ RPM}$$

$$Mt_{1_2} = 13,75 \text{ N.m}$$

$$l_{1_2} = 1,62$$

$$l_{21_2} = 3,33$$

$$l_{22_2} = -$$

$$l_{3_2} = 2,4$$

Cálculo dos momentos torsores Mt_{2_2} , Mt_{3_2} e Mt_{4_2} :

$$Mt_{2_2} = Mt_{1_2} \times l_{1_2} \times \beta_{uvl} = 13,75 \times 1,62 \times 0,94 = 20,94 \text{ N.m}$$

$$Mt_{3_2} = Mt_{2_2} \times l_{21_2} \times \beta_{p\sigma} = 20,94 \times 3,33 \times 0,97 = 67,63 \text{ N.m}$$

$$Mt_{4_2} = Mt_{3_2} \times l_{3_2} \times \beta_{p\sigma} = 67,63 \times 2,4 \times 0,97 = 157,45 \text{ N.m}$$

Como o cálculo dos carregamentos nas árvores depende diretamente dos momentos torsores, o caso 2 foi desprezado, pois seus torques são muito inferiores aos do caso 1, conseqüentemente seus carregamentos nos eixos também seriam.

Caso 3:

Dados de entrada:

$$\omega_{motor_s} = 2850 \text{ RPM}$$

$$Mt_{1_s} = 13,65 \text{ N.m}$$

$$i_{1_s} = 1,2$$

$$i_{21_s} = 3,33$$

$$i_{22_s} = 3,38$$

$$i_{3_s} = 2,4$$

$$\beta_{cvt} = 0,94$$

$$\beta_{pc} = 0,97$$

$$\theta_{cvt1_s} = 173^\circ = 3,02 \text{ rad}$$

$$\theta_{cvt2_s} = 147^\circ = 2,566 \text{ rad}$$

$$\mu_{cvt} = 0,25$$

$$\phi_{cvt1_drive_s} = 0,168 \text{ m}$$

$$\phi_{p_1} = 0,0364 \text{ m}$$

$$Ko_{pc1} = 2$$

$$q_{pc1} = 3,237 \frac{N}{m}$$

$$C_{pc1} = 0,264 \text{ m}$$

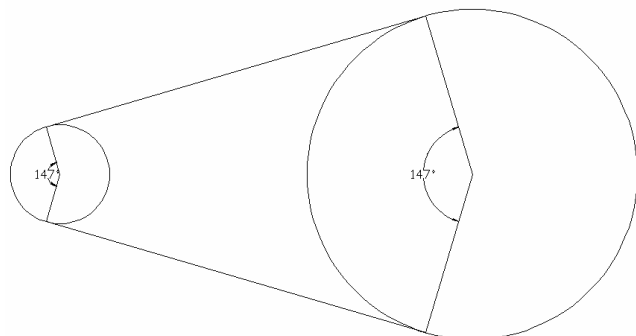
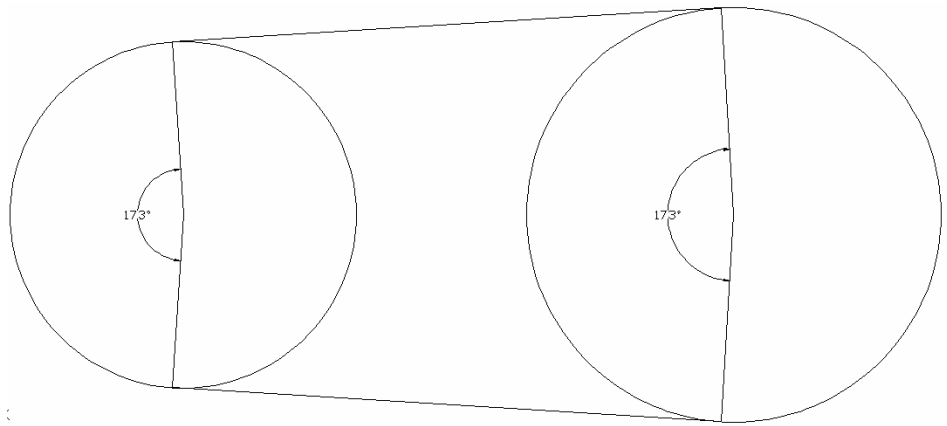
$$\phi_{p_2} = 0,085 \text{ m}$$

$$Ko_{pc2} = 4$$

$$q_{pc2} = 5,886 \frac{N}{m}$$

$$C_{pc2} = 0,427 \text{ m}$$

$$\alpha = 42^\circ$$



Cálculo dos momentos torsores Mt_{2R} , Mt_{3R} e Mt_{4R} :

$$Mt_{2R} = Mt_{1R} \times i_{1R} \times \beta_{cvt} = 13,65 \times 1,2 \times 0,94 = 15,4 \text{ N.m}$$

$$Mt_{3R} = Mt_{2R} \times i_{21R} \times \beta_{pc} = 15,4 \times 3,33 \times 0,97 = 49,744 \text{ N.m}$$

$$Mt_{4R} = Mt_{3R} \times i_{3R} \times \beta_{pc} = 49,744 \times 2,4 \times 0,97 = 115,803 \text{ N.m}$$

Cálculo dos carregamentos radiais atuantes nas árvores II, III e IV devido às CVTs e as transmissões por corrente ($F_{cvt1_{y3}}$, $F_{cvt1_{x3}}$, $F_{pc1_{y3}}$, $F_{pc1_{x3}}$, $F_{pc2_{y3}}$, $F_{pc2_{x3}}$):

Na CVT primária (Comet 770):

$$T1_{cvt1_3} = \frac{Mt_{1_3} \times 2}{\phi_{cvt1_{drive_3}}} = \frac{13,65 \times 2}{0,168} = 162,5 \text{ N}$$

$$T2_{cvt1_3} = \frac{T1_{cvt1_3}}{e^{(\theta_{cvt1_3} \times \mu_{cvt})}} = \frac{162,5}{e^{(3,02 \times 0,25)}} = 76,377 \text{ N}$$

$$F_{cvt1_3} = \sqrt{T1_{cvt1_3}^2 + T2_{cvt1_3}^2 + 2 \times T1_{cvt1_3} \times T2_{cvt1_3} \times |\cos \theta_{cvt1_3}|}$$

$$F_{cvt1_3} = \sqrt{162,5^2 + 76,377^2 + 2 \times 162,5 \times 76,377 \times |\cos 173^\circ|} = 238,489 \text{ N}$$

$$F_{cvt1_{y3}} = F_{cvt1_3} \times \sin \varphi = 238,489 \times \sin 63^\circ = 212,495 \text{ N}$$

$$F_{cvt1_{x3}} = F_{cvt1_3} \times \cos \varphi = 238,489 \times \cos 63^\circ = 108,27 \text{ N}$$

Na transmissão pinhão coroa primária:

$$T_{pc1_3} = \frac{2 \times Mt_{2_3}}{\phi_{p_1}} = \frac{2 \times 15,4}{0,0364} = 846,154 \text{ N}$$

$$F_{pc1_3} = T_{pc1_3} + 2 \times K_o_{pc1} \times q_{pc1} \times C_{pc1} = 846,154 + 2 \times 2 \times 3,237 \times 0,264$$

$$F_{pc1_3} = 849,57 \text{ N}$$

$$F_{pc1_{y3}} = F_{pc1_3} \times \sin \alpha = 849,57 \times \sin 42^\circ = 568,475 \text{ N}$$

$$F_{pc1_{x3}} = F_{pc1_3} \times \cos \alpha = 849,57 \times \cos 42^\circ = 631,35 \text{ N}$$

Na CVT secundária (Comet 790):

$$T1_{cvt2_3} = \frac{Mt_{2_3} \times 2}{\phi_{cvt2_{drive_3}}} = \frac{15,4 \times 2}{0,0638} = 482,759 \text{ N}$$

$$T2_{cvt2_3} = \frac{T1_{cvt2_3}}{e^{(\theta_{cvt2_3} \times \mu_{cvt})}} = \frac{482,759}{e^{(2,566 \times 0,25)}} = 254,173 \text{ N}$$

$$F_{cvt2_3} = \sqrt{T1_{cvt2_3}^2 + T2_{cvt2_3}^2 + 2 \times T1_{cvt2_3} \times T2_{cvt2_3} \times |\cos \theta_{cvt2_3}|}$$

$$F_{cvt2_3} = \sqrt{482,759^2 + 254,173^2 + 2 \times 482,759 \times 254,173 \times |\cos 147^\circ|} = 709,56 \text{ N}$$

$$F_{cvt2_{y_3}} = F_{cvt2_3} \times \sin \alpha = 709,56 \times \sin 42^\circ = 474,789 \text{ N}$$

$$F_{cvt2_{z_3}} = F_{cvt2_3} \times \cos \alpha = 709,56 \times \cos 42^\circ = 527,3 \text{ N}$$

Na transmissão pinhão coroa secundária:

$$T_{pc2_3} = \frac{2 \times M_{t_3}}{\phi_{p_2}} = \frac{2 \times 49,744}{0,085} = 1170,447 \text{ N}$$

$$F_{pc2_3} = T_{pc2_3} + 2 \times K_{o_{pc2}} \times q_{pc2} \times C_{pc2} = 1170,447 + 2 \times 4 \times 5,886 \times 0,427$$

$$F_{pc2_{z_3}} = F_{pc2_3} = 1190,554 \text{ N}$$

Cálculo dos diagramas de carregamento cortante, momento fletor e das reações dos mancais R_{A3} , R_{B3} , R_{C3} , R_{D3} , R_{E3} , R_{F3} , R_{G3} utilizando o software *MDSolis 3.1*:

Na árvore II, plano x-y:

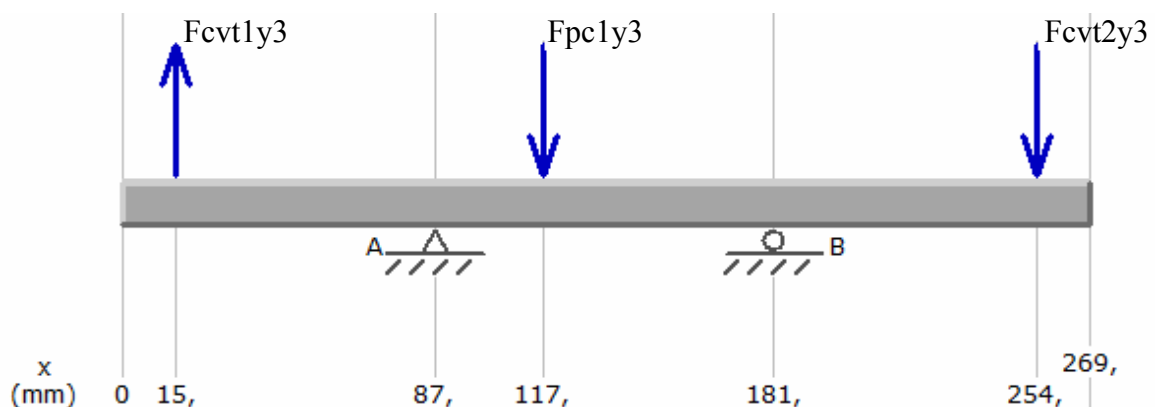


Diagrama de esforço cortante:

