

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

**TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)
PARA AUTOMÓVEIS URBANOS**

Daniel Carmo de Andrade Lima

**Orientador:
Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni**

**São Paulo
2003**

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

**TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)
PARA AUTOMÓVEIS URBANOS**

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

Daniel Carmo de Andrade Lima

**Orientador:
Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2003**

AGRADECIMENTO

Agradeço a minha família e amigos pelo apoio ao longo de toda a minha vida estudantil. Em especial aos meus pais que sempre me ofereceram todas as condições para que pudesse estudar e me formar em uma universidade como a Universidade de São Paulo.

Agradeço aos professores da Escola Politécnica, pelos conhecimentos difundidos e pela experiência compartilhada com os alunos durante o curso de graduação de engenharia mecânica

RESUMO

O objetivo deste trabalho de formatura é estudar a possibilidade do uso de uma transmissão CVT para automóveis urbanos no Brasil. Este estudo abrange o levantamento de dados históricos e tipos de CVTs existentes, com vantagens e desvantagens. E após este levantamento, a escolha de um veículo urbano para a elaboração de um projeto básico de uma CVT, com o dimensionamento dos componentes, permitindo assim comparações com transmissões manuais e/ou automáticas em desempenho. As tecnologias necessárias para a construção desta transmissão serão levantadas, assim como uma noção da viabilidade econômica de tal projeto. O controle da transmissão CVT será estudado, com diferenciação dos programas econômico e esportivo no desempenho do veículo. As conclusões obtidas ao longo da elaboração do trabalho foram que este tipo de transmissão tem um grande potencial de aplicação em todos os automóveis, inclusive os urbanos, onde os seus benefícios são ainda mais evidentes. Melhora-se o desempenho, o conforto, isto a um custo inferior que o custo de uma transmissão automática convencional.

ABSTRACT

The objective of this report is to study the possibility to develop a CVT transmission for urban automobiles in Brazil. This work encloses the historical data-collecting of existing types of CVTs, with advantages and disadvantages. A basic project of a CVT will be made for a specific urban vehicle, designing the components. This allows comparisons to manual and/or automatic transmissions in performance. The necessary technologies for the construction of this transmission will be raised, as well as a notion of the economic viability of such project. The control of transmission CVT will be studied, with differentiation of the programs economic and sport in the performance of the vehicle. The conclusions had been that this type of transmission has a great potential of application in all the automobiles, including the urban ones, where its benefits are still more evident. The CVT improves the performance, the comfort, and has an inferior cost comparing to conventional automatic transmission.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. HISTÓRIA.....	2
2.1. POLIAS COM RAIOS VARIÁVEIS	3
2.2. TOROIDAL	6
3. OBJETIVO	10
4. MOTIVAÇÃO.....	10
5. DETALHAMENTO CVT POLIAS DE RAIOS VARIÁVEIS.....	11
6. DETALHAMENTO CVT TOROIDAL	14
6.1. MODELO TOROIDAL 1 (CVT HALF-TOROIDAL COM CONVERSOR DE TORQUE)	17
6.2. MODELO TOROIDAL 2 (IVT – FULL-TOROIDAL E PLANETÁRIA)	20
6.2.1. <i>Benefícios</i>	20
6.2.2. <i>Aplicações</i>	22
6.2.3. <i>Funcionamento</i>	23
6.2.4. <i>Regimes</i>	24
6.2.5. <i>Planetárias</i>	25
7. TECNOLOGIAS NECESSÁRIAS PARA A CVT	28
7.1. CORREIA METÁLICA.....	28
7.2. CORRENTE METÁLICA.....	29
7.3. FLUIDO DE TRAÇÃO.....	30
8. INTERFACE – MOTOR / TRANSMISSÃO	33
8.1. CONVERSOR DE TORQUE	33
8.2. EMBREAGEM AUTOMÁTICA	36
8.3. IVT	37
8.4. ESCORREGAMENTO	37
9. PROJETO BÁSICO DE CVT PARA UM AUTOMÓVEL URBANO	39
9.1. ESCOLHA DO MOTOR.....	39
9.2. ESCOLHA DO TIPO DE CVT	41
9.3. CUSTOS	42
9.3.1. <i>Desenvolvimento</i>	42
9.3.2. <i>Custo do produto</i>	42
9.3.3. <i>Custo ao Consumidor</i>	43
9.4. DESCRIÇÃO DA CVT A SER PROJETADA	45
9.5. CONTROLE	47
9.6. DIMENSIONAMENTO	48
9.6.1. <i>Relações de transmissão</i>	50
9.6.2. <i>Polias e Correias</i>	52
9.6.3. <i>Eixos</i>	56
10. COMPARATIVO DE DESEMPENHO.....	69
11. CONCLUSÕES	75
12. BIBLIOGRAFIA	76

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – MODELO ANTIGO DE CVT – DISCOS PLANOS	2
FIGURA 2 – VARIOMATIC DAF	4
FIGURA 3 – AUDI MULTITRONIC	4
FIGURA 4 – PRIMEIRA PATENTE – CVT TOROIDAL	5
FIGURA 5 – CVT TOROIDAL NISSAN	6
FIGURA 6 – TOROTRAK IVT	8
FIGURA 7 – CVT POLIAS DE RAIOS VARIÁVEIS	9
FIGURA 8 – VARIAÇÃO DE RAIOS	11
FIGURA 8 – VARIADOR DA CVT POLIAS RAIOS VARIÁVEIS	12
FIGURA 9 – VARIADOR CVT TOROIDAL	12
FIGURA 10 – DIFERENÇA ENTRE HALF TOROIDAL E FULL TOROIDAL	14
FIGURA 11 – COMPONENTES CVT HALF-TOROIDAL	15
FIGURA 12 – HALF-TOROIDAL	16
FIGURA 13 – MAPA DE CONSUMO	17
FIGURA 14 – IVT COMPACTA	18
FIGURA 15 – COMPONENTES IVT	22
FIGURA 16 – DUPLO REGIME - IVT	23
FIGURA 17 – PLANETÁRIA	24
FIGURA 18 – PLANETAS E CARREGADOR DE PLANETAS	26
FIGURA 19 – CORREIAS METÁLICAS	26
FIGURA 20 – COMPONENTES CORREIA METÁLICA	28
FIGURA 21 – CORRENTE METÁLICA PARA CVT	29
FIGURA 22 – FLUIDO DE TRAÇÃO	30
FIGURA 23 – PROPRIEDADES FLUIDO DE TRAÇÃO	31
FIGURA 24 – CONVERSOR DE TORQUE	32
FIGURA 25 – BOMBA, ESTATOR, TURBINA	34
FIGURA 26 – AUDI CVT	35
FIGURA 27 – CURVA DE TORQUE E POTÊNCIA DO MOTOR	38
FIGURA 28 – ESQUEMA DA TRANSMISSÃO CVT	41
FIGURA 29 – DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS	47
FIGURA 30 – GRÁFICO DA VARIAÇÃO DO RAIO DAS POLIAS	52
FIGURA 31 – ÂNGULO DE INCLINAÇÃO DA CORREIA	54
FIGURA 32 – GRÁFICO DE VARIAÇÃO DOS DESLOCAMENTOS LINEARES DAS POLIAS	54
FIGURA 33 – DIAGRAMA DE GOODMAN PARA O ABNT 4140	55
FIGURA 35 – DIAGRAMA DE FORÇAS E MOMENTOS	58
FIGURA 36 – EIXO SECUNDÁRIO	62
FIGURA 37 – GRÁFICO ACELERAÇÃO X VELOCIDADE – CVT ESPORTIVO X MANUAL	65
FIGURA 38 – GRÁFICO ACELERAÇÃO X VELOCIDADE – CVT ECONÔMICO X MANUAL	70
FIGURA 39 – GRÁFICO ACELERAÇÃO X VELOCIDADE – CVT ECONÔMICO X ESPORTIVO	70
FIGURA 40 – GRÁFICO VELOCIDADE X DISTÂNCIA	71
FIGURA 41 – CONSUMO X DISTÂNCIA	71
FIGURA 42 – POTENCIAL DE USO POR TIPO DE CVT	72
	74

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – DIMENSÕES CHEVROLET CORSA	40
TABELA 2 – DESEMPENHO E CONSUMO	40
TABELA 3 – DADOS DO MOTOR	40
TABELA 4 – RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO – MANUAL	40
TABELA 5 – PROJEÇÕES DE VENDAS	44
TABELA 6 – CONSUMO HONDA FIT	46
TABELA 7 – REDUÇÃO DE GASTO COM COMBUSTÍVEL	46
TABELA 8 – DIMENSÕES POLIAS	53
TABELA 9 – DESLOCAMENTOS LINEARES DAS POLIAS	55
TABELA 10 – RESUMO POLIAS	56
TABELA 11 – DADOS PARA DIMENSIONAMENTO	59
TABELA 12 – PONTOS CRÍTICOS	63
TABELA 13 – COMPARAÇÃO	74

1. INTRODUÇÃO

Os automóveis fazem parte do dia-a-dia das pessoas que vivem em um ambiente urbano, e com o crescimento das cidades, congestionamentos são cada vez mais comuns.

Além da perca de tempo e a confusão que isto ocasiona, os motoristas sofrem com o desconforto de inúmeras trocas de marcha na sua transmissão manual e um aumento grande no consumo de combustível de seu automóvel.

Nestes grandes centros, a maioria dos carros são modelos pequenos, tendo sua versão popular e sua versão mais luxuosa.

Tradicionalmente, dois tipos de transmissões são conhecidos do público, manuais e automáticos. Na transmissão manual, o motorista seleciona a relação de marcha que deseja, utilizando-se de uma embreagem para realizar as trocas. Na transmissão automática tradicional, existe a vantagem do conforto do motorista por não realizar as trocas, porém o desempenho é prejudicado pela existência de conversores de torque e outras peças que aumentam o consumo e prejudicam o desempenho.

No decorrer do desenvolvimento da indústria automobilística, procuraram-se desenvolver alternativas para transmitir a potência do motor às rodas. Assim, apareceram carros com transmissões manuais porém com embreagem automáticas, onde o motorista apenas movimenta a alavanca do câmbio, ou transmissões automáticas que possibilitam ao motorista escolher a marcha selecionada quando desejar. Tudo isso na tentativa de melhorar o conforto sem prejudicar o desempenho.

A transmissão CVT (*Continuous Variable Transmission*) ou transmissão continuamente variável seria uma alternativa a uma transmissão automática, pois ao mesmo tempo em que oferece o conforto ao motorista, permite uma redução no consumo de combustível e uma otimização do desempenho do veículo. Além de não possuir os degraus existentes nas transmissões manuais e automáticas.

2. HISTÓRIA

A história da CVT tem seu início no ano de 1490, onde há registros de rascunhos realizados por Leonardo da Vinci indicando o potencial de uma transmissão sem degraus, de forma contínua.

Desde o inicio do desenvolvimento de automóveis, os engenheiros buscam melhorar a forma de transferir a potência obtida pelo motor para as rodas. Neste caminho, o componente principal é a caixa de transmissão, responsável por alterar a relação de transmissão entre o motor e as rodas, permitindo velocidades angulares e torques diferenciados.

Logo no inicio, entre as diversas soluções utilizadas, existia um conceito onde o resultado obtido é uma variação contínua de relações de transmissão, de uma maneira muito simples. A solução é um variador de fricção, que utiliza dois discos planos de madeira, dispostos a 90 graus um do outro. Ao deslizar um dos discos em seu eixo, era possível alterar gradualmente o raio do ponto de contato no outro disco, obtendo diversas relações de transmissão, inclusive no sentido reverso.

Neste modelo, o neutro era obtido ao recuar o primeiro disco, evitando o contato e a conseqüente transmissão da potência. Acumulando assim diversas funções: embreagem, cambio, ré, “engrenagem cônica” (alterar o eixo da rotação).

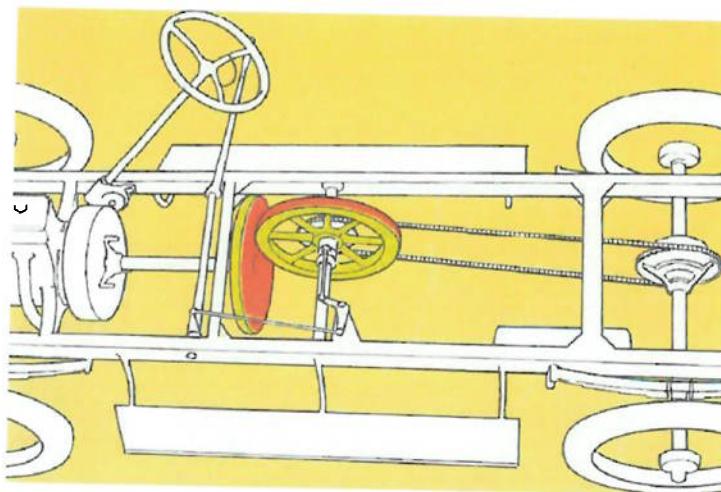


Figura 1 – Modelo Antigo de CVT – Discos Planos

Este modelo em particular (Figura 1) foi utilizado nos Estados Unidos por Carter, Lambert e Metz entre os anos 1906 e 1920, controlado manualmente pelo motorista.

Claramente esta transmissão não tem uso atualmente, devido às altas potências encontradas nos motores atuais, onde os discos de madeira não oferecem a fricção necessária sem que haja escorregamento.

Então os engenheiros automotivos tentaram novos conceitos para obter o efeito de continuidade, que permitissem a utilização dos motores atuais com altos torques. Dois conceitos principais foram desenvolvidos, a CVT com polias de raios variáveis e a CVT Toroidal, a história de cada uma delas estão descritas nos itens a seguir.

2.1. Polias com raios variáveis

Este conceito utiliza uma correia em V e polias cônicas repartidas. Alterando-se a posição relativa entre as duas metades de cada polia, altera-se o raio efetivo da mesma, mudando-se assim a relação de transmissão obtida.

A CVT com polias com raios variáveis foi patenteada em 1897, por H. C. Spaulding, usada inicialmente para fins industriais, e a partir dos anos 50 em motocicletas, por exemplo a Mobylette, scotters e compressores centrífugos.