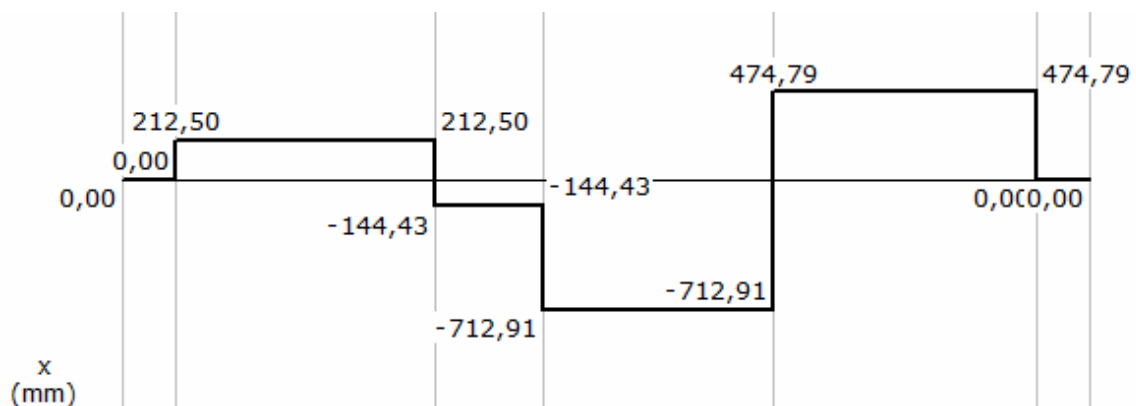
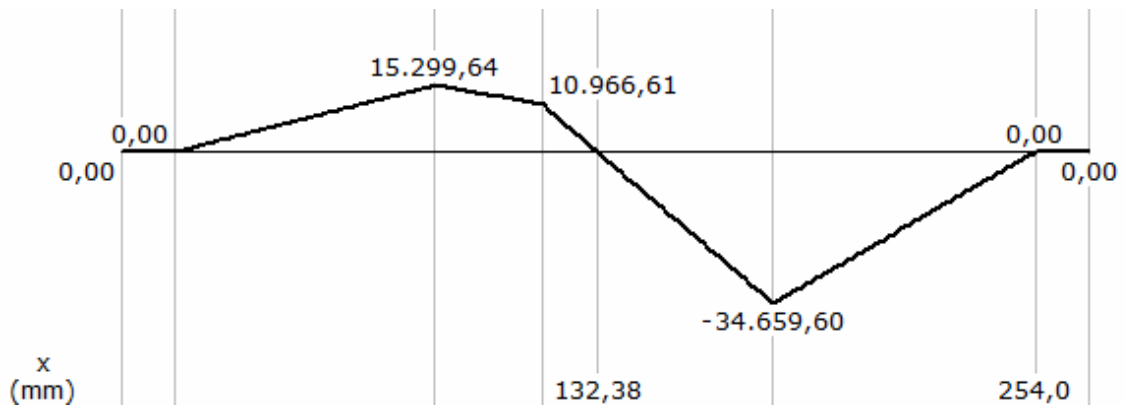


Diagrama de momento fletor:



Na árvore II, plano x-z:

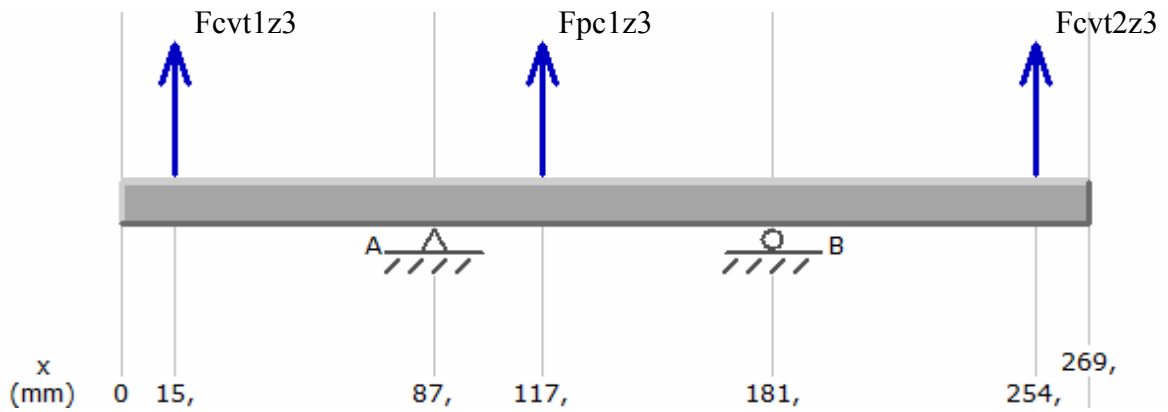


Diagrama de esforço cortante:

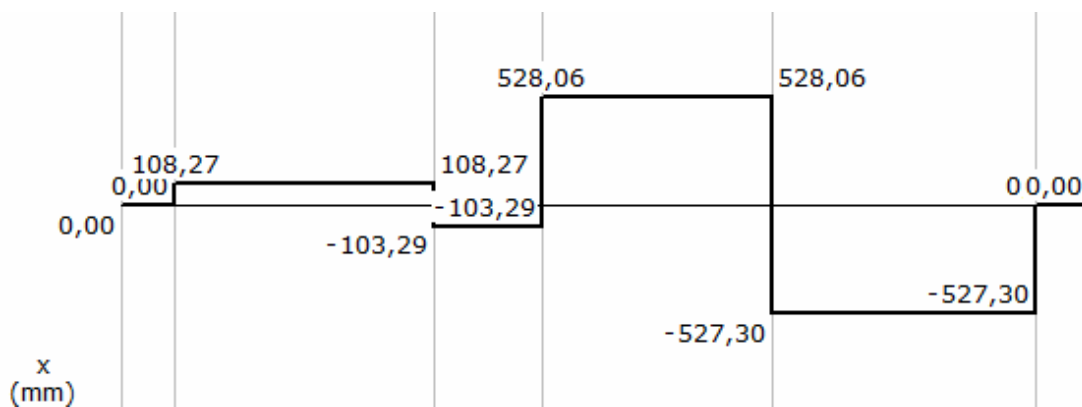
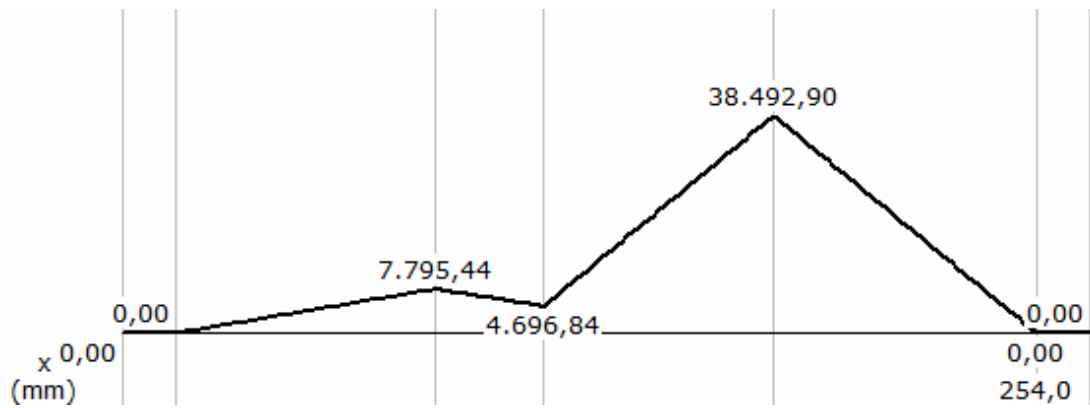


Diagrama de momento fletor:



Na árvore III, plano x-y:

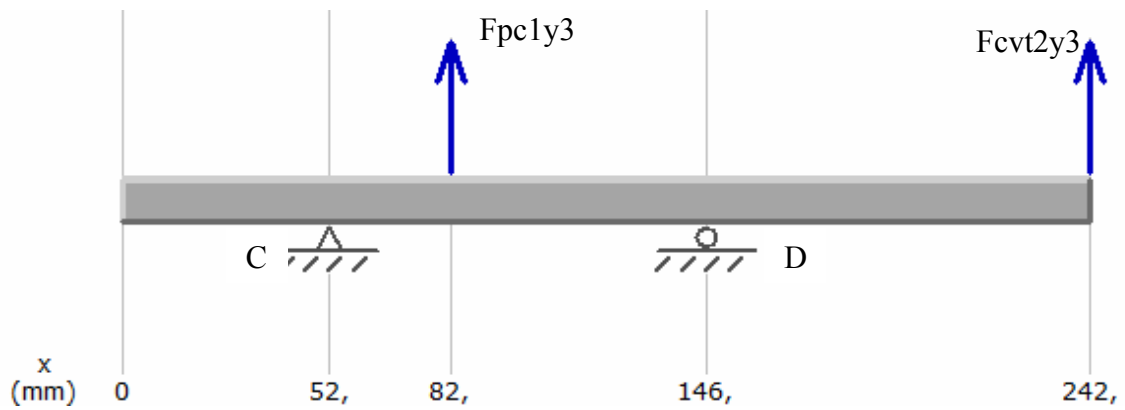


Diagrama de esforço cortante:

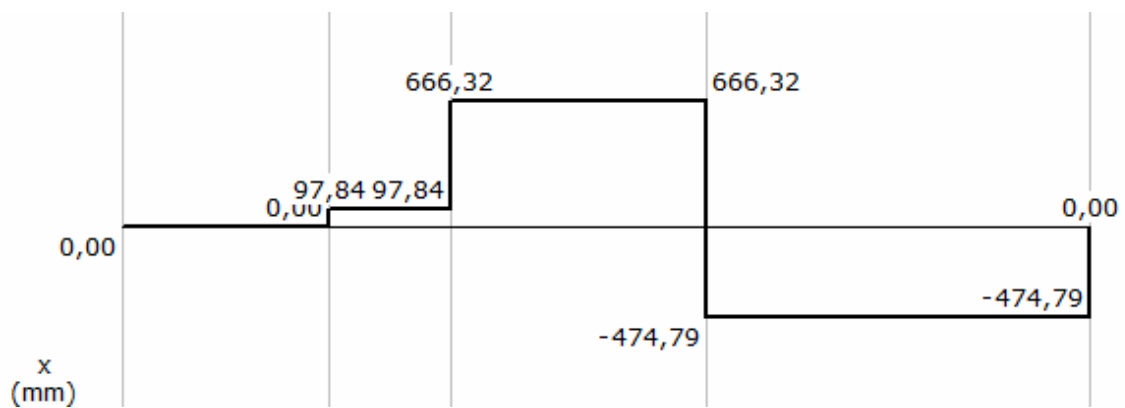
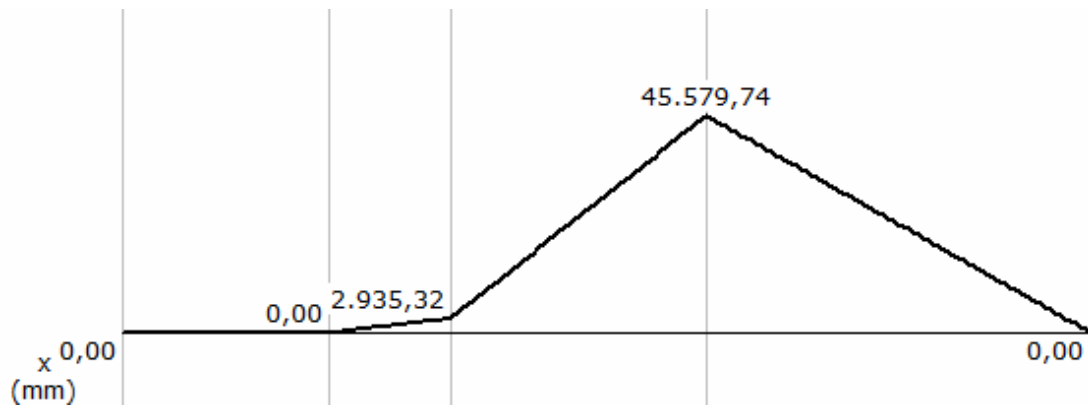


Diagrama de momento fletor:



Na árvore III, plano x-z:

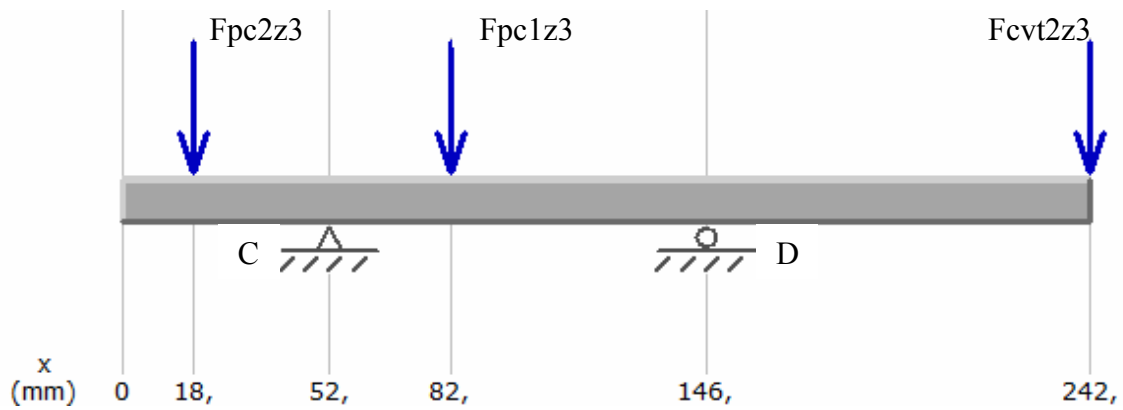


Diagrama de esforço cortante:

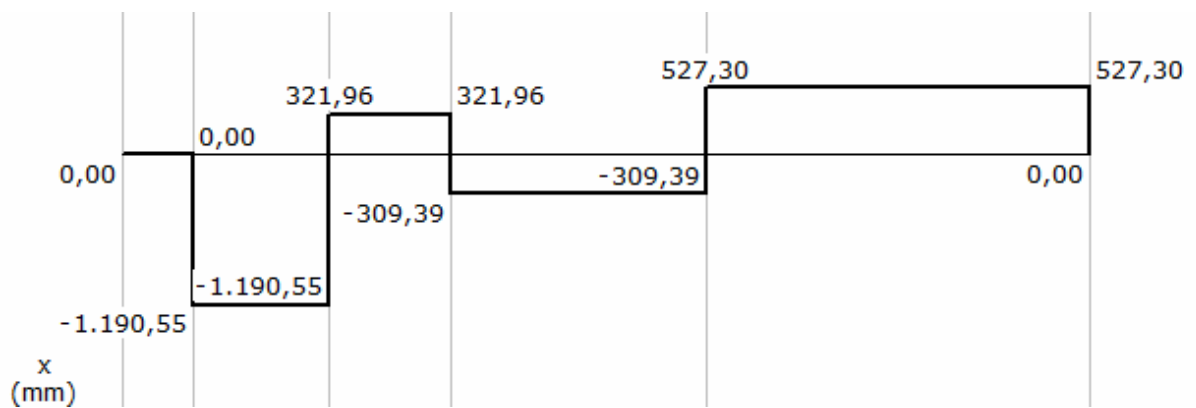
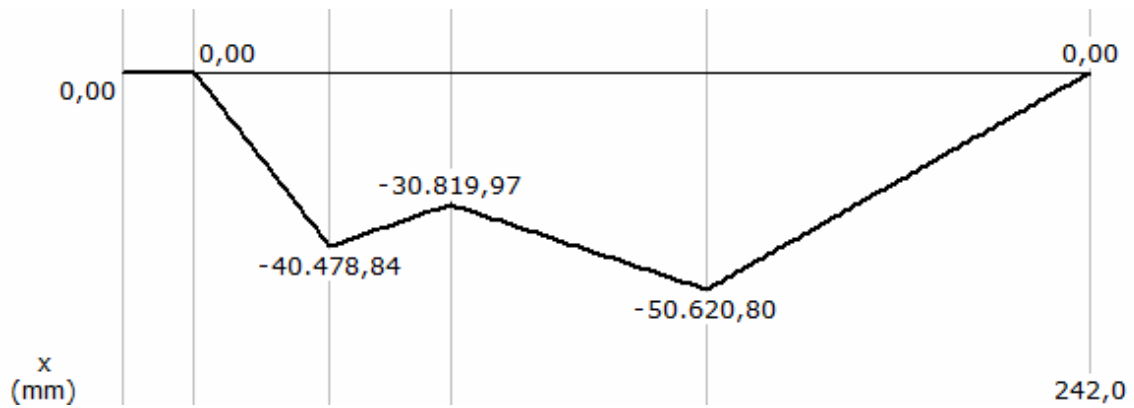


Diagrama de momento fletor:



Na árvore IV, plano x-z :

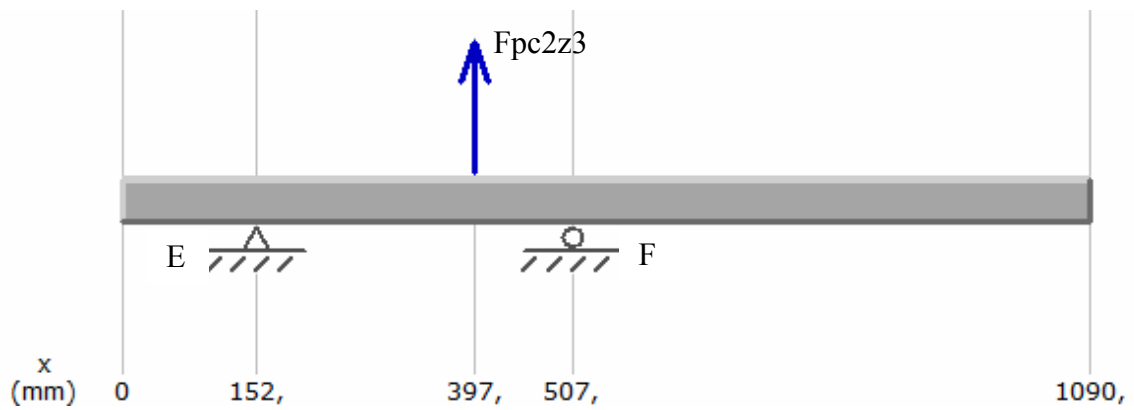


Diagrama de esforço cortante:

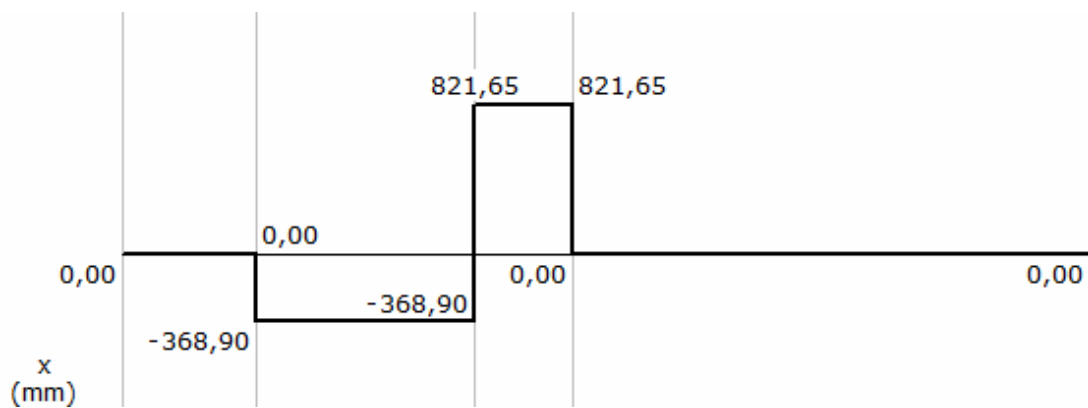
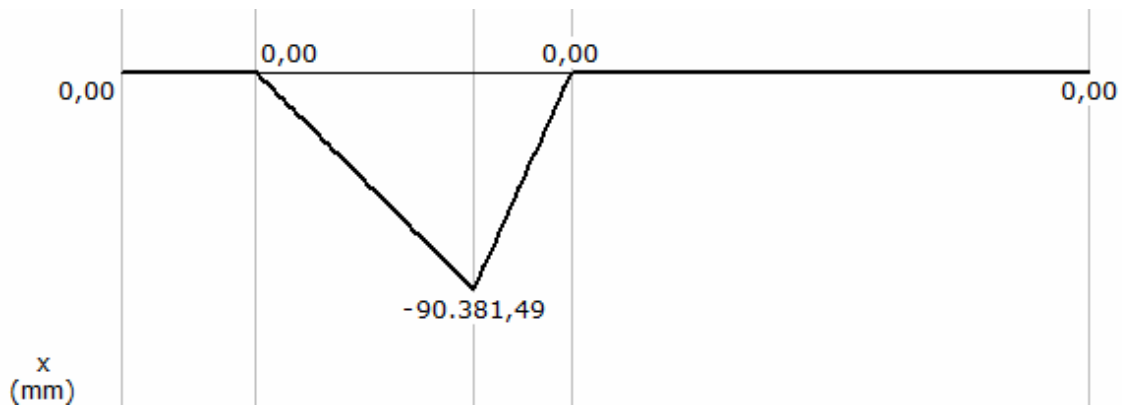


Diagrama de momento fletor:



Resultados encontrados para as reações dos mancais R_{A3} , R_{B3} , R_{C3} , R_{D3} , R_{E3} , R_{F3} , R_{G3} :

Tabela A2 – Reação dos mancais no caso 3

Mancal	Direção Y (N)	Direção Z (N)	Resultante R_3 (N)
A	-356,93	-211,56	414,92
B	1187,7	-1055,36	1588,84
C	97,84	1512,52	1515,68
D	-1141,11	836,69	1414,98
E	0	-368,9	368,90
F	0	-821,65	821,65
G	0	0	0,00

Análise das tensões e cálculo dos fatores de segurança (FS) das árvores II, III e IV:

Fórmula utilizada:

$$\frac{\sigma_e}{FS} = \frac{Meq(est) \times c}{I}$$

Onde,

$$I = \frac{\pi \times c^4}{4}$$

$$Meq(est) = \sqrt{(M_f \times \alpha_f)^2 + 0,75 \times (M_t \times \alpha_t)^2}$$

Fonte: MIEMANN, Gustav, Vol. 1

σ_e = Tensão de escoamento do material;

c = Raio externo da seção transversal;

I = Momento polar de Inércia;

M_{eq} = Momento estático equivalente;

M_f = Momento fletor;

M_t = Momento torsor;

α_f = Fator transformação da solicitação de flexão dinâmica em estática equivalente;

α_t = Fator transformação da solicitação de torção dinâmica em estática equivalente.

Tabela A3 – Momento Fletor Máximo nas seções críticas das árvores II, III e IV

Árvore	Máx. Momento Fletor plano x-y (N.m)	Máx. Momento Fletor plano x-z (N.m)	Máximo Momento Fletor (N.m)	Diâmetro da Seção Transversal Inicial $2 \cdot c$ (mm)
II	65,322	-28,455	71,251	15
III1	0	-131,65	131,650	25
III3	45,58	-50,62	68,117	20
IV	0	-293,95	293,950	31

Tabela A4 – Momento Torsor Máximo das árvores II, III e IV

Árvore	Máx. Momento Torsor (N.m)
II	50,682
III1	163,709
III2	49,744
IV	381,115

Tabela A5 – Propriedades mecânicas do Aço 4340

Steel-4340	
<i>Young's Modulus</i> (Módulo de Elasticidade)	205 GPa
<i>Poisson's Ratio</i> (Coeficiente de Poisson)	0,29
<i>Mass Density</i> (Densidade)	7,85 g/cm ³
<i>Tensile Yield Strength</i> (Tensão de escoamento σ_e)	470 MPa
<i>Tensile Ultimate Strength</i> (Tensão limite de ruptura σ_r)	745 MPa

Fonte: www.matweb.com, 15/11/2008

Os fatores de transformação α_f e α_t foram determinados pelas fórmulas abaixo:

$$\alpha_f = \frac{\sigma_s \times CT_f}{\sigma_f \times C_d \times C_s}$$

$$\alpha_t = \frac{\tau_s \times CT_t}{\sigma_f \times C_d \times C_s}$$

Fonte: ALMEIDA, Oswaldo Paiva Filho, Elementos de Máquinas

σ_f = Tensão de fadiga por flexão do material da árvore;

τ_s = Limite de resistência ao cisalhamento do material da árvore;

CT_f = Fator de influência da concentração de tensão a flexão;

CT_t = Fator de influência da concentração de tensão a torção;

C_s = Fator de influência do acabamento superficial;

C_d = Fator de influência do tamanho da peça.