Esta CVT foi popularizada pela empresa holandesa DAF, Doorne Aanhangwagen Fabriek, que comercializou durante anos os seus carros com transmissões CVTs. A CVT da DAF conhecida por Variomatic utilizava correias de borracha para a transmissão da potência, já que o motor possuía apenas 22 hp (Figura 2). Os automóveis utilizavam dois conjuntos de polias e correias, assim eliminando a necessidade do diferencial, e diminuindo o torque existente em cada correia de borracha. A variação da relação de transmissão era de 3,72.

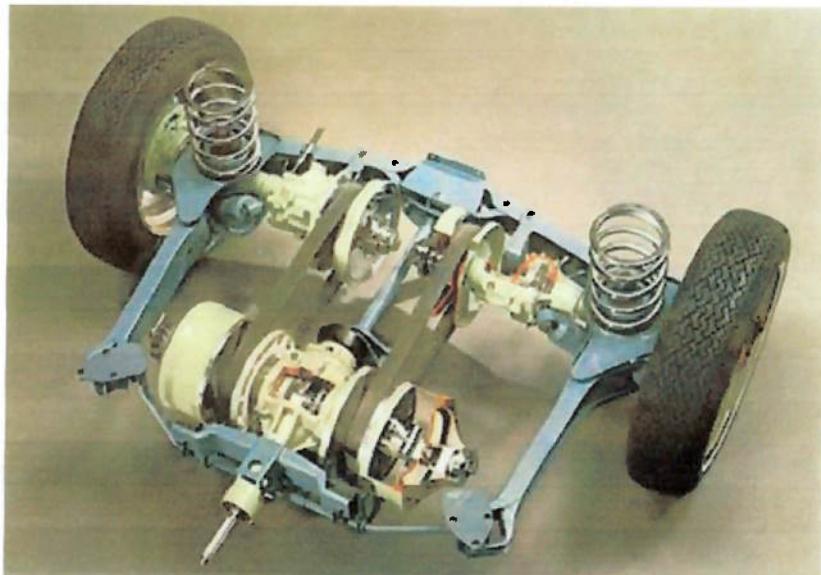


Figura 2 – Variomatic DAF

A mudança de relações era comandada por uma válvula eletromagnética de acordo com o vácuo no coletor de admissão (o que indicava a solicitação de maior potência pelo acelerador), pelo mesmo princípio de alguns ciclomotores.

Os pontos negativos desta transmissão era a correia que necessitava de troca a cada 40.000 km, o limite de torque permitido, o espaço necessário para sua instalação, que se localizava na traseira do veículo, o ruído em seu funcionamento e suas saídas abruptas. Mesmo assim, esta transmissão foi fabricada até 1990, sendo encontrada com algumas alterações em diversos automóveis da marca com motores de até 55 hp.

Assim como a DAF, outros fabricantes de carros desenvolveram automóveis com CVT com polias de raios variáveis, como Ford, Fiat, Honda, Nissan, Rover, Toyota, General Motors e Subaru, limitando-se a motores de baixos torques e potências. Este ambiente novo com diversos novos fabricantes foi possibilitado pela elaboração de uma correia metálica, permitindo maiores torques transmitidos. O desenvolvimento desta correia pode ser acompanhado no item 7.1.

Assim, cada montadora desenvolveu sua unidade CVT, com diferentes soluções para realizar a interface entre o motor e a transmissão, como conversores de torque,

embreagens automáticas, mecanismo com efeito centrífugo, aparatos eletromagnéticos, etc.

Apesar dos benefícios, há uma dificuldade mercadológica da CVT devido ao fato que o motorista perde a noção de aceleração em função da rotação do motor, havendo certa resistência dos motoristas conservadores para a utilização da CVT. Outro efeito é o creeping, que é o movimento a frente, ao se liberar o freio para início de movimento, evitando assim uma saída abrupta. Este efeito é encontrado nas transmissões automáticas, e não nas CVTs, porém alguns fabricantes realizaram modificações para se obter este efeito, evitando a resistência de conservadores.

Mesmo com a melhoria obtida pela correia metálica, este ainda é o fator limitante para o torque transmitido, assim a Audi desenvolveu uma CVT (Figura 3) que utiliza correntes metálicas aumentando a possibilidade de uso para seus automóveis com motores de alto desempenho, com torque máximo permitido de 310Nm.

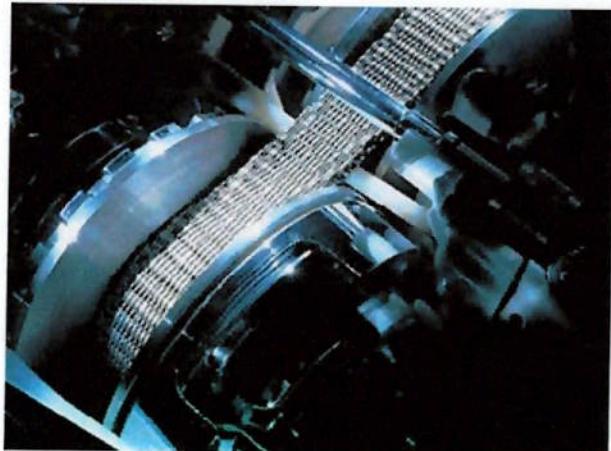


Figura 3 –Audi Multitronic

Inclusive a Fórmula 1 já esteve interessada em utilizar uma transmissão CVT, onde permitiria otimizar a aceleração do carro. A equipe Williams estava desenvolvendo secretamente uma transmissão para o seu modelo no ano de 1994, porém o regulamento do campeonato desde então proíbe o uso das CVTs, assim, todo o material e resultados obtidos estão arquivados, sem que fossem divulgados.

No Brasil, a partir de maio de 2003, a fabricante Honda em seu modelo Fit fez o primeiro automóvel nacional com a transmissão CVT. Este modelo inclusive possui um motor pequeno de 1,35 cm³ projetado para uso urbano, como o escopo deste trabalho propõe.

Atualmente todos os carros desenvolvidos com foco em redução de consumo de combustível e de emissão de poluentes utilizam transmissões CVT, favorecendo-se dos benefícios que estas trazem, exemplos são o Honda Insight e o Toyota Prius.

2.2. Toroidal

A idealização do uso da forma toroidal para se obter diferentes relações de transmissões foi realizada por Charles W. Hunt of Richmond, através de patente datada de 27 de novembro de 1877. Como pode ser verificado na figura 4, Charles utilizava-se de um disco oscilante (E) entre as superfícies esféricas (B e D), e ao variar o ângulo do disco E a velocidade é alterada, pela mudança do raio de contato.

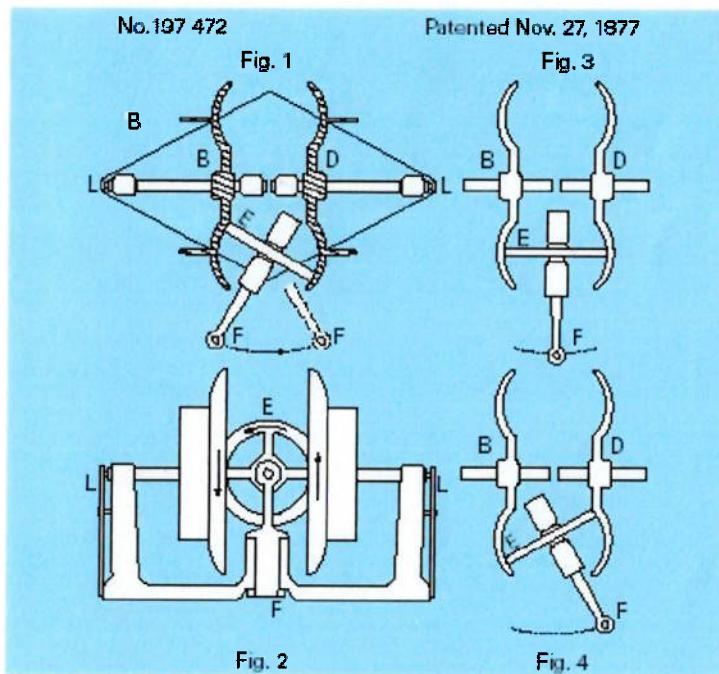


Figura 4 – Primeira patente – CVT Toroidal

Esta estrutura é relativamente simples, e assim iniciou-se a utilização industrial deste mecanismo. Apenas em 1920, o uso deste mecanismo no ramo automobilístico foi idealizado, por Frank Hayes, e foi manufaturado e vendido nos anos 30 em um veículo da Austin, chamado Seven, porém não obteve sucesso comercial, vendendo apenas 700 unidades.

Então em 1943, outro uso foi idealizado e implementado para este conceito, através da utilização aeronáutica, começou-se então o desenvolvimento do conceito “half toroidal”. A empresa Wright Aeronautical adquiriu uma patente de Charles E. Kraus em 1959 e desenvolveu uma CVT “Half-Toroidal”. A utilização foi primordial para o sucesso do avião da OTAN de decolagem vertical Harrier, que possuía um gerador com potência de 25kW, entre 7000 e 17000 rpm.

Através do desenvolvimento, percebeu-se que a utilização de apenas metade de uma superfície toroidal, poderia trazer benefícios na eficiência, tamanho reduzido e melhor durabilidade.

Então, em 1973, Charles Kraus conduziu testes para que este conceito pudesse ser aplicado em automóveis com maior sucesso, instalando um protótipo em um Ford Pinto de 85 hp, com relações de transmissão variando entre 2,65:1 e 0,6:1, provando que a utilização da CVT poderia trazer benefícios em eficiência no consumo de combustível, boas acelerações e redução nas emissões de poluentes. A partir deste momento, empresas do setor automobilístico, principalmente fabricantes de transmissões, iniciaram o desenvolvimento da sua solução utilizando estes conceitos.

A empresa NSK, junto com a Jatco iniciou o desenvolvimento utilizando o conceito Half-Toroidal para a fabricante de automóveis Nissan, enquanto a empresa Torotrak, proveniente da Leyland Trucks, em conjunto com a empresa japonesa Koyo-Seiko, utiliza-se do conceito Full-Toroidal.

O modelo da NSK foi sendo desenvolvido inicialmente em modelos de pequena cilindrada, e com o tempo, começou a aplicação em automóveis com grande potência, principal vantagem da CVT toroidal frente a CVT de polias de raios variáveis. A principal mudança ao longo do desenvolvimento foi a utilização de duas cavidades,

diminuindo os esforços nos componentes da transmissão, por estarem em sentidos opostos.

Assim, finalmente em 1999, foram lançados comercialmente os primeiros automóveis com uma CVT Toroidal após este longo desenvolvimento. Foi o Nissan Cedric e posteriormente o Nissan Gloria com potências de 206 kW ou 276 hp e torque de 387 Nm. E mais recentemente em 2002, outro veículo, o Nissan Skyline 350 GT-8 também utiliza a transmissão CVT Toroidal (Figura 5).



Figura 5 – CVT Toroidal Nissan

Estes automóveis são de grande potência com foco no conforto, casos do Nissan Cedric e Gloria e puramente esportivo no caso do Skyline 350 GT-8. Verifica-se que estes valores de potência e torque são maiores dos valores utilizados pelas CVTs de polias de raios variáveis, mesmo a desenvolvida pela Audi, com alta tecnologia, que se limita a 220 hp e 300Nm.

A transmissão utilizada nestes veículos possui variação total de relação de transmissão de apenas 4,4, necessitando assim de um conversor de torque para início do funcionamento.

A empresa Torotrak continua o desenvolvimento da sua solução, em que elimina a necessidade do conversor de torque e utiliza-se de planetárias, permitindo uma conexão mecânica permanente entre o motor e as rodas, trabalhando em qualquer velocidade. Assim, a solução da Torotrak se torna uma IVT (*Infinitely Variable Transmission*), pois possui uma faixa infinita de relações de transmissão. Protótipos foram instalados em diversos modelos, e seu uso comercial deve ser realizado nos próximos anos.



Figura 6 – Torotrak IVT

3. OBJETIVO

O objetivo deste trabalho de formatura é estudar a possibilidade do uso de uma transmissão CVT para automóveis urbanos no Brasil. Este estudo abrange o levantamento de dados históricos e tipos de CVT's existentes, com vantagens e desvantagens. Após este levantamento, haverá uma escolha de um veículo urbano para a elaboração de um projeto básico de uma CVT com o dimensionamento dos componentes. Assim, permitindo comparações com transmissões manuais e/ou automáticas em desempenho. As tecnologias necessárias para a construção desta transmissão serão levantadas, assim como uma noção da viabilidade econômica de tal projeto. O controle da transmissão CVT será estudado, com diferenciação dos programas econômico e esportivo no desempenho do veículo

4. MOTIVAÇÃO

A motivação para a realização deste trabalho surgiu pelo curso de engenharia automotiva, que está sendo cursado pelo aluno nas disciplinas optativas no curso de engenharia mecânica.

A CVT é um produto em desenvolvimento na indústria automobilística, que permitem aos carros urbanos proporcionar mais conforto ao motorista, ao mesmo tempo em que diminui o consumo e melhora o desempenho. Uma pesquisa realizada na Europa prevê que em 2010, 15% dos automóveis fabricados utilizarão uma transmissão CVT, portanto, há mercado para este produto e também muito desenvolvimento a ser realizado.

Uma estimativa inicial de custo, através dos automóveis que já dispõe de uma CVT, seria equivalente ao preço de uma transmissão automática, o que justifica esta busca de desenvolvimento das empresas do ramo.

5. DETALHAMENTO CVT POLIAS DE RAIOS VARIÁVEIS

A CVT de polias de raios móveis é o conceito mais conhecido das CVTs. Como comentado no item 2.1, a CVT por polias teve seu primeiro uso pela empresa holandesa DAF, utilizando-se de correias de borracha. Com o desenvolvimento, inicio o uso de correias metálicas e correntes metálicas, itens 7.1 e 7.2,

Diversos fabricantes desenvolveram os seus modelos de CVT utilizando correias metálicas. O conceito principal é a utilização de duas polias com sulcos em V repartidas ao meio. Metade é fixa e a outra metade é controlada por um atuador, este geralmente hidráulico. O atuador aproxima e distancia as duas metades, alterando assim a largura e o diâmetro efetivo de cada polia. Com o afastamento das laterais, a correia afunda em seu sulco, reduzindo o diâmetro efetivo, e aproximando, a correia corre para a periferia, simulando um diâmetro maior (Figura 7).