Tabela A6 – Fatores da influência da concentração de tensões CT_f e CT_t :

Elemento	Característica	CT_f	CT_t
Eixo Ranhurado	perfil reto	3,0 a 5,0	*
	perfil evolvente	1,5 a 2,0	*
	perfil estriado	2,0 a 2,5	*
C H A V E T A	paralela	**	3,0
	cônica encaixada (desmontável)	**	3,0
	cônica circular	2,0 a 3,0	*
	Woodruff	2,0 a 3,0	*
	cunha plana	1,5	1,2
	cunha côncava	1,0	1,0
	cunha tangencial	3,0 a 5,0	*
	Kennedy	3,0 a 5,0	*
Eixo de Perfil Poligonal		1,6	1,2
Ajuste Prensado	sem chaveta	2,0	*
	com chaveta	2,5	*
Anéis Elásticos Cônicos		1,7	1,15

*- $CT_t = (0,6 \text{ a } 0,7) \times CT_f$

** - Ver tabela A8

Fonte: ALMEIDA, Oswaldo Paiva Filho, Elementos de Máquinas

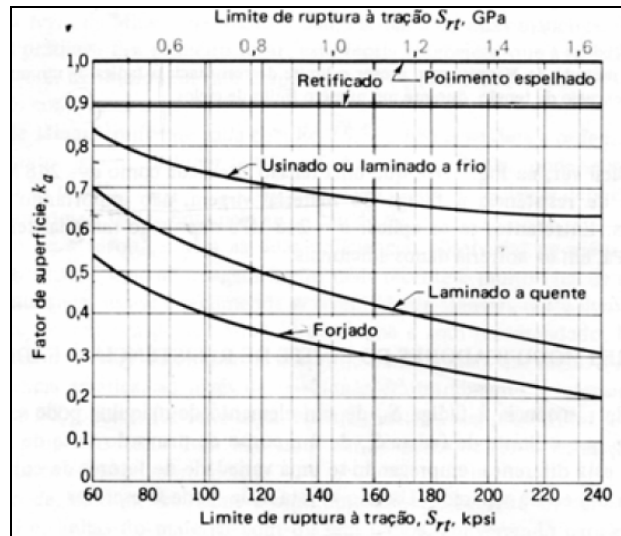


Figura A1 – Fatores de influência do acabamento superficial (C_s)
 Fonte: ALMEIDA, Oswaldo Paiva Filho, Elementos de Máquinas

Tabela A7 – Fator de influência do tamanho C_d

Diâmetro do eixo (mm)	C_d
$d < 7,6$	1
$7,6 < d < 50,0$	0,85
$d > 50,0$	0,75

Fonte: ALMEIDA, Oswaldo Paiva Filho, Elementos de Máquinas

Tabela A8 – Fator CTf de chavetas paralelas para aço Cr Ni

Tipo de entalhe	CTf Aço Cr Ni
sem entalhe	1,00
DIN 6885/1 A	1,54
DIN 6885/1 B	2,06

Fonte: ALMEIDA, Oswaldo Paiva Filho, Elementos de Máquinas

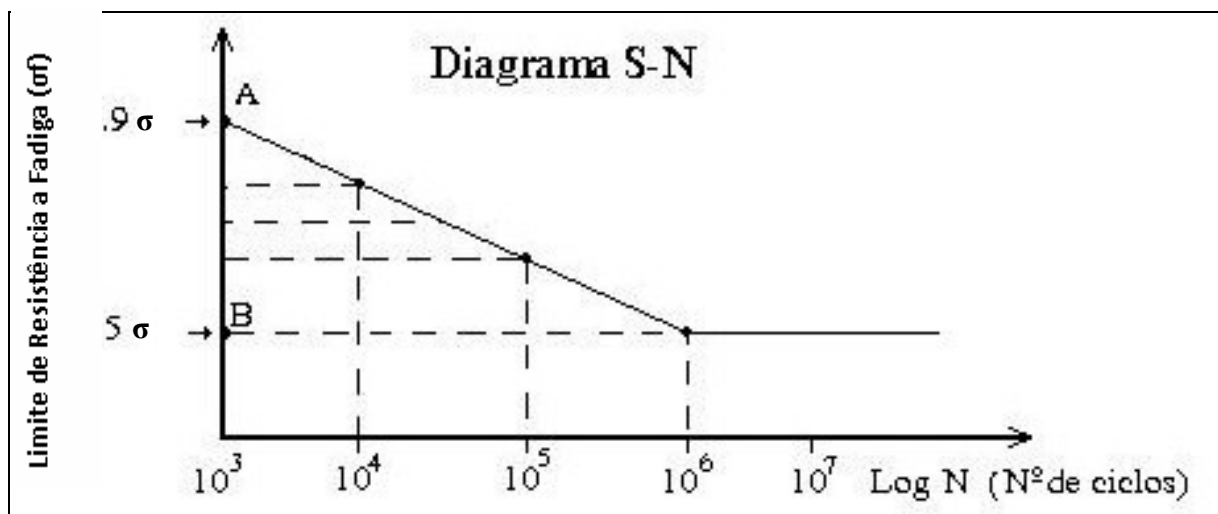


Figura A2 – Gráfico do limite de resistência a fadiga em relação ao número de ciclos
 Fonte: <http://www.mea.pucminas.br/perrin/elementos/fadiga.zip>, 15/11/2008.

Número de ciclos desejado na máxima solicitação calculada = 10^3 ciclos

Então, para as árvores II, III e IV foram considerados os dados:

$$\sigma_s = 470 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 0,9 \times \sigma_r = 0,9 \times 745 = 670,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = 0,5 \times \sigma_s = 470 \times 0,5 = 235 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0,6$$

$$C_d = 0,85$$

$$CT_f = 2,06$$

$$CT_t = 3$$

Então,

$$\alpha_f = \frac{\sigma_s \times CT_f}{\sigma_f \times C_d \times C_s} = \frac{470 \times 2,06}{670,5 \times 0,85 \times 0,6} = 2,83$$

$$\alpha_t = \frac{\tau_s \times CT_t}{\sigma_f \times C_d \times C_s} = \frac{235 \times 3}{670,5 \times 0,85 \times 0,6} = 2,06$$

Utilizando os valores dos momentos fletores e torsores máximos das Tabelas A3 e A4:

Na árvore II:

Especificamente para a árvore II, o valor do CTf foi considerado 1,00, ou seja, sem entalhe. O pinhão da transmissão por corrente primária foi soldado na árvore devido à impossibilidade da utilização de chaveta por possuir pequeno diâmetro.

$$\alpha_{fII} = \frac{\sigma_s \times CT_{fII}}{\sigma_f \times C_d \times C_s} = \frac{470 \times 1,00}{670,5 \times 0,85 \times 0,6} = 1,37$$

$$c_{II} = \frac{15 \times 10^{-3}}{2} = 0,0075 \text{ m}$$

$$Meq(est)_{II} = \sqrt{(71,251 \times 1,37)^2 + 0,75 \times (50,682 \times 2,06)^2} = 133,06 \text{ N.m}$$

$$I_{II} = \frac{\pi \times 0,0075^4}{4} = 2,485 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\frac{\sigma_s}{FS_{II}} = \frac{133,06 \times 0,0075}{2,485 \times 10^{-9}} = 401,58 \text{ MPa}$$

$$FS_{II} = \frac{470}{401,58} = 1,2$$

Na árvore III:

Para a seção transversal com diâmetro de 25mm:

$$c_{III1} = \frac{25 \times 10^{-3}}{2} = 0,0125 \text{ m}$$

$$Meq(est)_{III1} = \sqrt{(131,65 \times 2,83)^2 + 0,75 \times (163,709 \times 2,06)^2} = 473,4 \text{ N.m}$$

$$I_{III1} = \frac{\pi \times 0,0125^4}{4} = 1,92 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\frac{\sigma_s}{FS_{III1}} = \frac{473,4 \times 0,0125}{1,92 \times 10^{-8}} = 308,2 \text{ MPa}$$

$$FS_{III1} = \frac{470}{308,2} = 1,52$$

Para a seção transversal com diâmetro de 20mm:

$$c_{III3} = \frac{20 \times 10^{-3}}{2} = 0,01 \text{ m}$$

$$Meq(est)_{III3} = \sqrt{(68,117 \times 2,83)^2 + 0,75 \times (49,744 \times 2,06)^2} = 212,22 \text{ N.m}$$

$$I_{III3} = \frac{\pi \times 0,01^4}{4} = 7,85 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\frac{\sigma_s}{FS_{III3}} = \frac{212,22 \times 0,01}{7,85 \times 10^{-9}} = 270,34 \text{ MPa}$$

$$FS_{III3} = \frac{470}{270,34} = 1,74$$

Na árvore IV (eixo com furo interno):

$$c_{IV} = \frac{31 \times 10^{-3}}{2} = 0,0155 \text{ m}$$

$$r_{int_{IV}} = 0,0095 \text{ m}$$

$$Meq(est)_{IV} = \sqrt{(293,95 \times 2,83)^2 + 0,75 \times (381,115 \times 2,06)^2} = 1074,386 \text{ N.m}$$

$$I_{IV} = \frac{\pi \times (0,0155^4 - 0,0095^4)}{4} = 3,894 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\frac{\sigma_s}{FS_{IV}} = \frac{1074,386 \times 0,0155}{3,894 \times 10^{-8}} = 427,66 \text{ MPa}$$

$$FS_{IV} = \frac{470}{427,66} = 1,1$$

ANEXO B - Dimensionamento das Transmissões por Corrente

Dados de entrada:

Carga de tração atuante na corrente da transmissão primária:

$$T_{pc1} = 2784,725 \text{ N} \quad (\text{Vide Anexo A})$$

Carga de tração atuante na corrente da transmissão secundária:

$$T_{pc2} = 3872,083 \text{ N} \quad (\text{Vide Anexo A})$$

CORRENTE SIMPLES

Referência										
ANSI	ISO E ABNT	A X C	A	C	B	D	H	Carga de Ruptura	Peso em Kg/m	
25-1	04C-1	1/4"x1/8"	6,35	3,18	3,30	9,7	5,7	450	0,12	
35-1	06C-1	3/8"x3/16"	9,53	4,77	5,08	11,8	7,3	950	0,33	
40-1	08A-1	1/2"x5/16"	12,70	7,95	7,92	16,4	10,2	1.700	0,60	
50-1	10A-1	5/8"x3/8"	15,88	9,53	10,16	20,3	13,0	2.800	1,01	
60-1	12A-1	3/4"x1/2"	19,05	12,70	11,91	25,5	18,0	3.800	1,43	
80-1	16A-1	1"x5/8"	25,40	15,88	15,88	33,5	24,0	6.600	2,53	
100-1	20A-1	1.1/4"x3/4"	31,75	19,05	19,05	40,4	29,6	10.800	4,02	
120-1	24A-1	1.1/2"x1"	38,10	25,40	22,23	50,5	36,0	15.400	5,96	
140-1	28A-1	1.3/4"x1"	44,45	25,40	25,40	54,5	42,0	20.800	7,75	
160-1	32A-1	2"x1.1/4"	50,80	31,75	28,58	64,5	48,0	26.200	10,13	
200-1	40A-1	2.1/2"x1.1/2"	63,50	38,10	39,67	78,5	57,2	43.000	16,10	
240-1	48A-1	3"x1.7/8"	76,20	47,63	47,62	94,5	71,8	59.000	25,10	
	05B-1	0,315x0,118	8,00	3,00	5,00	7,7	7,2	400	0,16	
	06B-1	3/8"x0,225	9,53	5,72	6,35	12,5	8,3	1.000	0,39	
	08B-1	1/2"x0,305	12,70	7,75	8,51	16,3	11,8	1.900	0,69	
	10B-1	5/8"x0,380	15,88	9,70	10,16	19,2	14,0	2.500	0,89	
	12B-1	3/4"x0,460	19,05	11,70	12,07	22,1	18,0	3.000	1,24	
	16B-1	1"x0,670	25,40	17,00	15,88	36,0	21,0	6.000	2,70	
	20B-1	1.1/4"x0,770	31,75	19,60	19,05	41,0	25,5	7.800	3,70	
	24B-1	1.1/2"x1	38,10	25,40	25,40	54,0	33,7	15.000	6,70	
	28B-1	1.3/4"x1,22	44,45	31,00	27,94	66,0	34,5	19.000	8,20	
	32B-1	2"x1,22	50,80	31,00	29,21	65,0	40,5	23.000	9,20	
	40B-1	2.1/2"x1,50	63,50	38,10	39,37	80,0	53,0	39.000	15,50	
	48B-1	3"x1,80	76,20	45,70	48,26	100,0	63,9	60.000	24,50	

OBS.: As correntes norma Americana são disponíveis com pinos rebitados até passo de 5/8"; a partir do passo de 3/4", inclusive, poderão ser fornecidas com pinos rebitados ou contrapinhados; a dimensão D refere-se a correntes com pinos rebitados.

ANEXO C - Dimensionamento das Catracas

Catraca da transmissão por corrente primária

Dados de entrada:

Eixo de acoplamento da catraca = Árvore III

Diâmetro da seção na Árvore III = 0,025 m = 25 mm

Máximo momento torsor da Árvore III = $Mt_{3a} = 163,709 \text{ N.m}$ (Vide Anexo A)

Rotação máxima do motor = $\omega_{motor_T} = 3200 \text{ RPM}$

$$l_{1Min} = 1,18$$

$$l_{22Min} = 1,68$$

Cálculo da máxima rotação da Árvore III ($\omega_{III\text{Máx}}$):

$$\omega_{III\text{Máx}} = \frac{\omega_{motor_T}}{l_{1Min} \times l_{22Min}} = \frac{3200}{1,18 \times 1,68} = 1614,21 \text{ RPM}$$

Escolha da catraca:

De acordo com o fabricante, a catraca mais indicada para o sistema está disposta abaixo.