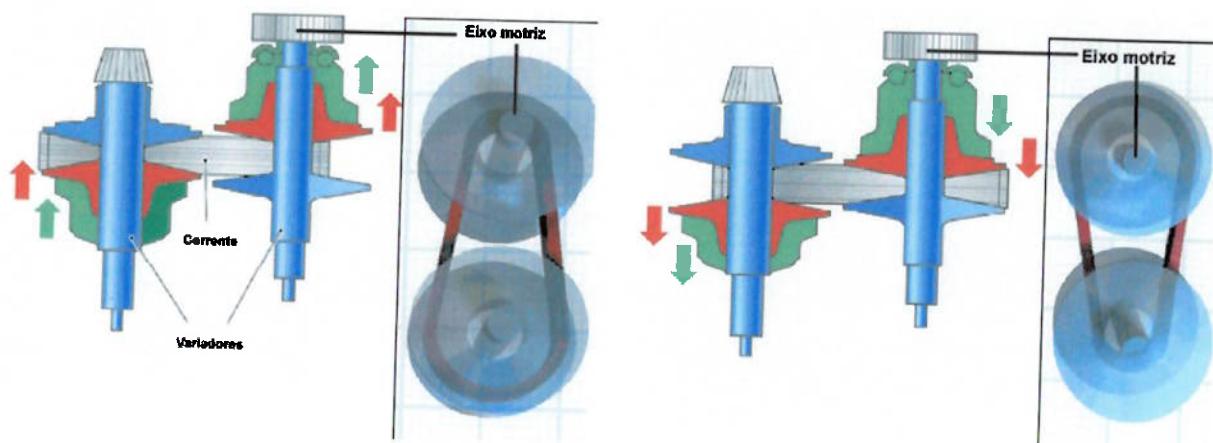


Figura 7 – CVT Polias de Raios Variáveis

O controle deve alterar ambas as polias, já que a correia ou corrente possui comprimento fixo (Figura 8). Além disso deve realizar pressão o suficiente para manter o contato sem escorregamento entre as partes.

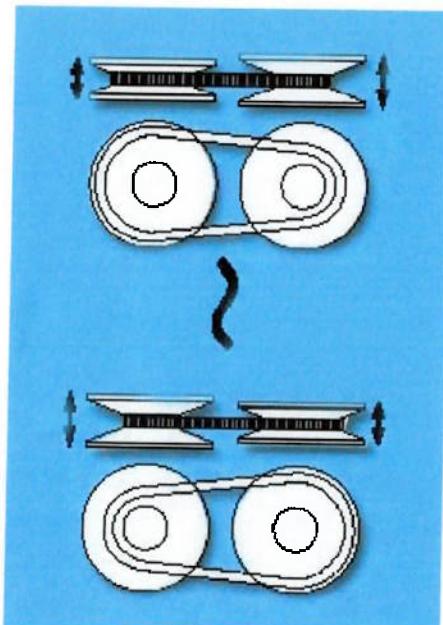


Figura 8 – Variação de Raios

Um fator de projeto é o ângulo do cone das polias, um ângulo muito fechado faz com que a corrente ou correia saia muito facilmente de dentro da polia, enquanto um ângulo muito aberto força o sistema de atuação, pois requer muita força para manter a correia ou corrente na posição.



Figura 8 – Variador da CVT Polias Raios Variáveis

Os componentes principais são as correias ou as correntes, que são analisadas no item 7.1 e 7.2. Através do seu desenvolvimento, elas obtiveram resistência suficiente para evitar a necessidade de troca das mesmas, durante toda a vida útil do automóvel,

apenas a troca do óleo é necessária, em intervalos idênticos a uma transmissão automática convencional.

A interface utilizada entre esta transmissão e o motor é geralmente de embreagens automáticas ou conversores de torque. Enquanto o reverso é obtido através de uma planetária que permite a inversão do sentido do movimento.

O desenvolvimento e detalhes mais técnicos desta CVT podem ser verificados no item 9, onde foi elaborado um projeto básico de uma transmissão CVT de polias de raios variáveis.

6. DETALHAMENTO CVT TOROIDAL

O efeito de continuidade obtido pela CVT de polias de raios variáveis é obtido também através da CVT de superfícies toroidais. Neste tipo de CVT utiliza-se um variador, que consiste em discos de entrada e de saída montados em um eixo, que entram em contato através de rolos ligados a pistões hidráulicos. Os discos possuem uma forma toroidal em seu interior para permitir um contato constante dos rolos ao longo da variação dos pontos de contato.

Através da forma toroidal, a diferença do raio de contato do disco de entrada em relação ao disco de saída proporciona uma relação de transmissão proporcional a esta diferença. Assim, variando-se os pontos de contato, obtém-se diversas relações de transmissão, de uma forma contínua. Isto ocorre pela variação da velocidade em função do raio do disco, assim a velocidade angular do disco de saída será diferente do disco de entrada. A Figura 9 ilustra um variador de uma transmissão CVT Toroidal:

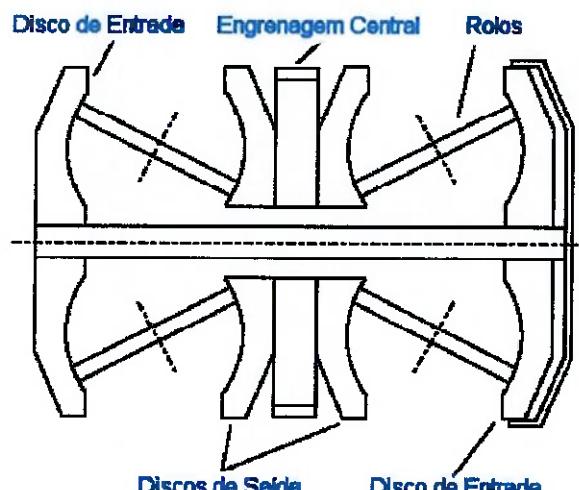


Figura 9 – Variador CVT Toroidal

Há dois tipos de CVTs toroidais, a full-toroidal e a half-toroidal, a diferença está na forma do disco, como pode ser verificado na figura 10. O full-toroidal é a configuração da esquerda, onde cada cavidade tem o formato toroidal completo. O polo de rotação do rolo é interno aos discos. O half-toroidal é a configuração da direita, onde

cada cavidade é apenas um hemisfério. Neste caso o rolo tem formato diferenciado, se adequando a cavidade e o pólo de rotação é externo aos discos.

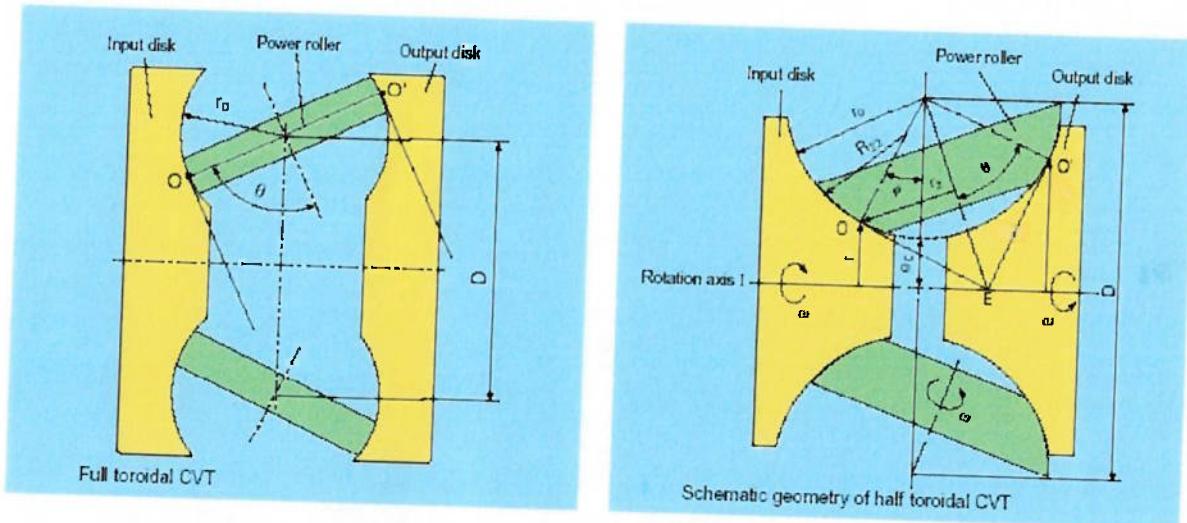


Figura 10 – Diferença entre Half Toroidal e Full Toroidal

A diferença entre as duas opções é que a full toroidal permite que sejam alocados 3 rolos para cada par de discos, melhorando a rigidez da estrutura, além do que os rolamentos e apoios dos rolos podem ser menores já que os esforços solicitantes não são grandes, enquanto a half-toroidal tem grandes esforços radiais e tangenciais em seus rolos, que tendem a expulsar o rolo dos discos, necessitando-se assim de grandes rolamentos. Porém devido ao formato do rolo, a half-toroidal possui melhor contato com os discos.

A half-toroidal pode ser mais compacta caso seja utilizada apenas uma cavidade, primordial para a utilização em automóveis urbanos de pequeno porte, viável já que os motores não são de grandes torques. Para motores de maior torque, a aplicação de duas cavidades faz-se necessária, tanto para a full-toroidal como para a half-toroidal, onde os esforços podem ser reduzidos colocando-se as cavidades em sentidos opostos, anulando-se parte dos esforços (Figura 11)

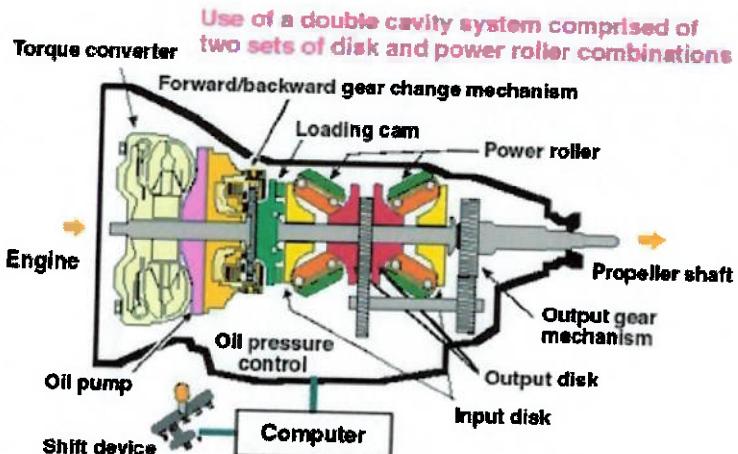


Figura 11 – Componentes CVT Half-Toroidal

Em ambos os casos, o torque proveniente do motor é transferido ao eixo de entrada que é conectado aos discos de entrada. O torque é transmitido aos rolos através de um fluido especialmente desenvolvido, conhecido como fluido de tração. Este fluido realiza a transmissão do torque sem que haja o contato entre os discos e os rolos, ele ao mesmo tempo resfria e lubrifica as peças e provém fricção para a transmissão do torque.

Os rolos transmitem o torque ao disco de saída também através do fluido de tração, e este está conectado a uma engrenagem que transmite o torque resultante para o resto da transmissão.

A vantagem em relação a CVTs de polias é a faixa maior de atuação e principalmente a possibilidade de utilização para torques maiores, onde não há o elemento limitador que são as correias ou correntes metálicas.

Atualmente há algumas empresas desenvolvendo os seus modelos de transmissão CVT toroidal, entre elas, a Torotrak, e a Nissan em conjunto com a NSK. A seguir detalharei dois modelos diferentes de utilização do conceito CVT Toroidal.

6.1. Modelo Toroidal 1 (CVT Half-Toroidal com conversor de torque)



Figura 12 – Half-Toroidal

Este modelo (Figura 12) é utilizado de forma a substituir uma transmissão automática de engrenagens por uma transmissão CVT toroidal, mantendo o conversor de torque para realizar a interface entre o motor e a transmissão, devido à pequena variação da relação de transmissão obtida pelo half-toroidal, em torno de 4,3. Assim, para que haja torque em baixas rotações, faz-se necessário o conversor de torque que pode ser bloqueado após a partida.

Este modelo tem grande potencial de utilização em motores de alto torque onde uma CVT de polias não pode ser utilizada mesmo com o desenvolvimento das tecnologias de correias e correntes metálicas. Assim automóveis de grande potência podem ser beneficiados pelas vantagens obtidas por uma transmissão CVT, através do conceito toroidal.

Este modelo de CVT disponibiliza ao motorista os benefícios de continuidade de relações de transmissão, porém o benefício de diminuição do consumo de combustível possui como barreira o conversor de torque, pois há este elemento no processo de transmissão de potência, com seu respectivo rendimento, diminuindo a eficiência global do sistema. Mesmo assim, uma melhora significativa como pode ser verificado abaixo (Figura 13).

Mapa de consumo específico

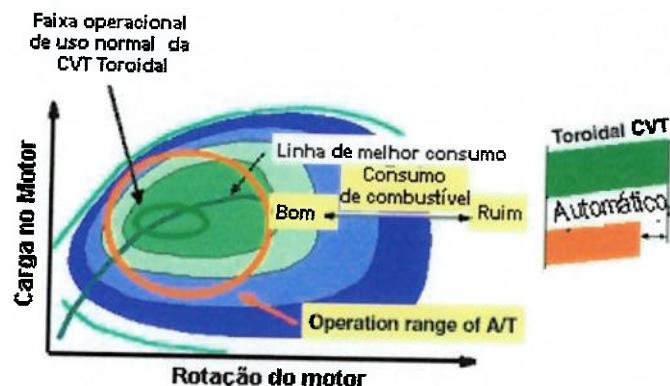


Figura 13 – Mapa de Consumo

Este modelo pode ser aplicado tanto em automóveis de tração traseira, como tração dianteira. Para o caso da tração dianteira, deve-se observar o limite dimensional, onde a caixa de transmissão em conjunto com o conversor de torque deve ocupar o espaço reservado ao sistema de transmissão, de pequenas dimensões no caso de um automóvel urbano de pequeno porte, foco deste trabalho.

A eficiência obtida por este modelo é de 94% para o variador e de 90 a 92% para a transmissão inteira, reduzindo em 10% aproximadamente o consumo em relação a transmissão automáticas convencionais.

O torque transmitido por este modelo é igual a:

$$T_0 = R_1 \cdot F_t$$

Sendo: T_0 = Torque transmitido;

R_1 = Raio de rotação do ponto de contato do disco de entrada;

F_t = Força de tração

A força de tração é dada por:

$$F_t = \mu \cdot F_c$$

Sendo: μ = coeficiente de tração

F_c = Força de contato

Ou seja, para que aumentemos o torque transmitido, necessitamos aumentar a força de contato, que é função da força axial e o ângulo de contato. Para isto, existe uma peça dentro da transmissão, além de uma mola, que aumenta a força axial proporcionalmente ao torque do eixo de entrada,. Assim possibilitaremos que todo o torque seja transmitido ao disco de saída.

6.2. Modelo Toroidal 2 (IVT – Full-Toroidal e planetária)

Outro modelo possível é a utilização do conceito toroidal para o desenvolvimento de uma IVT. A sigla IVT significa *Infinitely Variable Transmission*, ou Transmissão Infinitamente Variável. A IVT é um avanço no desenvolvimento da CVT, pois além de possuir relações de transmissão contínua, ela permite qualquer relação, desde as menores até as maiores relações de transmissão, incluindo no sentido reverso.

Assim como uma CVT padrão, a IVT proporciona uma dirigibilidade suave e permite ao motor o funcionamento em seu ponto ótimo de atuação ao longo de sua utilização.

Este modelo é elaborado eliminando o conversor de torque ou uma embreagem automática, utilizando-se de uma planetária, que realiza a ligação mecânica permanente entre o motor e a transmissão, e ao mesmo tempo, permitindo um controle da rotação que o motor transmite ao sistema de transmissão. O funcionamento da planetária será abordado no item 6.2.5.

Assim, a transmissão IVT permite qualquer rotação no sistema de transmissão desde o reverso até altas velocidades, passando pelo ponto de rotação zero. Neste caso, o motor pode estar em funcionamento, e mesmo estando ligado permanentemente às rodas, o veículo pode ter velocidade zero.

6.2.1. Benefícios

Através da utilização de todos estes conceitos, se obtém melhorias da ordem de 20 a 28% no consumo de combustível [14], comparando-se ao câmbio automático de quatro marchas. Neste caso, esta diferença é obtida por que não há a perda no conversor de torque, e pelo fato do motor trabalhar em sua rotação de rendimento otimizado.

Enquanto comparando-se a uma transmissão manual, obtém-se um benefício de aproximadamente 17%, devido ao fato do motor permanecer em seu regime ótimo.

O fato de o motor trabalhar em seu regime ótimo não beneficia apenas no quesito consumo de combustível, mas também reduz a emissão de poluentes, que possuem normas rígidas em alguns lugares do mundo. Ou seja, a aplicação de uma CVT ou uma IVT auxilia as montadoras de veículos a atenderem aos requisitos ambientais de emissão de poluentes.

Através do controle da transmissão IVT consegue-se uma saída mais suave que uma CVT, pois a IVT permite que a potência seja transmitida desde a velocidade zero até a velocidade de cruzeiro, proporcionando um maior conforto ao motorista.

O controle de uma IVT pode incorporar outros sistemas sem um custo adicional, como controle de cruzeiro, Mas pode ir além, com um controle para descidas de montanha, onde uma velocidade de descida é determinada e o veículo segue pela rampa em uma velocidade baixa. Este sistema é mais bem aplicado em uma IVT que em uma transmissão com conversor de torque pois requer que o motor permaneça em funcionamento e a velocidade do veículo deve ser muito baixa, em torno de 5 km/h, faixa de trabalho onde apenas as IVT's trabalham. Este controle permite até que a velocidade seja zero, onde o carro estaria parado em uma subida ou descida, independentemente da inclinação, sem nenhuma atuação dos freios.

Outra possibilidade obtida através do software de controle da IVT é uma simulação de marchas reduzidas em automóveis 4x4. Onde não é necessário um par a mais de engrenagens para se obter este efeito.

Assim como uma CVT por polias, uma CVT toroidal ou transmissão automática de engrenagens que utilizam um conversor de torque, a IVT também pode ser programada de forma a permitir uma simulação de uma transmissão manual, ou ter uma programação voltada ao desempenho mais esportivo ou um desempenho voltado à economia de combustível, de acordo com a vontade do motorista. A vantagem da utilização da IVT no caso de simulação de uma transmissão manual é o fato de não ter queda de eficiência através do conversor de torque, obtendo um desempenho idêntico ao

da transmissão manual simulada. Ou seja, o mesmo automóvel terá a transmissão manual e automática contínua (igual a CVT) com diferentes programações de desempenho, com grandes eficiências.

Portanto através de softwares programados na central de controle de uma IVT é possível obter diversos sistemas sem custo adicional de hardware, inclusive reduzindo os custos de peças que podem ser eliminadas obtendo-se os mesmos efeitos.

6.2.2. Aplicações

Este modelo pode ser utilizado em qualquer aplicação que necessite de transmissão de potência, pois não há limite de torque a ser transmitido, como caminhões, ônibus e automóveis, tanto em veículos de tração traseira, tração dianteira ou tração integral.

O desenvolvimento atual permitiu a aplicação em diversos veículos, porém apenas em protótipos, ainda não havendo nenhum modelo sendo comercializado ao público.

Atualmente, nenhum dos modelos desenvolvidos pode ser utilizado nos veículos urbanos de pequeno porte, foco deste trabalho, devido a dimensões maiores do que as transmissões manuais de 5 marchas. O modelo compacto atual (Figura 14) possui tamanho comparado à transmissão automática de 6 marchas, possibilitando o uso apenas em veículos de médio porte ou maiores.



Figura 14 – IVT compacta

6.2.3. Funcionamento

De acordo com a Figura 15, há os seguintes componentes neste modelo de transmissão:

- Engrenagens de entrada – Transmitem a potência do motor pela embreagem do regime baixo para os planetas da planetária
- Variador – Conjunto de discos de entrada e saída e rolos de potência, onde é obtido o efeito de variação contínua.
- Planetária – Meio pelo qual o motor pode ser conectado as rodas estacionadas, sem uma embreagem ou conversor de torque.
- Ligação de saída – Transmite a potência dos discos de saída do variador para o sol da planetária e a entrada da embreagem de regime alto.
- Embreagem de regime alto – Permite a alteração de regimes, sendo utilizadas a partir de velocidades equivalentes a segunda marcha da transmissão manual.

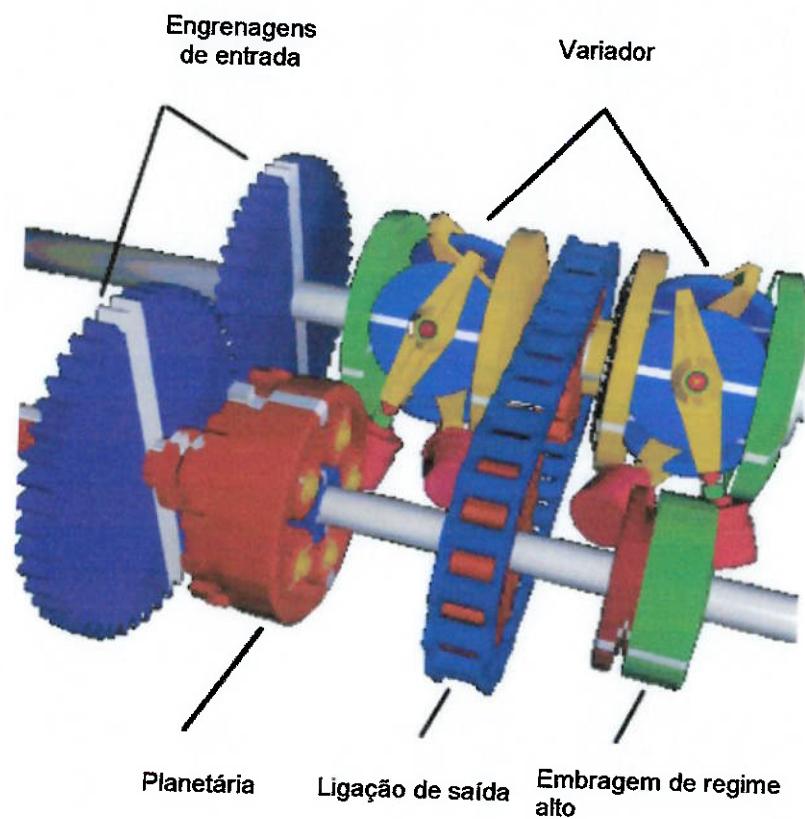


Figura 15 – Componentes IVT

6.2.4. Regimes

Este modelo de transmissão opera em dois regimes distintos, um para baixas velocidades e outro para altas velocidades. Utilizando-se de embreagens e uma planetária se obtém o mesmo efeito do conversor de torque que é bloqueado para altas velocidades, porém com eficiência bem melhor que este.

No regime baixo (figura 16), obtido com o fechamento da embreagem de regime baixo, e abertura da embreagem de alto regime, há uma divisão da potência, parte é transmitida ao variador e parte diretamente aos planetas da planetária.

Assim, variando-se a relação do variador, a rotação do sol da planetária é alterada, enquanto os planetas possuem a mesma rotação do motor. Esta diferença permite obter diversas rotações no anel externo da planetária que esta conectada às rodas. Incluindo o reverso, rotação zero e pequenas velocidades à frente. Porém este regime possui eficiência relativamente baixa, devido à divisão de potência, sendo transmitidas por diversos componentes

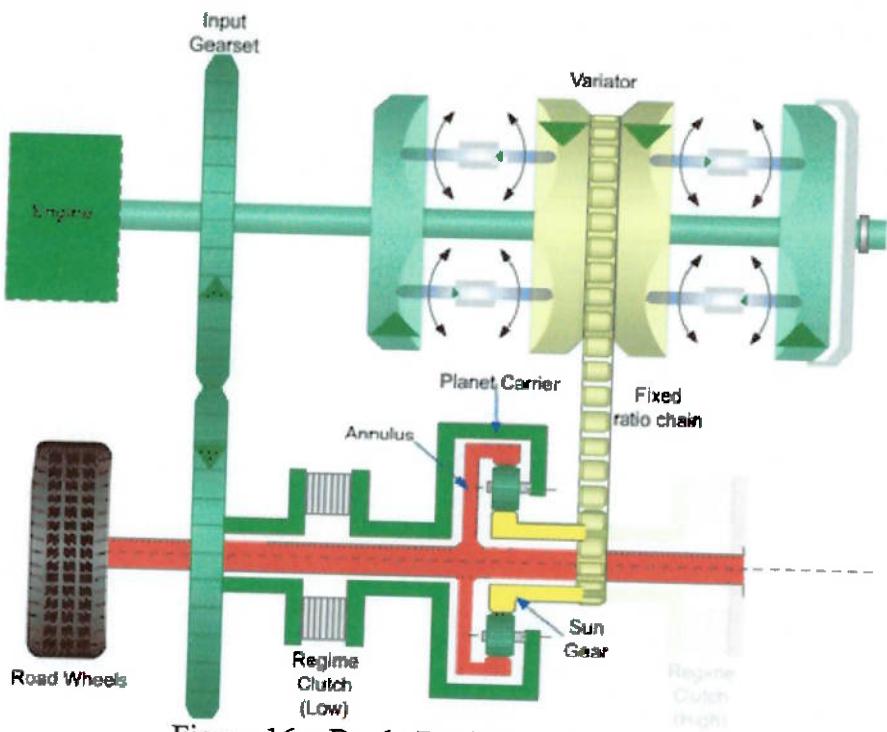


Figura 16 – Duplo Regime - IVT

Por isso, após certa velocidade, equivalente às velocidades obtidas em segunda marcha em uma transmissão manual, o regime é alterado para o regime alto. Neste regime há a troca das embreagens, fazendo com que o sol e o anel externo da planetária se tornem solidários. Isto faz com que o torque seja transmitido do motor para o variador e deste diretamente às rodas, melhorando a eficiência do sistema já que a eficiência da planetária não é considerada mais.

Esta mudança é suave pois no início do movimento os planetas são dominantes em relação à transmissão do torque, mas ao longo da aceleração, e alteração da relação de transmissão do variador no regime baixo, o sol vai dominando a transmissão do torque, até que o regime seja alterado, sem que possa ser percebido pelo motorista.

Após esta mudança, a relação transmitida é a controlada pelo variador, que altera o ângulo do rolo de potência, alterando-se assim o ponto de contato entre os discos e os rolos, através do fluido de transmissão (item 7.3).

6.2.5. Planetárias

Como mencionado no item anterior, a planetária permite a divisão do torque transmitido, realizando uma soma mecânica do torque do sol e dos planetas. Permitindo assim que o motor seja conectado às rodas mesmo quando está estacionado, já que a soma obtida pode ser zero, condição chamada de “neutro conectado”. Eliminando assim a necessidade de componentes de partida como um conversor de torque ou uma embreagem, melhorando assim a eficiência do sistema.

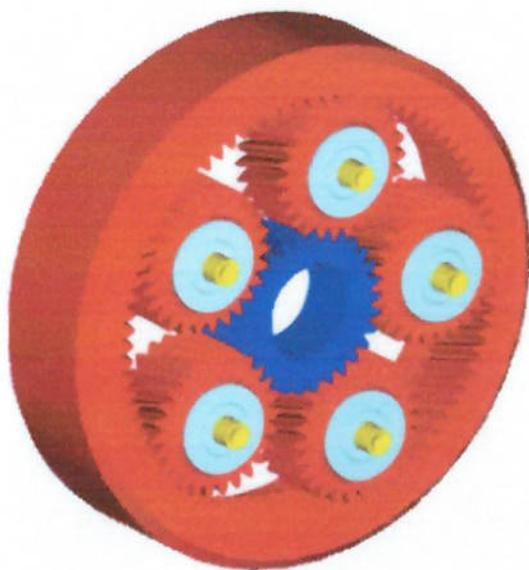


Figura 17 – Planetária

A planetária (Figura 17) é uma série de engrenagens interconectadas que age como uma máquina de somar mecânica. Ela subtrai a velocidade angular do sol, localizado no centro do sistema da velocidade angular dos planetas (Figura 18), localizados ao redor do sol.



Figura 18 – Planetas e Carregador de Planetas

Neste modelo, a subtração resultante é a velocidade angular da saída do variador menos a velocidade angular do motor. Enquanto que o anel externo está conectado às rodas, ou seja é o resultado da subtração.