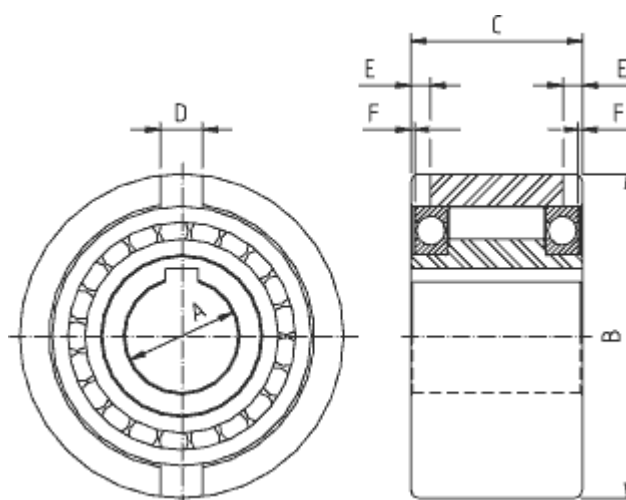


Figura A4 – Catraca Tector TTFR, principais dimensões

Tabela A9 – Dados técnicos da Catraca Tector TTFR

MODELO	TORQUE NOMINAL N.m	RPM CUBO	RPM CAPA	A ⁿ⁷	B ⁿ⁶	C	D	E	F
TTFR 8	10	1100	1100	8	37	20	6	3	-
TTFR 12	10	910	910	12	37	20	6	3	-
TTFR 15	33	750	750	15	47	30	7	3,5	-
TTFR 20	80	680	680	20	62	36	8	3,5	-
TTFR 25	120	2000	3500	25	80	40	9	4	0,2
TTFR 30	220	1750	3250	30	90	48	12	5	0,2
TTFR 35	280	1450	2600	35	100	53	13	6	1,2
TTFR 40	460	1300	2500	40	110	63	15	7	2,2
TTFR 45	640	1000	2400	45	120	63	16	7	2,2
TTFR 50	1000	820	2250	50	130	80	17	8,5	2,7
TTFR 55	1250	750	2150	55	140	80	18	9	4,2
TTFR 60	1800	690	2000	60	150	95	18	9	3,2
TTFR 70	2500	590	1750	70	170	110	20	9	1,1
TTFR 80	4100	490	1500	80	190	125	20	9	-
TTFR 90	7100	430	1400	90	215	140	24	11,5	0,6
TTFR 100	8300	310	1250	100	260	150	28	14,5	2,6
TTFR 130	14800	250	1000	130	300	180	32	17,5	2

Fonte: www.tector.com.br

Apesar do torque nominal de trabalho da catraca ser de 120 N.m, segundo o setor de engenharia do fabricante, o torque máximo admissível pelo elemento de máquina é cerca de uma vez e meia (1,5) maior que o torque nominal apresentado na Tabela A9. Logo:

$$\text{Torque máximo} = 1,5 \times \text{Torque nominal} = 1,5 \times 120 = 180 \text{ N.m}$$

Catraca da polia *driven* da CVT secundária

Dados de entrada:

Eixo de acoplamento da catraca = Árvore III

Diâmetro da seção na Árvore III = 0,02 m = 20 mm

Momento tursor do motor no instante de acoplamento da CVT secundária =

$$Mt_{3_s} = 49,744 \text{ N.m} \quad (\text{Vide Anexo A})$$

$$\omega_{motor_s} = 2850 \text{ RPM} \quad (\text{Vide Anexo A})$$

$$l_{1_s} = 1,2$$

$$l_{22_s} = 3,33$$

Cálculo da máxima rotação da árvore III até o acoplamento da CVT secundária (ω_{III}):

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{motor_s}}{l_{1_s} \times l_{22_s}} = \frac{2850}{1,2 \times 3,33} = 713,21 \text{ RPM}$$

Escolha da catraca:

De acordo com o fabricante, a catraca mais indicada para o sistema está disposta abaixo.

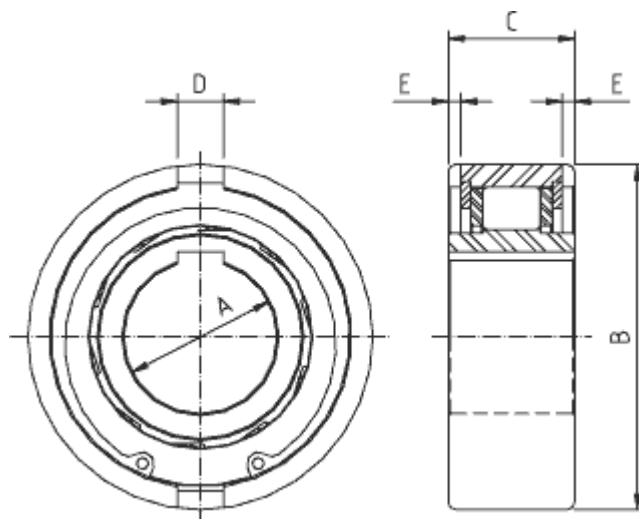


Figura A5 – Catraca Tector TTFS, principais dimensões

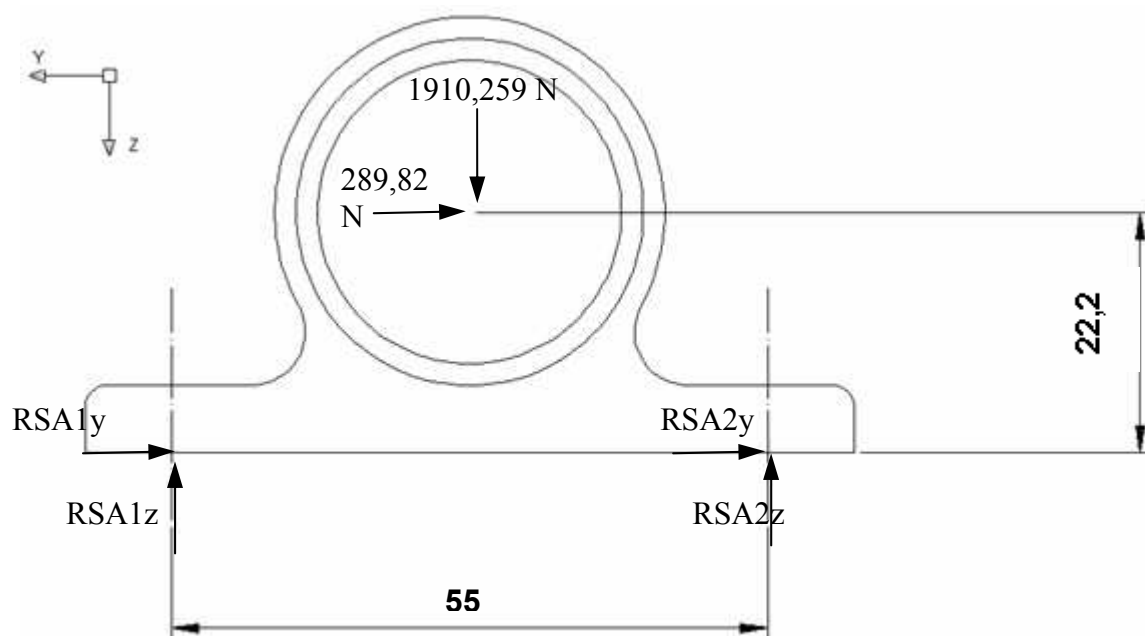
Tabela 10 – Dados técnicos da Catraca Tector TTFS

MODELO	TORQUE NOMINAL N.m	RPM CUBO	RPM CAPA	A ^{H7}	B ⁿ⁶	C	D	E
TTFS 8	6	2900	3450	8	35	13	4	1,3
TTFS 12	6	2900	3450	12	35	13	4	1,3
TTFS 15	20	2400	3100	15	42	18	5	1,45
TTFS 17	20	2400	3100	17	47	19	5	1,95
TTFS 20	50	1900	2250	20	52	21	6	1,5
TTFS 25	80	1400	1650	25	62	24	8	2
TTFS 30	120	1250	1500	30	72	27	10	2,55
TTFS 35	150	1100	1300	35	80	31	12	3,4
TTFS 40	230	900	1030	40	90	33	12	3,25
TTFS 45	330	890	1000	45	100	36	14	3,3
TTFS 50	470	660	800	50	110	40	14	4,5
TTFS 60	650	550	650	60	130	46	18	5,5
TTFS 70	950	400	500	70	150	51	20	6,4
TTFS 80	1300	350	450	80	170	58	20	7,5

ANEXO D - Dimensionamento dos Parafusos de Fixação

Cálculo das reações nas sedes dos mancais A, B, C e D:

No mancal A:



$$\sum M_{A1} = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$R_{SA_{2z}} \times 55 - 1910,259 \times 27,5 - 289,82 \times 22,2 = 0$$

$$R_{SA_{2z}} = 1072,11 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-1072,11 - R_{SA_{1z}} + 1910,259 = 0$$

$$R_{SA_{1z}} = 838,15 \text{ N}$$

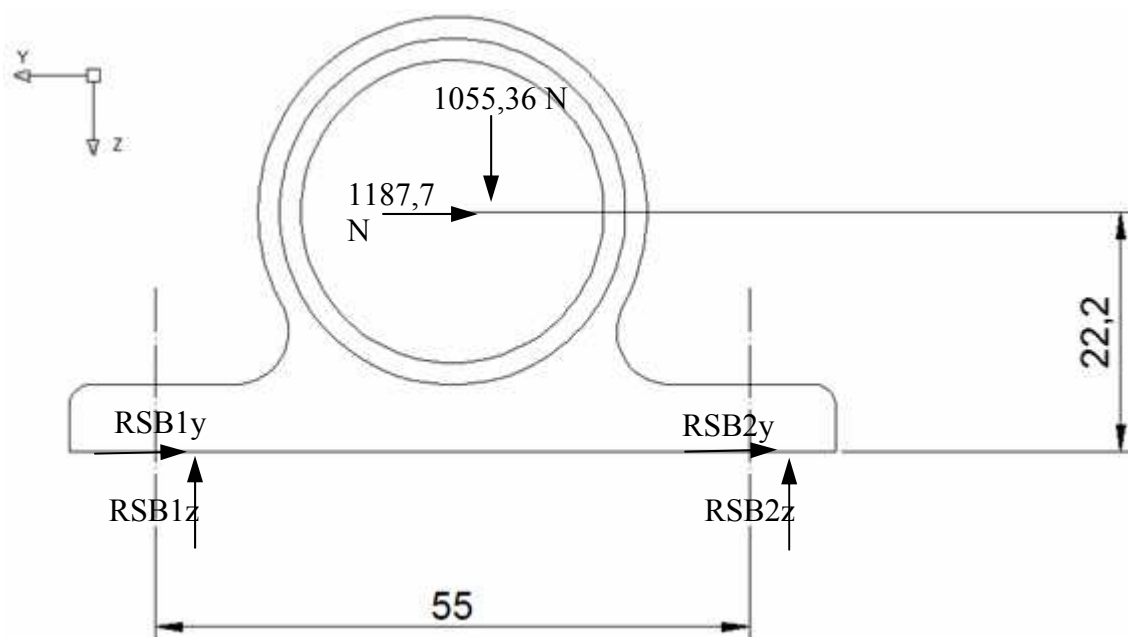
$$\sum F_y = 0$$

$$R_{SA_{1y}} = R_{SA_{2y}}$$

$$-2 \times R_{SA_{1y}} - 289,82 = 0$$

$$R_{SA_{1y}} = R_{SA_{2y}} = -144,9 \text{ N}$$

No mancal B:



$$\sum M_{B1} = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$R_{SB2z} \times 55 - 1055,36 \times 27,5 - 1187,7 \times 22,2 = 0$$

$$R_{SB2z} = 1007 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-1007 - R_{SB1z} + 1055,38 = 0$$

$$R_{SB1z} = 48,4 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{SB1y} = R_{SB2y}$$

$$-2 \times R_{SB1y} - 1187,7 = 0$$

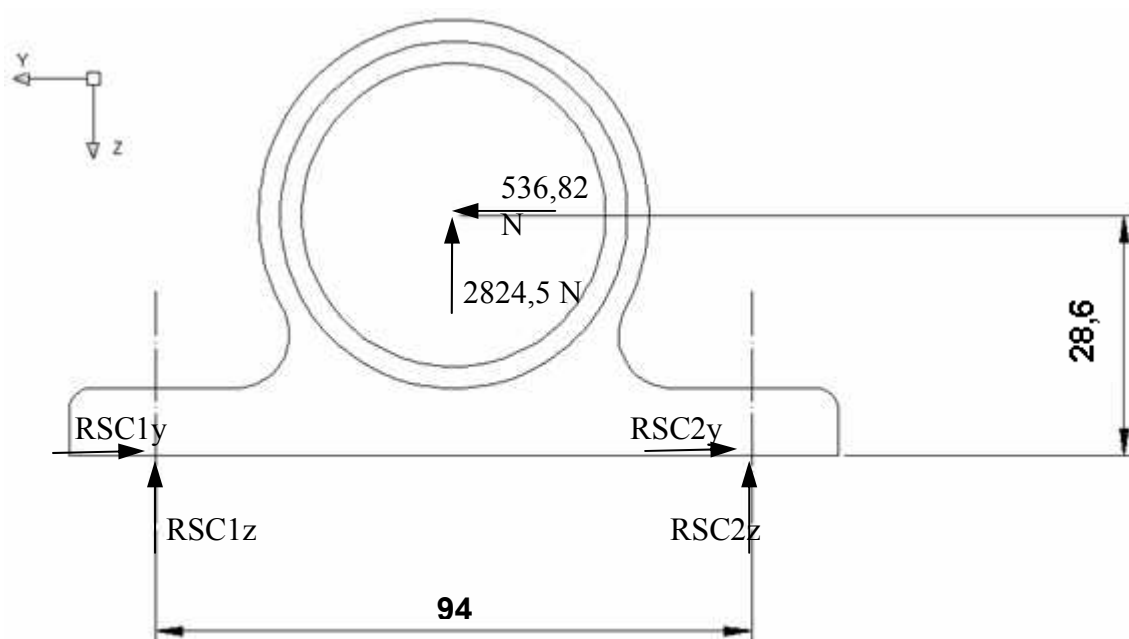
$$R_{SB1y} = R_{SB2y} = -593,9 \text{ N}$$

No mancal C:

As sedes dos mancais C e D são inclinadas a -65° do eixo y. Portanto, para transferir as forças para um novo plano z-y as reações dos mancais foram recalculadas.

$$R'_{cy} = R_{cy} \times \cos 65^\circ = 1270,22 \times \cos 65^\circ = 536,82 \text{ N}$$

$$R'_{cz} = R_{cz} \times \cos 65^\circ = -6683,31 \times \cos 65^\circ = -2824,5 \text{ N}$$



$$\sum M_{C1} = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$R_{SC2z} \times 94 + 2824,5 \times 27,5 + 536,82 \times 28,6 - 0$$

$$R_{SC2z} = -989,65 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$989,65 - R_{SC1z} - 2824,5 = 0$$

$$R_{SC1z} = -1834,85 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{SC1y} = R_{SC2y}$$

$$-2 \times R_{SC1y} + 536,82 = 0$$

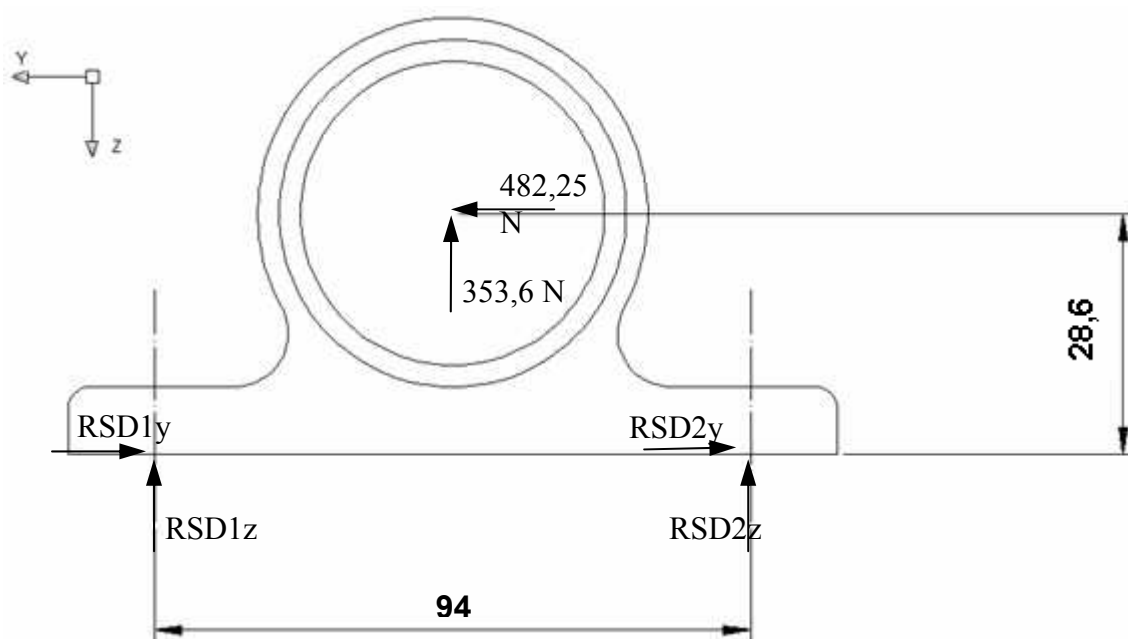
$$R_{SC1y} = R_{SC2y} = 268,41 \text{ N}$$

No mancal D:

Analogamente ao mancal C:

$$R'_{Dy} = R_{Dy} \times \cos 65^\circ = 1141,11 \times \cos 65^\circ = 482,25 \text{ N}$$

$$R'_{Dz} = R_{Dz} \times \cos 65^\circ = -836,69 \times \cos 65^\circ = -353,6 \text{ N}$$



$$\sum M_{D1} = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$R_{SD2z} \times 94 + 353,6 \times 27,5 + 482,25 \times 28,6 = 0$$

$$R_{SD2z} = -250,17 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$250,17 - R_{SD1z} - 353,6 = 0$$

$$R_{SD1z} = -103,43 \text{ N}$$

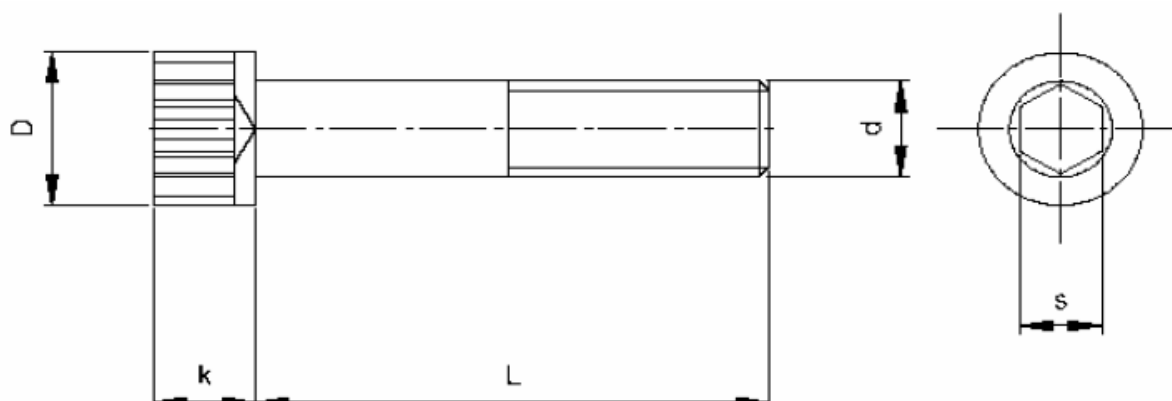
$$\sum F_y = 0$$

$$R_{SD1y} = R_{SD2y}$$

$$-2 \times R_{SD1y} + 482,25 = 0$$

$$R_{SD1y} = R_{SD2y} = 241,13 \text{ N}$$

Determinação dos parafusos de fixação das sedes dos mancais:



ROSCA ISO MÉTRICA Norma DIN 912

Classe de resistência 12.9 Resistência à tracção 1200 N/mm²

	d													
	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	M30	M36	M42
Passo	0.50	0.70	0.80	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50
D	5.5	7.0	8.5	10.0	13.0	16.0	18.0	21.0	24.0	30.0	36.0	45.0	54.0	63.0
s	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0	17.0	19.0	22.0	27.0	32.0
k	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20	24	30	36	42

Figura A11 – Parafuso Allen de alta resistência escolhido segundo NORMA DIN 912

Sabendo que as reações na direção y são de cisalhamento e na direção z são de tração ou compressão e analisando as maiores reações nessas direções:

Na direção y:

$$R_{SB_{xy}} = R_{SB_{zy}} = -593,9 \text{ N}$$

Na direção z:

$$R_{SC_{xz}} = -1834,85 \text{ N}$$

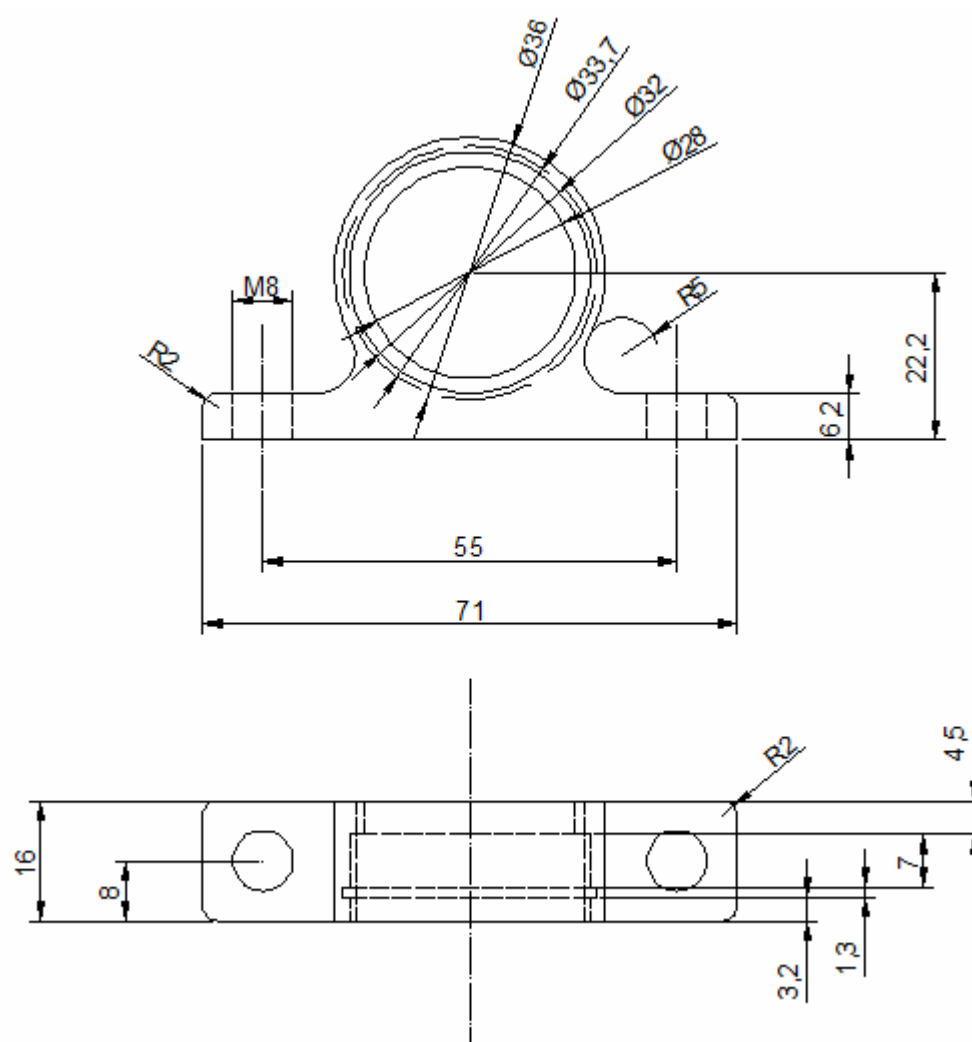
Cálculo das tensões normais e de cisalhamento utilizando um parafuso M8:

$$\sigma_{NormalSC} = \frac{1834,85 \times 4}{\pi \times d^2} = \frac{1834,85 \times 4}{\pi \times 0,008^2} = 36 \text{ MPa} = 36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