Assim sendo, o resultado desta subtração pode ser positivo ou negativo, possibilitando ao anel externo rodar em ambos os sentidos. Se o resultado é positivo, o automóvel anda para frente, se negativo, anda para trás e se for zero, o automóvel fica estacionário.

7. TECNOLOGIAS NECESSÁRIAS PARA A CVT

Ao longo do desenvolvimento da transmissão continuamente variável, CVT, novas tecnologias foram necessárias para atender as necessidades de torque a ser transmitido. Assim, apareceram as correias metálicas, as correntes metálicas, o fluido de tração, entre outros. Além de novos materiais para se obter menores desgastes nos componentes. Nos itens a seguir, alguns detalhes são descritos destas novas tecnologias.

7.1. Correia metálica

A correia de borracha possibilita a transmissão apenas de baixos torques, limitando o uso da CVT de polias de raios variáveis, assim realizou-se o desenvolvimento da correia metálica (Figura 19), também conhecida como push-belt.



Figura 19 – Correias Metálicas

O termo push-belt, se refere ao fato que a correia metálica atua através da força compressiva entre os diversos segmentos da correia.



Figura 20 – Componentes Correia Metálica

Como pode ser verificada na figura 20, a correia metálica é construída de diversos segmentos planos de aço, entre 300 e 600, e há duas tiras de aço que seguram estes segmentos juntos.

As correias de borrachas atuam através da tração ao longo desta, no caso das correias metálicas, as tiras de aço atuam em tração, e os segmentos planos, que entram em contato com as polias, atuam em compressão.

O grande desafio foi desenvolver materiais e meios que possibilitassem esta correia a transmitir altos torques, limitados a aproximadamente 200 Nm. Este desenvolvimento se deu em paralelo ao desenvolvimento dos lubrificantes, óleos da transmissão que permitem a transmissão do torque e ao mesmo tempo lubrifica e resfria a transmissão. A temperatura do conjunto influí diretamente no rendimento da transmissão [18]

7.2. Corrente metálica

A Audi em conjunto com a empresa Luk desenvolveram uma opção perante a correia metálica. As montadoras desejam utilizar os câmbios CVTs em automóveis com motores potentes, com altos torques, assim buscou-se uma solução que viabilizasse a

utilização de uma CVT de polias de raios variáveis com estes motores. Esta solução foi uma corrente metálica (Figura 21) especial para a transmissão do torque.

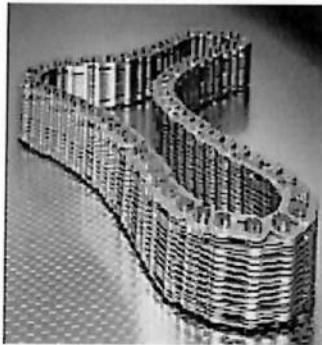


Figura 21 – Corrente Metálica para CVT

A corrente desenvolvida é composta de 1025 elos de uma liga de aço e vanádio que permite que a corrente seja tão flexível quanto uma correia de borracha, e têm uma largura de 37 mm.

Com esta corrente forte e flexível, o câmbio possui uma faixa de variação das relações de transmissão da ordem de 6, variando entre 2,1 e 12,7, evitando a necessidade de um conversor de torque

Mas a principal vantagem é o torque máximo permitido passando a 300Nm, 50% a mais que as correias metálicas. Para isto a corrente é construída de um aço especial, porém esta não entra em contato com as polias, e sim diversos pinos que são protuberâncias ao longo da corrente, que são de aço utilizado em rolamentos de alto desempenho. Assim, mesmo com altas cargas, não há escorregamento da corrente.

7.3. Fluido de Tração

Na transmissão CVT toroidal o torque deve ser transmitido do disco de entrada para o rolo de potência e deste para o disco de saída. A pressão entre estes componentes

está na ordem de 10000 a 30000 bar. Esta pressão é tão alta que mesmo aço é elasticamente deformável, o que causaria desgaste e desbalanceamento.

Duas vertentes foram necessárias para este problema, a primeira é o desenvolvimento de materiais mais resistentes a altas pressões, assim surgiu o aço CVT, altamente puro com tratamento térmico diferenciado e uma liga de magnésio e molibdênio, com tratamento térmico e micro-polimento.

Outra vertente foi o desenvolvimento do fluido de tração. Este fluido impede o contato entre os componentes metálicos e permite a transmissão do torque. Para isto o fluido deve ter um grande coeficiente de tração, evitando o escorregamento. (Figura 22)

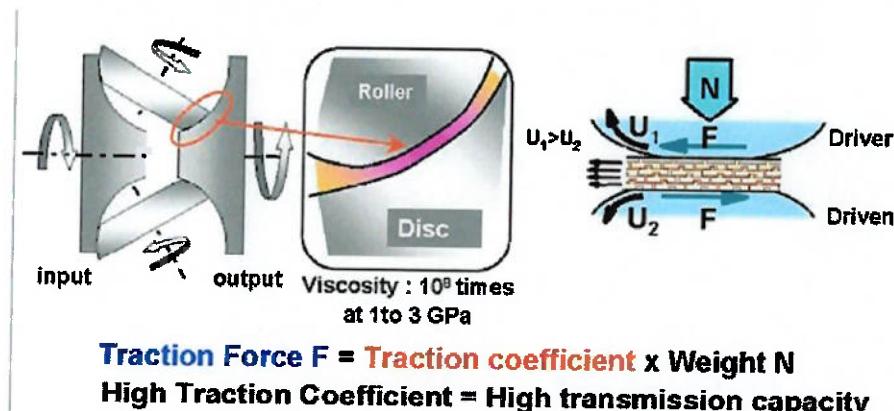


Figura 22 – Fluido de Tração

Outras propriedades importantes do fluido de tração é a fluidez em baixa temperatura e a estabilidade de viscosidade, como em um óleo de transmissão automática, ou da CVT de polias. Com estas características é possível reduzir o peso da transmissão e melhorar a eficiência da transmissão.

A propriedade que impede o contato metal-metal é que ao ser comprimido, este fluido aumenta sua viscosidade, se transformando em vidro sólido em um instante, permitindo assim a transferência do torque e evitando o desgaste dos componentes.

O fluido tem uma estrutura molecular tri-dimensional, muito complexa, permitindo uma grande proximidade das moléculas. Aditivos são adicionados para otimizar a performance. Assim este fluido opera em temperaturas maiores que seus equivalentes industriais, característica vital para o uso em automóveis que operam em temperaturas em torno de 120 a 140°C.

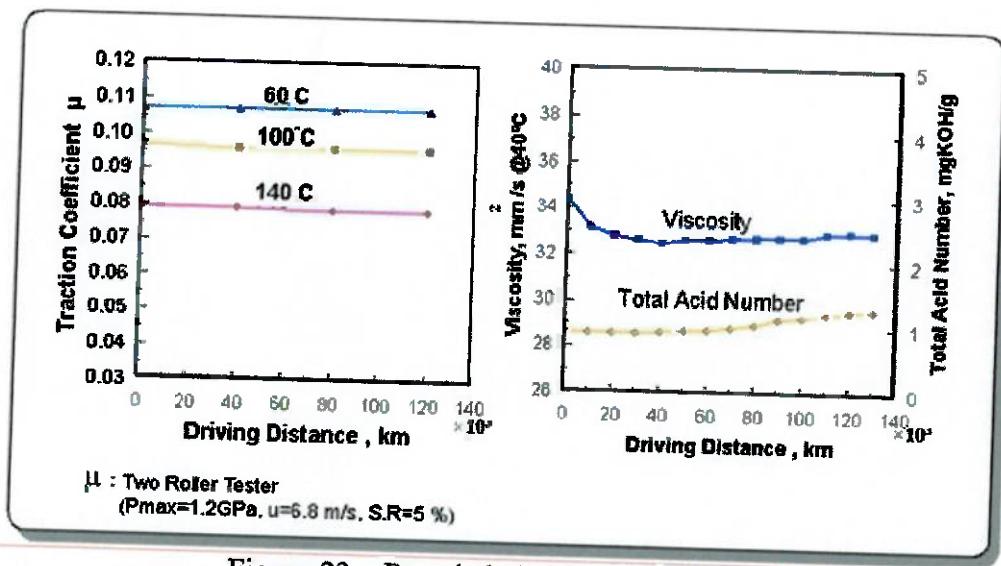


Figura 23 – Propriedades Fluido de Tração

O coeficiente de tração, propriedade mais importante, permanece praticamente inalterado mesmo depois de 120.000 km (Figura 23). Assim como a viscosidade é bastante constante, ao contrário do esperado devido ao cisalhamento envolvido. E o número ácido caracteriza a oxidação do fluido, que também permanece dentro de padrões permitidos, com uma pequena alteração.

Portanto o desenvolvimento das CVT está vinculado diretamente à melhora destas tecnologias que permitem a transmissão do torque. Correntes que trabalham a 500 Nm estão sendo desenvolvidas, assim como fluidos de tração estão sendo desenvolvidos por dezenas de empresas do ramo do petróleo, visando melhores coeficientes de tração.

8. INTERFACE – MOTOR / TRANSMISSÃO

Nos automóveis, os motores produzem o torque que devem ser transmitidos às rodas para viabilizar o movimento. No caminho até chegar até às rodas, o torque tem que passar pela transmissão que altera a relação de transmissão visando aumentar ou diminuir o torque do motor de acordo com a necessidade do motorista.

Para isto, há diversas soluções para realizar a ligação entre o motor e a transmissão. As transmissões manuais utilizam-se de embreagens ligadas ao volante do motor, e controladas pelo motorista através de um pedal. Mas para o conforto do motorista, a indústria automobilística sentiu a necessidade de desenvolver as transmissões automáticas.

Na época deste desenvolvimento, a eletrônica não estava muito desenvolvida, portanto utilizaram-se soluções hidráulicas para se obter este efeito. Uma grande dificuldade é o momento da partida, pois o motor está em operação enquanto as rodas estão paradas, e este início de movimento deve ser feito de uma maneira suave, porém com torques suficientes para início do movimento mesmo em ladeiras íngremes.

A solução mais utilizada para realizar esta interface é o conversor de torque, mas existem outras opções como as embreagens automáticas utilizadas mais recentemente, permitida pelas facilidades da eletrônica, além da possibilidade do uso de planetárias, como o modelo IVT descrito no item 6,2, ou o uso de CVT de polias que permitem que a correia ou corrente escorregue livremente sem transmitir torque. A seguir segue algumas informações a respeito destas soluções.

8.1. Conversor de torque

Utilizado atualmente em todas as transmissões automáticas de automóveis, a sua invenção foi feita por Dr. Herman Föttinger, para uso naval, em turbinas a vapor.

A primeira função do conversor de torque é a multiplicação do torque obtido pela força hidrodinâmica ou pelo movimento do fluido. O conversor de torque pode transmitir torque de uma maneira silenciosa e suave, mesmo com variações de velocidades e relações de transmissão.

O funcionamento é completamente automático e muito confiável, pois todos os seus componentes estão em contato com o fluido lubrificante, e praticamente imune ao desgaste.

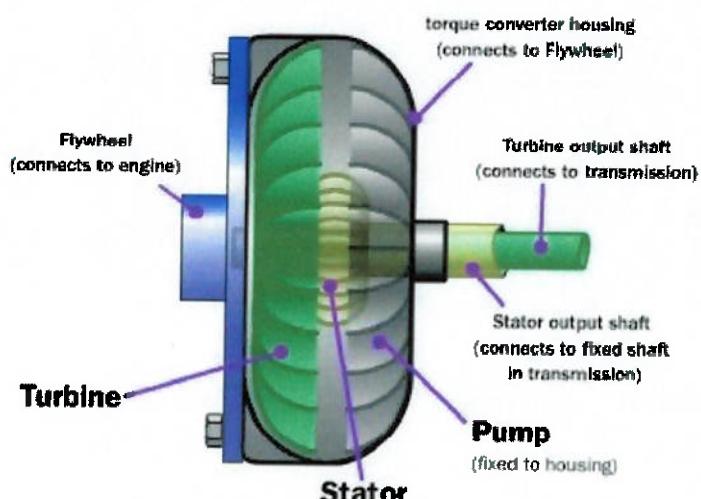


Figura 24 – Conversor de Torque

A carcaça do conversor de torque é fixada ao volante do motor, parte azul da figura 24, assim como a bomba, parte cinza da figura 24. A turbina, parte verde da figura, é o meio de saída do torque, no eixo dela que está ligada à transmissão, geralmente com uma planetária, para se obter a ré. E o estator é a parte amarela, localizado na parte central do conversor de torque entre a bomba e a turbina, em seu eixo existe uma embreagem para controlar o seu movimento.

Com o funcionamento do motor, a bomba gira solidária, fazendo com que o fluido existente internamente seja lançado pela força centrífuga para as extremidades. Devido a sua construção com lâminas rotacionadas em ângulos projetados (figura 25), a bomba transfere para a turbina o fluido, entrando em suas extremidades externas. A

turbina que é muito parecida com a bomba, possui lâminas que transformam a energia cinética do fluido proveniente da bomba em torque.

O ângulo das lâminas é curvado severamente para mudar o sentido de direção do fluido, removendo praticamente toda a sua energia cinética, se movendo em direção ao centro, em sentido oposto de rotação ao da bomba. O estator por sua parte, inverte o sentido de rotação do fluido, redirecionando o fluido a bomba, fechando o circuito.



Figura 25 – Bomba, Estator, Turbina

Uma embreagem controla o funcionamento do estator ao longo das diferenças de velocidade entre a bomba e a turbina, visando diminuir as perdas, e multiplicando o torque. Algumas transmissões utilizam lâminas com ângulos variáveis, melhorando a eficiência do sistema, porém aumentando o custo do produto. Um ângulo maior faz também que o efeito de *creeping* seja minimizado, que faz com que o automóvel ande para frente, necessitando o uso dos freios para mantê-lo parado.

O conversor de torque tem o melhor fator de multiplicação do torque quando ele está em *stall*, situação onde a turbina está parada e a bomba está em rotação igual a do motor, obtendo multiplicação entre 2 e 3. Ao aumentar a velocidade da turbina, este fator é diminuído proporcionalmente. Até que quando a turbina está a aproximadamente 85% da velocidade da bomba chega-se a velocidade de acoplamento, onde o estator

deve realizar o mínimo de resistência para se obter um bom rendimento, liberando-se a sua embreagem, permitindo uma rotação livre.

O conversor de torque pode chegar a eficiências de 97% em sua velocidade angular nominal (em regime). Um método de aumentar esta eficiência é acoplando mecanicamente a turbina e a bomba quando estes estão em regime (mesmas velocidades). Mesmo assim, durante a aceleração até a velocidade de regime, a eficiência do conversor de torque é baixa.

8.2. Embreagem automática

A idéia deste conceito é o uso de uma embreagem comum, que permite o acoplamento e desacoplamento rápido entre o motor e a transmissão, e efeitos intermediários através do escorregamento dos discos da embreagem, em conjunto com um controle automático para o seu uso.

A primeira utilização foi nos anos 50 pela Mercedes-Benz, com controle hidráulico através de válvulas, em conjunto com uma transmissão manual de 4 marchas. Outra opção é um controle centrífugo, mais utilizado em motocicletas.

Atualmente há modelos com esta opção, dispondo de um controle eletro-hidráulico ou puramente elétrico. Um sensor na manopla de câmbio envia um sinal a um atuador hidráulico ou elétrico que libera a embreagem rapidamente, sem que o motorista perceba este intervalo de tempo.

No caso das transmissões automáticas, tanto a convencional, como uma CVT, pode utilizar este conceito, porém o próprio controle da transmissão deve enviar o sinal ao atuador. E este conceito não possui o efeito do conversor de torque, que multiplica o torque nas transições de velocidades.

8.3.IVT

Uma IVT descrita no item 6.2, utiliza outro conceito para realizar a interface entre o motor e a transmissão. Um sistema divide o torque transmitido, passando parte por uma planetária, que permite que o motor esteja conectado às rodas permanentemente, com eficiências bem melhores que os conversores de torque.

8.4.Escorregamento

Outro método, este exclusivo das CVTs, é permitir o escorregamento entre a polia e a correia ou corrente, no caso da CVT de polias de raios variáveis, ou permitir que os rolos da CVT Toroidal não entrem em contato com os discos de entrada e saída. Este efeito é obtido através da diminuição da pressão exercida nos componentes que possuem contato.

Estas soluções são difíceis de serem implantadas. Primordialmente a CVT necessita ter uma grande faixa de relações de transmissão, para que este conceito seja implantado. Além disso, no caso das correias e correntes, há um desgaste excessivo dos componentes, enquanto na toroidal, a dificuldade está em iniciar o contato, onde poderia haver também um desgaste excessivo.

O modelo comercial que melhor utiliza este conceito é o Audi Multitronic (Figura 26), para isto há um controle computadorizado que calcula exatamente a pressão que deve ser exercida na corrente, reduzindo o desgaste. Assim elimina-se o peso de um conversor de torque, além de o sistema ter dimensões reduzidas com este conceito.

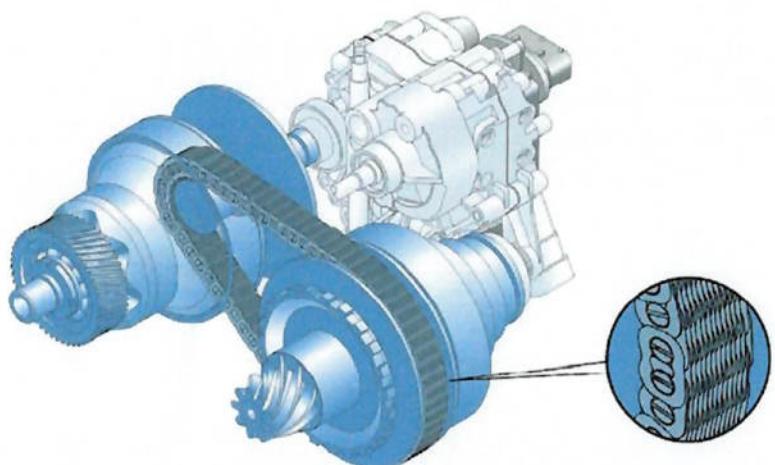


Figura 26 – Audi CVT

9. PROJETO BÁSICO DE CVT PARA UM AUTOMÓVEL URBANO

O projeto básico inicia com a escolha dentre as diversas possibilidades de soluções que melhor satisfaz as necessidades, no caso de um automóvel urbano, e que seja economicamente viável. Como parte desta fase inicial, ocorreu a escolha do motor a ser utilizado em conjunto com a transmissão CVT a ser projetada, assim como o tipo de CVT a ser projetado.

9.1. Escolha do motor

Para a escolha do motor a ser utilizado, foi verificado que o valor agregado de uma CVT se justifica mais em veículos com motores de 1600 a 1800 cm³. Enquanto os carros “populares” de motor 1000 cm³ se justificam pelo custo mais reduzido. Há diversos modelos atuais que se encaixam nesta descrição, sendo carros pequenos de uso urbano, porém mais luxuosos que os “populares”, entre eles:

- VW Polo, Mercedes Classe A, Peugeot 206, Renault Clio, Chevrolet Corsa, etc...

Foi escolhido então o Chevrolet Corsa, com motor 1.8 8 válvulas.

Abaixo segue os dados do motor a ser estudado assim como outros dados do modelo 2003 do veículo:

Dimensões – Chevrolet Corsa	
Comprimento (mm)	3822
Largura (mm)	1646
Altura (mm)	1432
Distância entre eixos (mm)	2491
Peso (kg)	1065
Carga Útil (kg)	460
Pneus	175/65 - R14"
Raio do pneu (mm)	291,55

Tabela 1 – Dimensões Chevrolet Corsa

Desempenho e Consumo	
Velocidade Máxima (Km/h)	179
Aceleração 0 a 100 km/h (s)	10,9
Consumo urbano (km/l)	11,0
Consumo rodoviário (km/l)	16,5
Coeficiente de Arrasto	0,327

Tabela 2 – Desempenho e Consumo

Dados Motor 1.8 - 8 válvulas	
Cilindrada	1796 cm ³
Potência Máxima	102 cv a 5200 rpm
Torque Máximo	165 Nm (16,8 mkgf) a 2800 rpm
Taxa de compressão	9,4:1

Tabela 3 – Dados do motor

Transmissão Manual	
1 ^a . Marcha	3,73
2 ^a . Marcha	1,96
3 ^a . Marcha	1,31
4 ^a . Marcha	0,95
5 ^a . Marcha	0,76
Diferencial	3,94
Regime na vel. Máxima em 5 ^a . Marcha	4900 rpm

Tabela 4 – Relações de Transmissão – Manual

A curva de torque e de potência do motor estudado pode ser verificado abaixo (Figura 27)

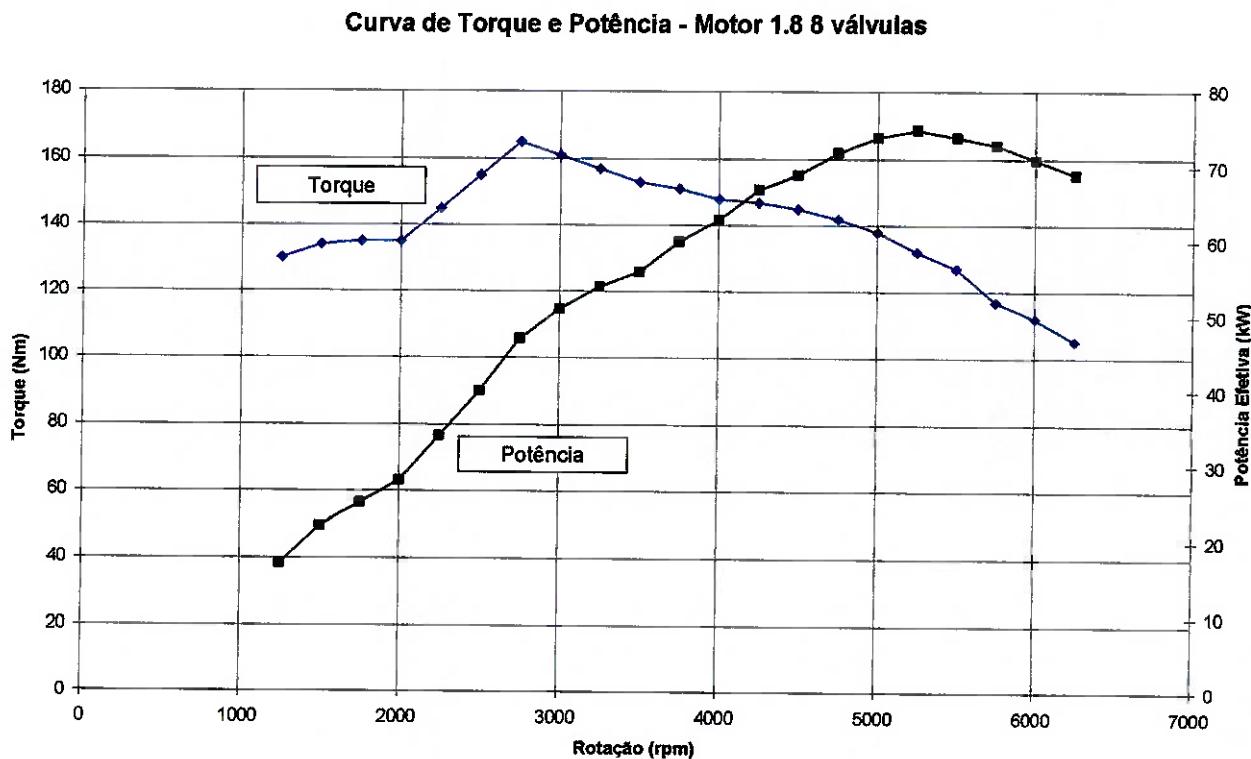


Figura 27 – Curva de Torque e Potência do Motor

9.2. Escolha do Tipo de CVT

Os dois tipos de CVT utilizadas nos automóveis atualmente são a CVT de polias móveis e a toroidal. Porém, a utilização da CVT toroidal possui um custo mais elevado, caracterizando o seu uso para motores de maior potência, onde a CVT de polias de raios variáveis não pode ser aplicada.

O motor escolhido para este projeto possui torque máximo de 165 Nm, faixa onde as CVT's de polias móveis são aplicadas no mercado. Além disso, o desenvolvimento de uma CVT de polias móveis é mais fácil, resultando em pequenos custos, vital para a aplicação no mercado brasileiro.

Em relação ao meio de transmissão do torque, correia ou corrente, a corrente possui uma tecnologia muito nova e avançada, também se caracterizando para motores de torque maior do que o estudado neste trabalho.

Assim, a CVT a ser projetada é uma CVT de polias de raios variáveis, com a utilização de uma correia metálica.

9.3. Custos

O produto a ser substituído pela CVT é a transmissão manual, já que os modelos dos automóveis alvo deste trabalho não disponibilizam transmissões automáticas no mercado brasileiro, exemplos: Palio, Corsa, Pólo, Fiesta. O Honda Fit já utiliza um câmbio CVT, havendo a possibilidade de comparação de preços, enquanto o Mercedes Classe A dispõe de transmissão automática e manual com embreagem automática, que também possibilita comparações.

De acordo com a fonte [3], o custo de produção de uma transmissão manual é da ordem de R\$ 800,00, representando R\$1650,00 do valor final do veículo.

9.3.1. Desenvolvimento

O desenvolvimento de uma CVT para um modelo de produção requer investimentos de pessoal, para testes, e ferramental para sua fabricação.

O desenvolvimento pode ser realizado seguindo um cronograma de aproximadamente 112 semanas, com os seguintes custos [3]:

➤ Modelamento matemático e teste do modelo	R\$ 150.000,00
➤ Custo de 10 protótipos:	R\$ 300.000,00
➤ Custo de testes de bancada (5 protótipos):	R\$ 600.000,00
➤ Custo de testes em veículos (5 protótipos):	R\$ 990.000,00
➤ Custo de 5 veículos :	R\$ 105.000,00
➤ Validação final e homologação:	R\$ 150.000,00
TOTAL	R\$ 2.205.000,00

Há também com o custo do pessoal que realizará o trabalho:

➤ 1 Coordenador do programa	
➤ 3 Engenheiros de Trem de força	
➤ 1 Engenheiro de Testes	
➤ 2 Projetistas (2/3 do tempo do projeto)	
➤ 1 Engenheiro Experimental	
➤ 3 Mecânicos	
TOTAL	R\$ 1.860.000,00

Portanto para o desenvolvimento da transmissão seriam gastos R\$ 4.065.000,00, isto sem incluir o ferramental.

➤ Ferramental Carcaça Injetada	R\$ 5.250.000,00
➤ Ferramental Polias	R\$ 3.600.000,00
➤ Ferramental Engrenagens	R\$ 600.000,00
➤ Implementação Manufatura	R\$ 1.050.000,00
➤ Mão de obra	R\$ 450.000,00
TOTAL	R\$ 10.950.000,00

Portanto o custo total é de R\$ 15.015.000,00. A partir deste valor podemos determinar o valor a ser cobrado junto ao consumidor, para que a montadora tenha o retorno da quantia investida.

9.3.2. Custo do produto

Supondo um pay-back em torno de 1 ano, realizaram-se os cálculos, como pode ser verificado a seguir:

Montadora – Chevrolet

Unidades vendidas por ano de seus modelos que utilizam a motorização utilizada do desenvolvimento do projeto básico, e seu potencial para a utilização da transmissão CVT, dados projetados para 2003, incluindo exportação:

Modelo	Unidades Vendidas	Potencial do CVT	Unidades de CVT / ano
Corsa Hatch/Sedan	100.000	20 %	20.000
Pick-up Corsa / Montana	10.000	6 %	600
Meriva	26.000	30 %	7.800
Astra 1.8	4.000	40 %	1.600
		TOTAL	30.000

Tabela 5 – Projeções de vendas

Portanto para o pay-back em 1 ano: R\$ 15.015.000,00 / 30.000 = R\$ 500,50

Este é o valor que cada transmissão deverá trazer de receita a empresa. Somando-se com o valor para produzir cada transmissão e outros lucros esperados pela montadora e concessionária, obtém-se o valor que será cobrado ao consumidor.

+	Produção	R\$ 1150,00
	Receita	R\$ 500,50
	Total	R\$ 1650,50

Comparando-se aos valores praticados para uma transmissão automática, o CVT tem grande potencial de mercado. As transmissões automáticas custam em torno de R\$ 3500,00 ao consumidor, fato que justifica a sua não aplicação em automóveis de pequeno porte e compactos no mercado brasileiro.