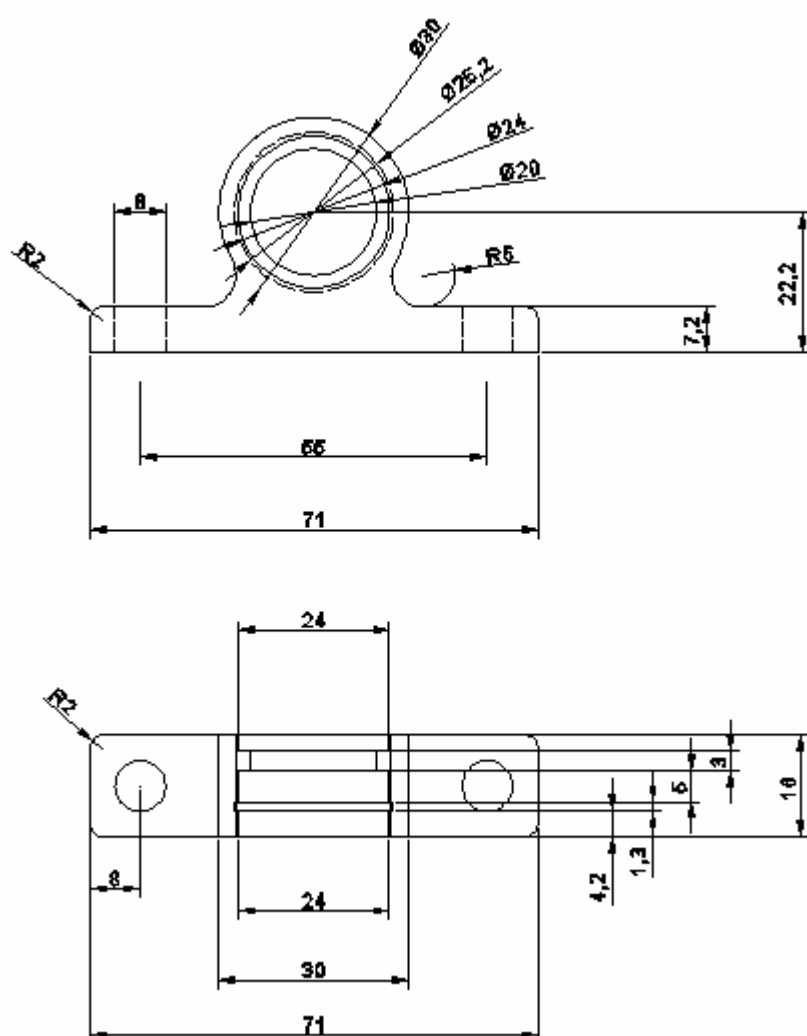
$$\sigma_{CisSC} = \frac{593,9 \times 4}{\pi \times d^2} = \frac{593,9 \times 4}{\pi \times 0,008^2} = 11 \text{ MPa} = 11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

ANEXO E – Desenhos Técnicos

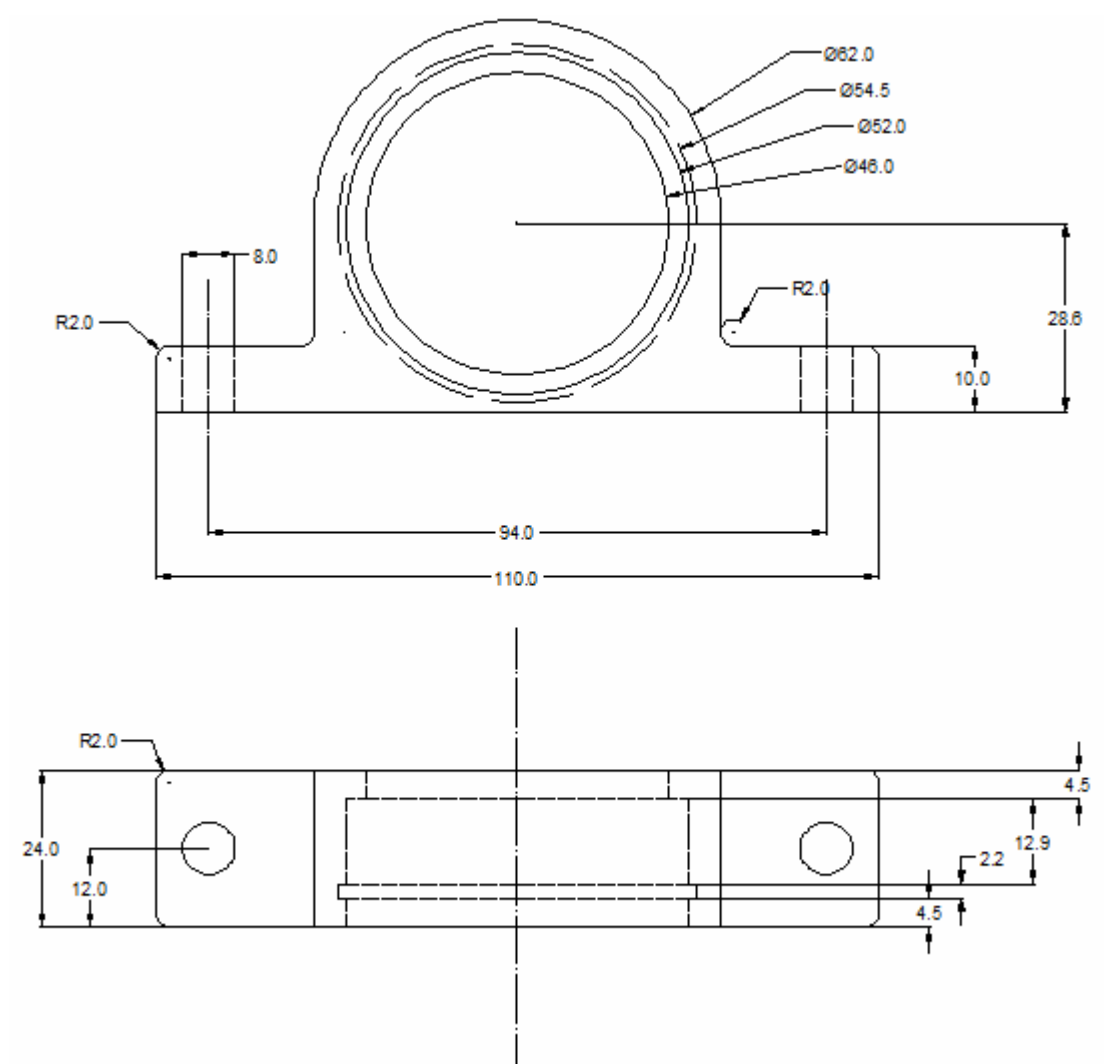
Sede do mancal A



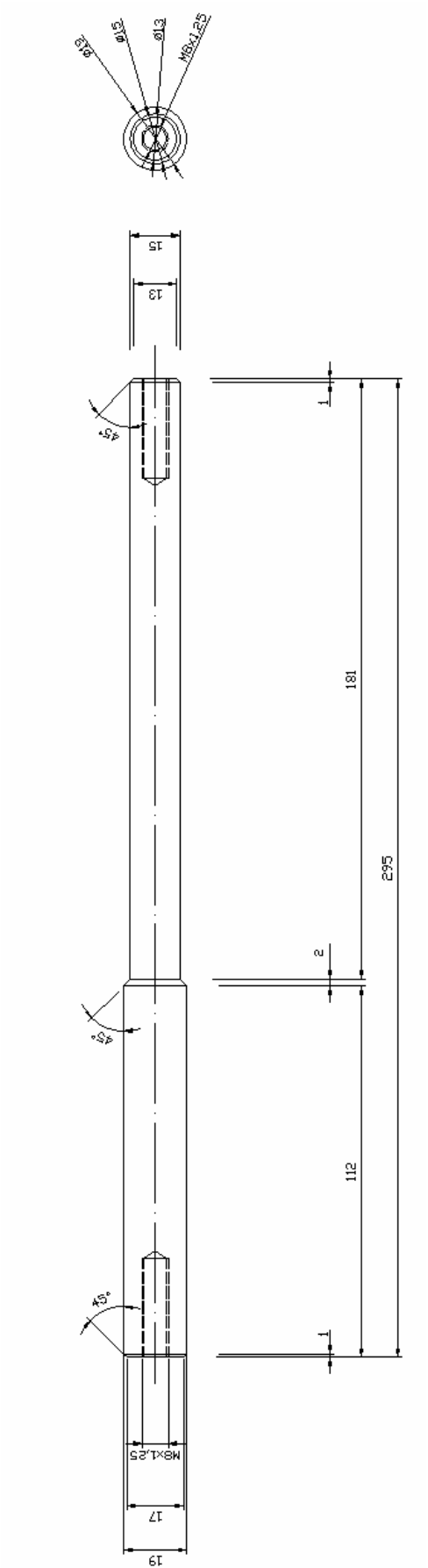
Sede do mancal B



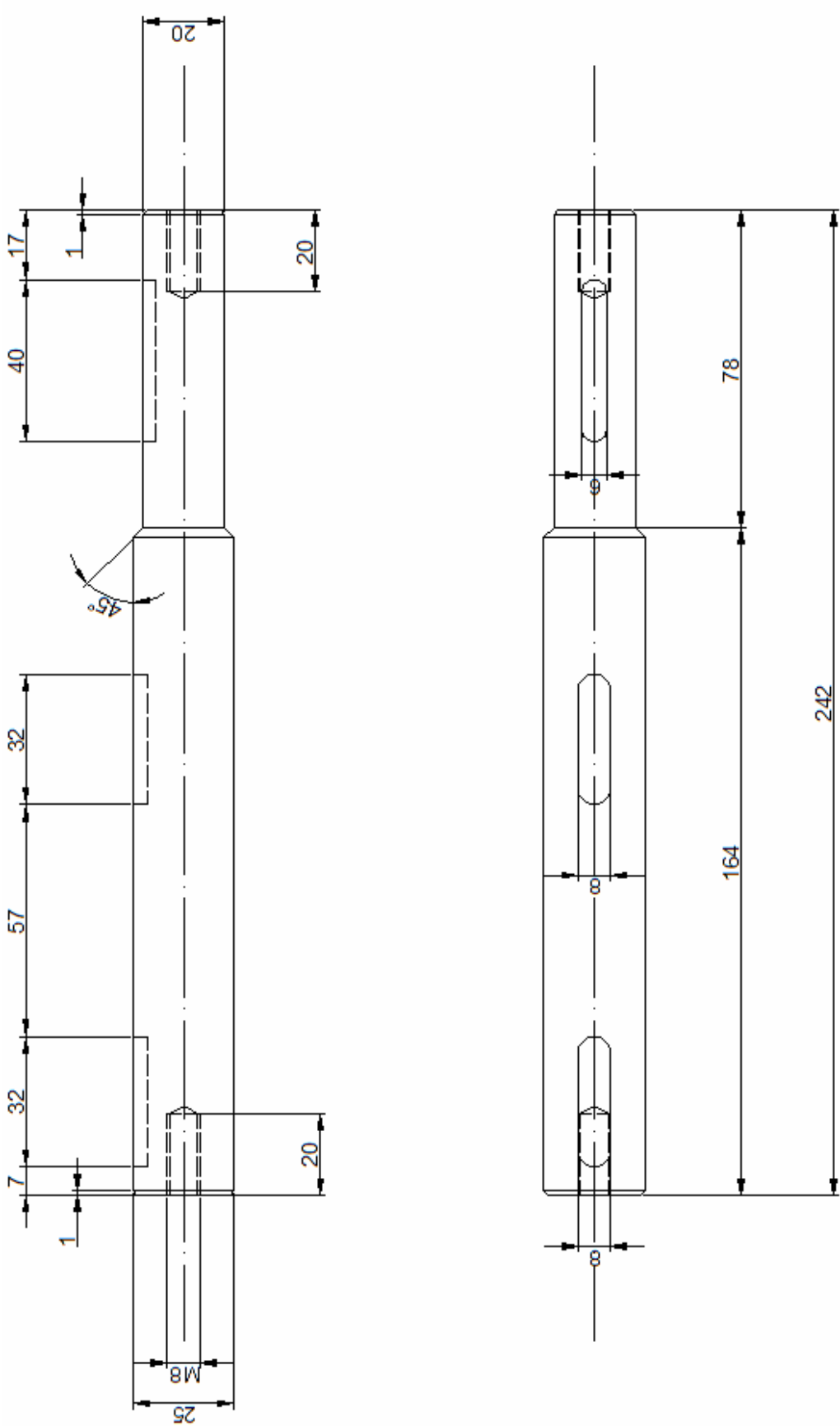
Sede do mancal C e D



Árvore II



Árvore III



APÊNDICE A – Especificações da CVT Comet 770

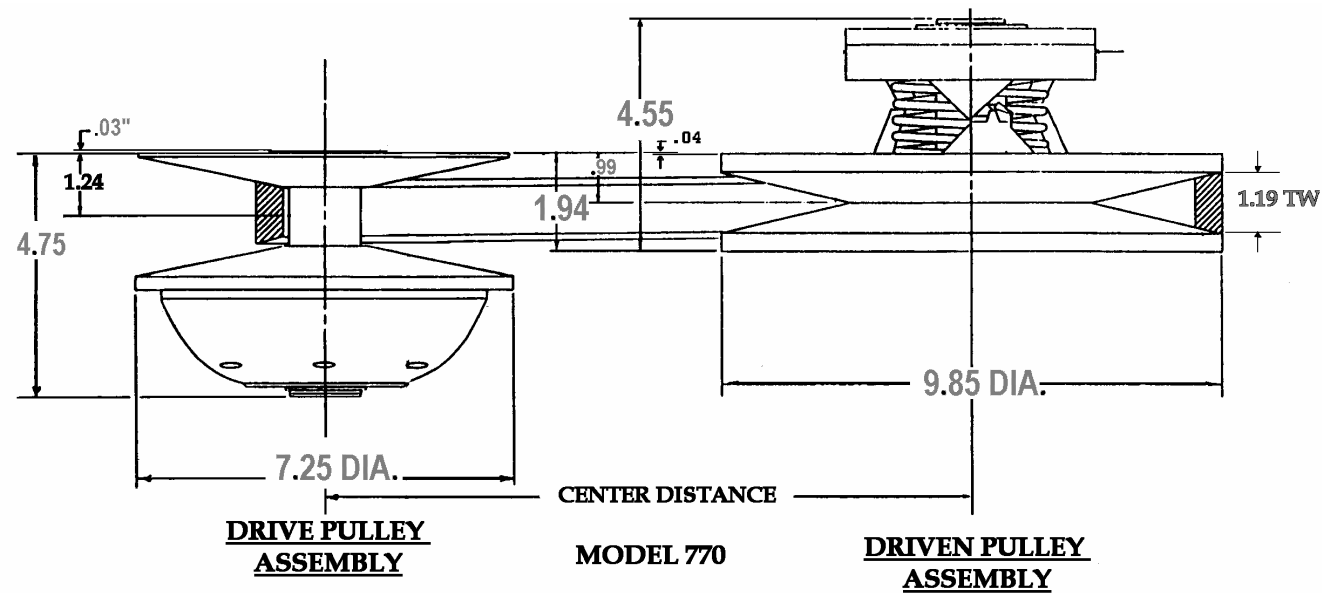
QDS-Mini-Baja “F”

08/02



MODEL 770
AUTOMATIC
TORQUE CONVERTER

LAYOUT DIMENSIONS:



SPECIFICATIONS	
MAX ENGINE RATING:	MAX RPM:
BELT C.D.	
2-Cycle - 30 H.P.	10,000
9.02"	
4-Cycle - 16 H.P	5,500
10.15"	
10.50"	
BORE SIZES	SPEC. NO.
11.12"	
DRIVE - 1"	302424C
DRIVEN - 3/4"	302604C

BELT SELECTION:	
	PART NUMBER
	300634C (704055)
	300637C (704060)
	300638C (704061)
	300663C (704096)

PULLEY RATIOS:	
TO MINI	
LOW - 3.95:1	(SHOWN ABOVE)
HIGH - .76:1	

NET*
OVERALL - 5.20:1
155.00

DISCOUNTED NET APPLIES
BAJA PROJECT ONLY.
LIST

DRIVES : \$260.00 \$

150.00

DRIVENS: 250.00

45.00

BELTS : 75.00

***SHIPPING. "PREPAID":UPS, PARCEL POST, OR DHL WORLDWIDE(AIR)**

NOTE: NEVER OPERATE A TORQUE CONVERTER WITHOUT A SUITABLE SAFETY SHIELD.

NOTE: DO NOT RUN AN ENGINE EQUIPPED WITH A DRIVE PULLEY IF THE BELT IS NOT ENGAGED WITH THE DRIVEN PULLEY.

DISTRIBUTED

BY: _____ QDS P.O.

BOX 6910 , ALHAMBRA , CALIFORNIA 91802 TEL. (626) 293-5770 / FAX. (626) 281-3392

APÊNDICE B – Especificações da CVT Comet 790

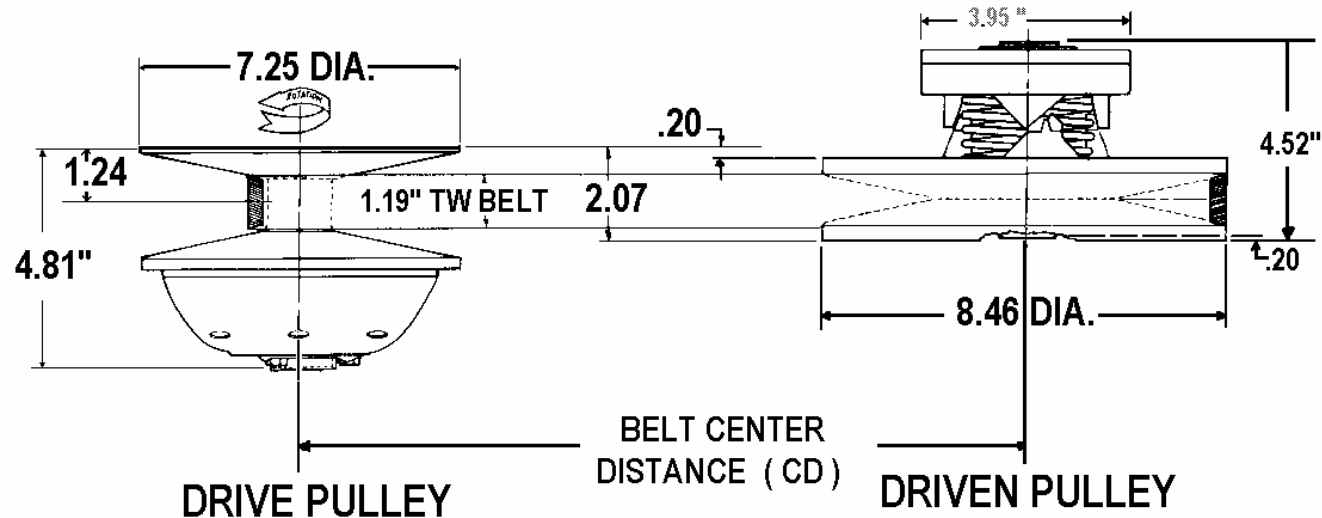
QDS-Mini-Baja “F”



08 / 02

MODEL 790
AUTOMATIC
TORQUE CONVERTER

LAYOUT DIMENSIONS:



SPECIFICATIONS		BELT SELECTION:
MAX ENGINE RATING:	MAX RPM:	PART NUMBER
BELT C.D.		
2-Cycle - 30 H.P.	10,000	300780C (704054)
9.41"		
4-Cycle - 16 H.P	5,500	300634C (704055)
10.41"		300637C (704060)
11.50"		300638C (704061)
BORE SIZES	SPEC. NO.	
11.84"		
DRIVE - 1"	302424C	
DRIVEN - 3/4"	302603C	
PULLEY RATIOS:		DISCOUNTED PRICES APPLY
TO LOW - 3.38:1 (SHOWN ABOVE)		MIN-BAJA PROJECT ONLY.
HIGH - .54:1		<u>LIST</u>
NET*		
OVERALL - 6.26:1		DRIVES : \$260.00
155.00		\$

155.00

DRIVENS: 260.00

45.00

BELTS : 75.00

***SHIPPING** : "PREPAID" (UPS OR PARCEL POST) OR "FRT.COLLECT" (AIR FRT).

NOTE: NEVER OPERATE A TORQUE CONVERTER WITHOUT A SUITABLE SAFETY SHIELD.

NOTE: DO NOT RUN AN ENGINE EQUIPPED WITH A DRIVE PULLEY IF THE BELT IS NOT ENGAGED WITH THE DRIVEN PULLEY.

DISTRIBUTED

BY: _____

**QDS P.O. BOX 6910 , ALHAMBRA , CALIFORNIA 91802 TEL. (626) 293-5770
/ FAX.(626) 281-3392**

APÊNDICE C – Dados técnicos da CVT

148 *Chapter Three*

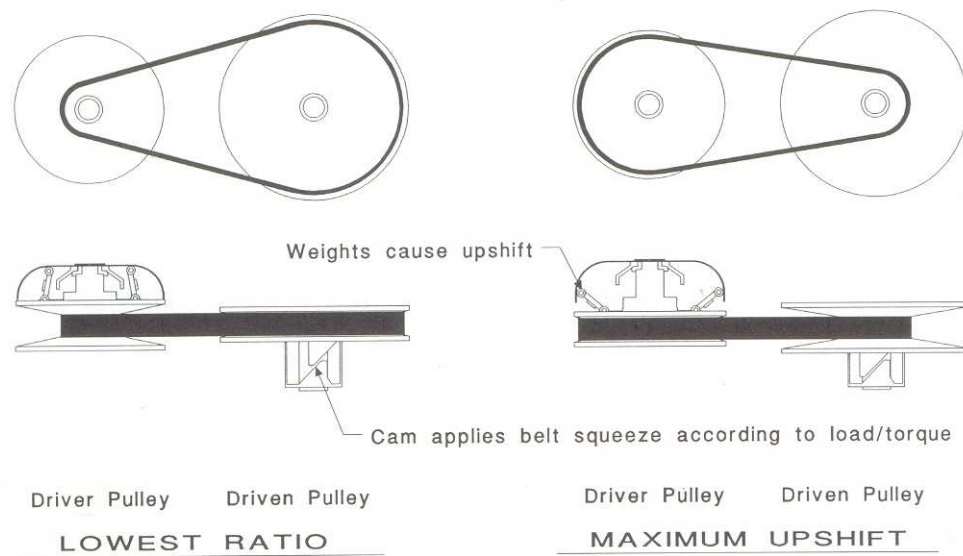


Fig. 3.38. Salisbury Torque-Sensitive CVT.

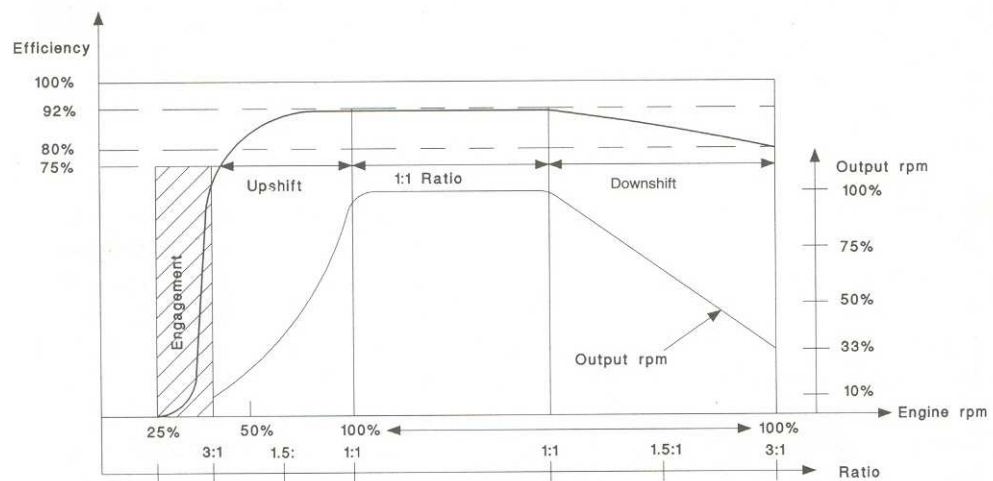


Fig. 3.39. Salisbury CVT Efficiency Curve.