A montadora então tem dois caminhos a seguir, praticar o preço extra ao consumidor perto de R\$ 2000,00 e garantir a quantidade de vendas visada no estudo do potencial, ou praticar preços em torno de R\$ 3500,00, se assemelhando a uma transmissão automática, tentando obter um pay-back em um intervalo mais curto, porém as vendas podem ser baixas perante a expectativa.

No caso do Astra, a transmissão substituiria a opção automática existente para este modelo, onde possui um custo de R\$ 3700,00 extra ao consumidor.

Como comparação, o Honda Fit vendido com a transmissão CVT tem um preço R\$ 3400 maior comparado à versão manual, porém neste caso a quantidade de unidades vendidas é bem menor, em torno de 8000 por ano, assim o pay-back obtido também está na casa de 1 ano.

Uma vantagem da utilização das CVT's em relação ao custo é o fato que a mesma transmissão pode ser utilizada em diversos veículos, onde apenas o software de controle pode ser alterado. Evitando a manufatura de diversos tamanhos de engrenagens para se obter as relações de transmissão desejadas. Assim, inclusive o tempo e o custo de desenvolvimento são reduzidos ou diluídos nos diversos projetos dos diferentes veículos de cada montadora de automóveis. Inclusive com motores de diferentes combustíveis como gasolina, álcool, gás ou diesel ou mesmo motor elétrico. O uso da CVT não requer alterações do diferencial ou caixa de transmissão em função do motor utilizado.

9.3.3. Custo ao Consumidor

Um dos benefícios da CVT é redução do consumo de combustível. Assim o consumidor ao longo do tempo irá recuperando o valor investido, além de usufruir o conforto proporcionado pela CVT ao longo de toda vida útil do carro. Como exemplo, calcularemos a redução de custo do Honda Fit.

Em relação à manutenção, o custo é o mesmo de uma transmissão comum, onde apenas o óleo deve ser trocado depois de 60.000 km, não diferenciando das demais transmissões, portanto teremos apenas o benefício do combustível.

Modelo	Consumo combustível na cidade (km/l)
Honda Fit – Manual	10
Honda Fit – CVT	11,8

Tabela 6 – Consumo Honda Fit

Utilizaremos apenas o consumo na cidade devido ao foco deste trabalho, porém o resultado global é semelhante a este obtido:

Preço do litro de gasolina – R\$ 1,99

Para cada 1000 km rodados:

Modelo	Consumo 1000 km rodados (litros)	Gasto em 1000 km rodados
Honda Fit – Manual	100	R\$ 199,00
Honda Fit – CVT	84,74	R\$ 168,64

Tabela 7 – Redução de gasto com combustível

O investimento inicial é retornado após 112.000 km, supondo uma média anual de 16.000 km, o retorno acontecerá em torno de 7 anos. Portanto, além do conforto obtido, o consumidor reduzirá os gastos necessários para a utilização do veículo ao longo da vida útil do automóvel.

Para o caso da utilização no motor da Chevrolet, este retorno pode acontecer ainda mais rápido, caso fosse comercializado a R\$ 1500,00. Este fato pode ser utilizado pelo marketing, aumentando a participação no mercado, que pode reduzir ainda mais o preço da transmissão.

Estes valores justificam a continuação da elaboração do projeto básico desta transmissão.

9.4. Descrição da CVT a ser projetada

As partes integrantes de uma CVT de polias de raios variáveis se resumem a duas polias, não necessariamente de dimensões idênticas, que são formadas de duas partes, uma fixa no eixo e outra móvel para alterar o raio, uma correia metálica, eixos e os componentes do sistema de controle.

Para reduzir as dimensões da caixa de transmissão, pode-se utilizar uma relação de transmissão fixa, através de um par de engrenagens. Nesta configuração são utilizados três eixos, a ré é obtida através de três engrenagens que invertem o sentido de rotação. Um esquema pode ser observado abaixo (Figura 28)

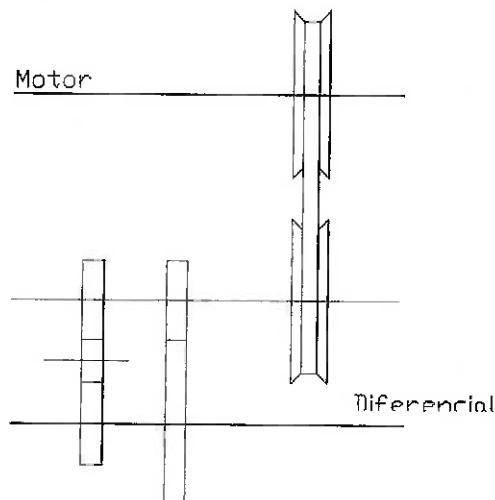


Figura 28 – Esquema da Transmissão CVT

9.5. Controle

Em uma transmissão por engrenagens o torque disponibilizado às rodas é determinado pela rotação do motor e a relação de transmissão, assim o controle do motorista é realizado principalmente através do motor, ao acelerar e alterar a sua rotação.

No caso de uma CVT, o motorista controla principalmente a transmissão, pois ao acelerar ele avisa ao controlador qual o torque desejado por ele, que altera a relação de transmissão, permitindo que o motor permaneça com a mesma rotação, otimizando o uso do mesmo, desde reduzindo o consumo de combustíveis e reduzindo a emissão de poluentes, até obtendo altas performances com altas acelerações.

Para o sistema de controle da CVT têm-se como entradas os seguintes dados:

- Velocidade instantânea do veículo
- Aclive do solo
- Posição e variação da posição do pedal do acelerador
- Rotação do motor

Como saída, o sistema de controle traz a relação de transmissão da CVT, ou seja, os raios das duas polias. Obtidos através do deslocamento linear de uma metade da polia.

O sistema de controle é eletrônico e contém dois programas, o econômico e o esporte. Econômico tende a manter o motor na rotação de menor consumo específico, enquanto a programação esportiva, tende a manter o motor na rotação de que proporciona a maior aceleração, privilegiando o desempenho, ou seja a maior potência disponível.

Uma das desvantagens da utilização do CVT, é que o motorista perde a sensação de controle do carro, afetando a dirigibilidade, pois perde a relação rotação do motor x torque disponível para cada marcha.

Assim, alguns programas de controle de CVT procuram diminuir este problema, um exemplo é a fixação de 7 marchas definidas, e o motorista pode escolher qual relação desejada, porém prejudicando as vantagens da CVT.

A CVT em sua programação automática, aumenta a rotação do motor, permanecendo na mesma relação de transmissão (1a. marcha) até chegar na rotação de “cruzeiro”, que varia em função do programa escolhido. Se houver necessidade de um aumento na velocidade do veículo, a rotação é mantida enquanto a relação de transmissão varia até chegar na relação mínima (5a. marcha), após este limite, a rotação aumenta até a obtenção da velocidade máxima.

É necessário criar em sua programação, a situação de descida, onde a velocidade do veículo tende a aumentar, enquanto o motorista usufrui apenas do sistema de freio para seu auxílio. Um efeito de freio motor pode ser obtido ao se reduzir a relação de transmissão (em direção a 1^a. marcha) ao se detectar uma inclinação negativa no veículo.

9.6. Dimensionamento

9.6.1. Relações de transmissão

O início do dimensionamento de uma CVT, se dá pela determinação das relações máximas e mínimas de transmissão. As relações da transmissão manual de 1^a. e 5a. marcha podem ser tomadas como referência, e de acordo com as dimensões obtidas no pré-projeto a ser realizado, as relações podem ser reavaliadas.

Para o cálculo da relação de início de movimento, é necessário determinar o acente que o veículo será capaz de superar, sendo que para este projeto determinou-se o valor de 30% (17,5°), correspondente a uma estrada de montanha de grande inclinação, com uma aceleração inicial de 0,5 m/s². Realizando-se um diagrama de forças no veículo, é possível equacionar os fenômenos envolvidos e obter a força trativa (Fx):

$$Fx = m \cdot a_x + m \cdot g \cdot C_r + m \cdot g \cdot \sin\theta + \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \cdot Cd \cdot A$$

m = massa do veículo carregado = 1065+460 = 1525 kg

a_x = aceleração na direção do movimento

C_r = Coeficiente de Resistência ao Rolamento = 0,015 (concreto)

θ = inclinação do veículo (rampa)

Como a velocidade é muito baixa, a última parcela pode ser desprezada neste cálculo. Assim chega-se a um valor de Fx = 5469,7 N. A relação de transmissão de início de movimento é obtida pela seguinte fórmula:

$$N_i = \frac{Fx \cdot r_{roda}}{T \cdot \eta_{ct} \cdot \eta_{cvt} \cdot N_d}$$

r_{roda} = raio efetivo da roda = 0,29155 m

T = Torque máximo do motor = 165 Nm

η_{ct} = rendimento do conversor de torque = 0,97

η_{cvt} = rendimento da transmissão CVT = 0,95

N_d = relação de transmissão do diferencial = 3,94

Obtendo-se $N_i = 2,66$.

Este valor é bem abaixo do utilizado na transmissão manual, isto porque aqui se utilizou o coeficiente de resistência ao rolamento para pista de concreto, utilizando-se $Cr = 0,08$ para terra batida, obtém-se $F_x = 6441 \text{ N}$ e $N_i = 3,12$. Não é necessário utilizar o Cr para areia, pelo fato de não ter um uso esperado deste veículo em uma rampa desta inclinação neste tipo de terreno.

Portanto a relação de transmissão de início de movimento será de 3,12 para permitir o uso em terra batida.

O próximo passo é a determinação da menor relação de transmissão (maior velocidade). O procedimento é determinar a velocidade máxima esperada do veículo na rotação de potência máxima.

$$N_f = \frac{\omega_{Nmáx} \cdot r_{roda}}{v_{máx} \cdot N_d}$$

onde $\omega_{Nmáx}$ = rotação de máxima potência (rad/s)

$v_{máx}$ = velocidade máxima esperada (m/s)

A rotação de potência máxima, de acordo com a curva do motor é 5200 rpm

A velocidade máxima adotada será a mesma obtida com a transmissão manual, ou seja, 179 km/h, pois a melhora de desempenho esperada é em aceleração e consumo e não em velocidade máxima.

Assim, $N_f = 0,81$.

Portanto as relações de transmissão devem variar entre 0,81 e 3,12.

9.6.2. Polias e Correias

Para a determinação das dimensões e correias, deve-se obedecer ao limite de espaço existente ao se retirar a transmissão manual, aproximadamente um cubo com aresta de 500 mm.

Como mencionado (item 9.4), utiliza-se um par de engrenagens com relação de transmissão fixa para reduzir as dimensões das polias, assim os valores obtidos devem ser divididos por essa relação fixa.

Para reduzir os custos, obtendo-se um resultado satisfatório, pode-se utilizar o par de engrenagens da 2^a. marcha, portanto a relação fixa é igual a 1,96.

Assim sendo a faixa de relações necessária para o trabalho das polias varia entre 0,41 e 1,59.

O comprimento da correia é determinado pela seguinte equação:

$$L = 2 \cdot d + 1,57 \cdot (R_2 + R_1) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{4 \cdot d}$$

conforme ilustração a seguir:

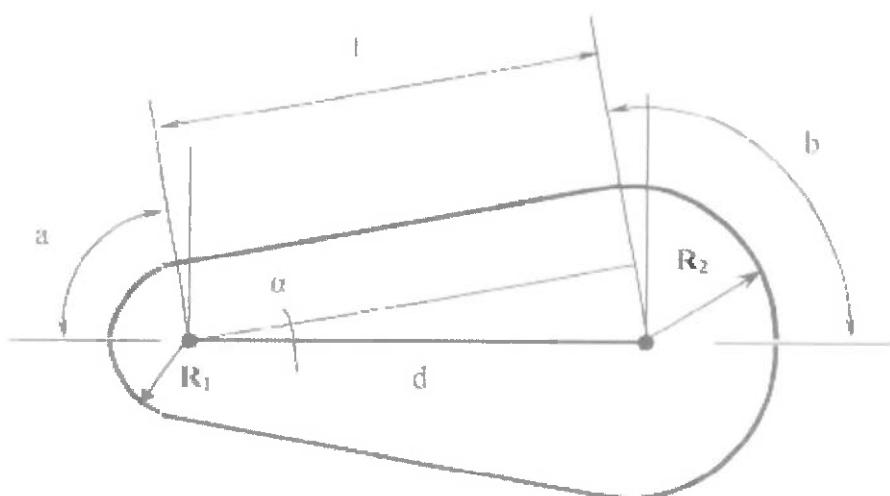


Figura 29 – Dimensionamento de Correias

Para determinação da distância entre centros, necessita-se saber os maiores raios possíveis nas duas polias. Soma-se os dois raios e uma folga para evitar interferências obtendo-se assim o valor d.

O processo iterativo para dimensionar este conjunto começa determinando o raio mínimo da polia, no caso 25 mm que permite um diâmetro de eixo que deve resistir aos esforços solicitantes. Esta hipótese deve ser comprovada realizando-se o dimensionamento do eixo. De acordo com as relações de transmissão, acha-se os raios maiores.

$$R_1 = \frac{R_2}{N_f} = \frac{25}{0,41} = 60,98 \text{ mm} , \text{ a primeira aproximação da distância entre centros}$$

utilizando-se este raio e uma folga de 60 mm. Ou seja $d = 181,95 \text{ mm}$.

O próximo passo é o cálculo do comprimento da correia, através da equação acima, chegando-se ao valor de $L = 640,98 \text{ mm}$.

Utilizando estes valores d e L para a relação de transmissão N_i , temos os valores para os raios nesta configuração. Sabendo-se os raios finais, é possível recalcular a distância entre centros, utilizando-se agora o raio máximo de cada polia e folga de 60 mm. Assim, o comprimento da correia também é modificado para um valor final. Segue os dados finais obtidos:

Dimensões do conjunto Polias + Correia (mm)	
R1 mínimo, $i=1,59$ – (motora)	33,83
R1 máximo, $i=0,41$ – (motora)	60,98
R2 mínimo, $i=0,41$ – (movida)	25,00
R2 máximo, $i=1,59$ – (movida)	53,78
Distância entre centros	174,76
Comprimento da correia	626,89

Tabela 8 – Dimensões Polias

Faixa de Raios das Polias

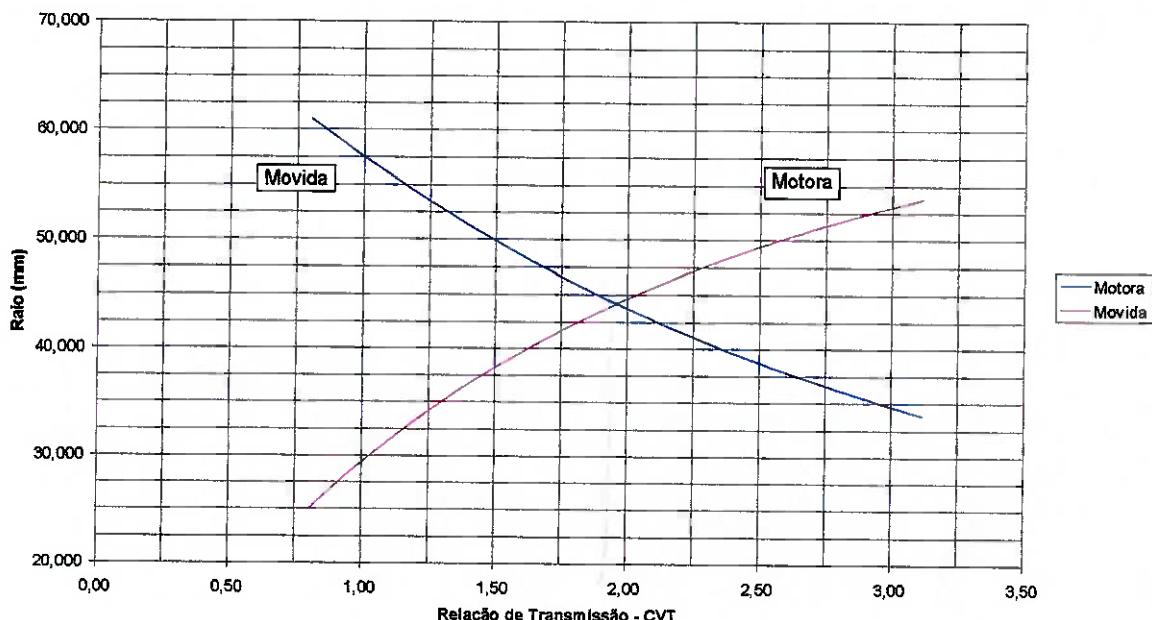


Figura 30 – Gráfico da Variação do Raio das Polias

O deslocamento linear necessário na parte móvel da polia pode ser medido por $\Delta l(N) = 2 \cdot \Delta R(N) \cdot \tan \beta$, ou seja, proporcional ao dobro da variação do raio da polia em relação a relação de transmissão, multiplicado pela tangente do ângulo formado entre a face de contato com a correia e o plano vertical (Figura 31).

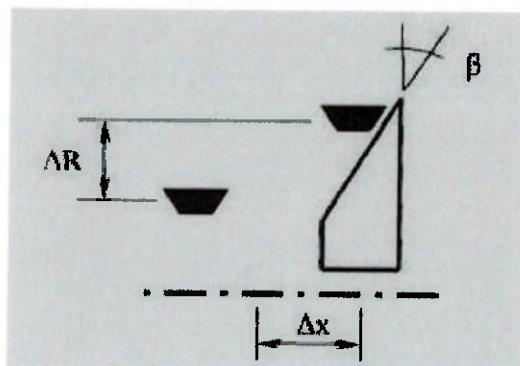


Figura 31 – Ângulo de inclinação da correia

Para um ângulo de correia (β) de 11° , temos os seguintes deslocamentos máximos:

Deslocamentos Lineares Máximos (mm)	
Polia motora	10,56
Polia movida	11,19

Tabela 9 – Deslocamentos Lineares das Polias

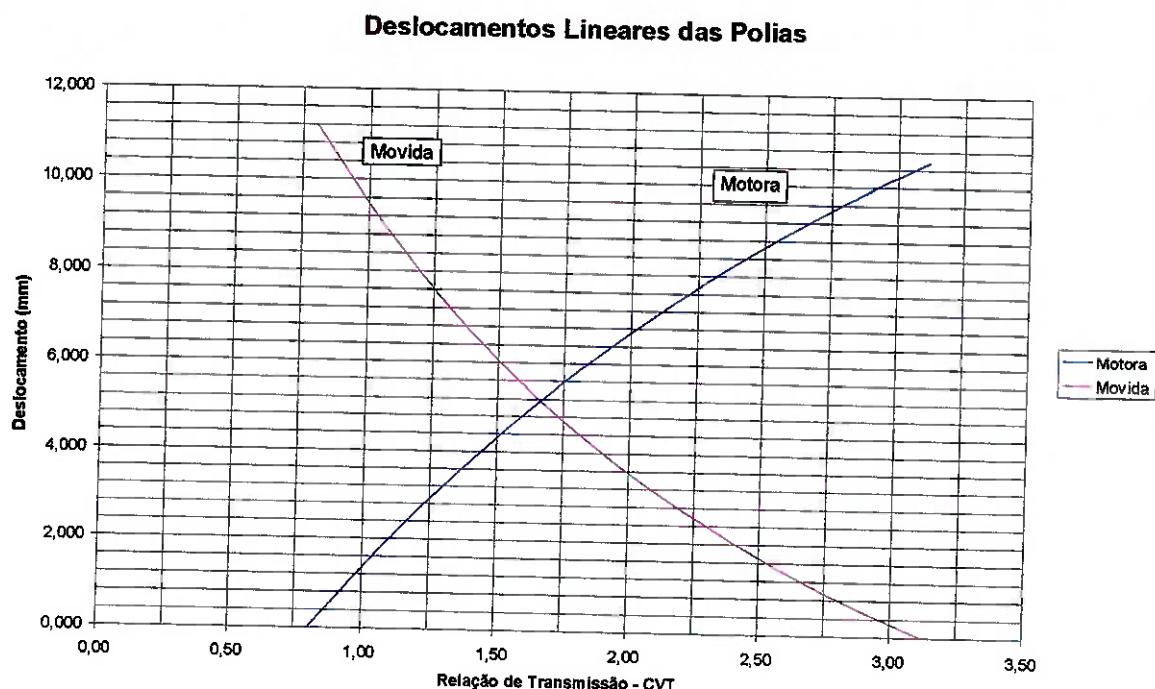


Figura 32 – Gráfico de variação dos deslocamentos lineares das polias

9.6.3. Eixos

Para o dimensionamento dos eixos da transmissão, é necessário conhecer as forças atuantes em cada subconjunto. As forças atuantes são alteradas ao longo da variação da relação de transmissão, assim será necessário calcular para a maior e a menor relação e dimensionar os eixos pelo pior caso.

Para este dimensionamento, o torque do motor e a rotação do mesmo serão respectivamente 165 Nm (16,8 mkgf) a 5200 rpm. E os seguintes valores:

Relação	i Polias	R ₁ Polia Motora	Desl. Axial Polia Motora	R ₂ Polia Movida	Desl. Axial Polia Movida
Maior	1,59	33,83 mm	10,56 mm	53,78 mm	0 mm
Menor	0,41	60,98 mm	0 mm	25,00 mm	11,19 mm

Tabela 10 – Resumo Polias

Para o equacionamento, as seguintes fórmulas serão utilizadas para determinação das forças atuantes nas polias:

$$T = (F_1 - F_2) \cdot r$$

$$\frac{(F_1 - F_c)}{(F_2 - F_c)} = e^{\frac{f \cdot \alpha}{\operatorname{sen} \beta}}$$

$$F_c = m' \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

$$\alpha = 2 \left\{ \frac{\pi}{2} - \operatorname{arcsen} \frac{(R_2 - R_1)}{\sqrt{d^2 - (R_2 - R_1)^2}} \right\}$$

$$R_H = (F_1 + F_2) \cdot \cos \alpha'$$

$$R_V = (F_1 + F_2) \cdot \operatorname{sen} \alpha'$$

$$\alpha' = \frac{\pi - \alpha}{2}$$

Onde:

- R1 Raio da Polia Motora
- R2 Raio da Polia movida
- F1 Força na correia
- F2 Força na correia
- α Ângulo de abraçamento
- α' Ângulo entre as Forças na Correia e Plano Vertical
- β Ângulo da correia em V = 11°
- d Distância entre centros (Eixo 1 e Eixo 2) = 174,76
- f Coeficiente de atrito entre correia e polia = 0,11 [3]
- m' Massa específica da correia = 0,95 kg/m

As forças centrífugas terão que ser consideradas, devido a alta rotação do motor e eixos da transmissão.

Para o dimensionamento em relação a fadiga, utilizou-se o método de diâmetro mínimo para vida infinita, ou seja maior que 10^6 ciclos. As equações utilizadas são as seguintes:

$$S_N = S_N' \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_s$$

Onde:

- S_N Tensão corrigida para a vida infinita (10^6 ciclos)
- S_N' Tensão máxima corrigida para vida infinita (10^6 ciclos)
- C_L Fator de Carga = 1
- C_G Fator de Gradiente = 0,9 (diâmetro entre 10 e 50 mm)
- C_s Fator de Superfície = 0,78 (usinado)

$$\tau = \frac{16T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_N = \frac{4F_N}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_M = \frac{32M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \sqrt{\tau_m^2 + \left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

Onde:

- σ_N Tensão Normal devido a Força Normal
- σ_M Tensão Normal devido ao Momento
- τ Tensão de Cisalhamento devido ao Torque
- σ_{em} Tensão Normal Média
- τ_m Tensão de Cisalhamento Média
- σ_{ea} Tensão Normal Alternada
- τ_a Tensão de Cisalhamento Alternada

Para o dimensionamento a fadiga, utiliza-se o diagrama de Goodman, e um coeficiente de segurança de 2. O diagrama pode ser observado na figura 33, onde o aço a ser utilizado nestes componentes é o ABNT 4140.



Figura 33 – Diagrama de Goodman para o ABNT 4140

Foi elaborada uma planilha eletrônica, facilitando o cálculo do dimensionamento, Nesta planilha foram implementadas todas as fórmulas para o dimensionamento com os seguintes dados de entrada :

Dados

m'	0,95 kg/m	
rotações	5200 rpm	544,54 rad/s
d	174,76 mm	
f	0,11	
β	11 °	0,19 rad
Torque entrada	160 Nm (Rendimento Conversor Torque = 97%)	
Fator de seg.	2	

Relação	i Polias	R1 Polia Motora	Desl. Axial Polia Motora	R2 Polia Movida	Desl. Axial Polia Movida
Maior	1,59	33,83 mm	10,56 mm	53,78 mm	0,00 mm
Menor	0,41	60,98 mm	0,00 mm	25,00 mm	11,19 mm

Eixo Primário	a	0,04 m
	b	0,26 m
	c	0,06 m

Eixo Secundário	a	0,08 m
	b	0,06 m
	c	0,12 m
	d	0,06 m

SAE 4140 -	Su	1172 Mpa	
	Sy	896 Mpa	
	Sn'	586 Mpa	
Cg	0,9	Sn	411 Mpa
Cs	0,78		
		Tensão Média Tensão Alternada	
		0 Mpa	411 Mpa
		896 Mpa	0 Mpa

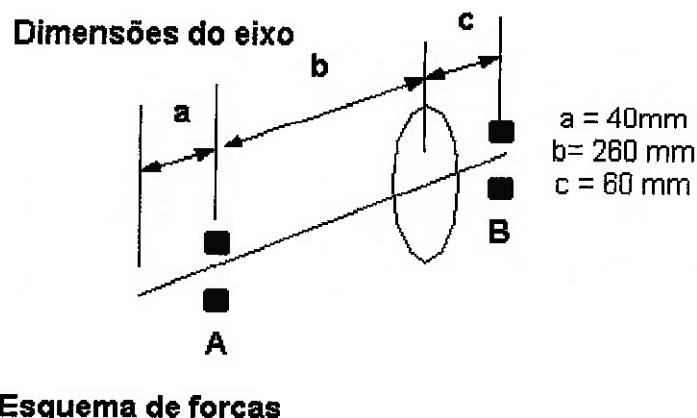
Engrenagem - Fixa	ψ (âng. Hélice)	30 °	0,52 rad
	Φ_N	20 °	0,35 rad
	ϕ (âng pres. real)	23 °	0,40 rad
	De2	87,75 mm	
	Def	173,18 mm	

Engrenagem - Ré	ψ (âng. Hélice)	30 °	0,52 rad
	Φ_N	20 °	0,35 rad
	ϕ (âng pres. real)	23 °	0,40 rad
	Dr1	76,70 mm	
	Dr2	79,50 mm	
	Drf	162,60 mm	

Tabela 11 – Dados para dimensionamento

9.6.3.1. Dimensionamento eixo primário

O eixo primário é o eixo conectado ao conversor de torque e onde está localizada a polia motora. O esquema de forças e suas dimensões podem ser verificados na figura 34.



Esquema de forças

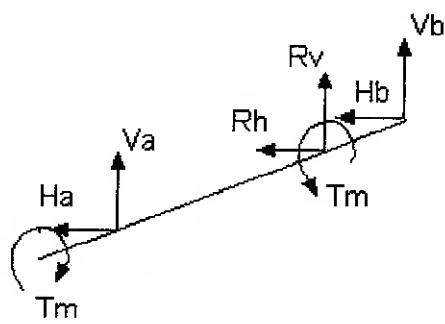


Figura 34 – Eixo Primário

Para este dimensionamento, como comentado anteriormente, utilizou-se uma planilha eletrônica com a seguinte resposta:

Eixo Primário - relação 1,59 - Polia Motora

Forças Atuantes

F _c	322,40 N
α	2,91 rad
T	160 Nm
$e^{(fa/\operatorname{sen}\beta)}$	5,36
F _c	322,40 N
F ₁	6139,35 N
F ₂	1408,34 N
α'	0,12 rad
R _H	7497,70 N
R _V	543,63 N

Reações Horizontais

H _a	-1529,53 N
H _b	-5968,17 N
H _a +H _b	-7497,70 N

M _{om} (ponto A)	0,00 N
---------------------------	--------

Reações Verticais

V _a	-110,90 N
V _b	-432,73 N
V _a +V _b	-543,63 N

M _{om} (ponto A)	0,00 N
---------------------------	--------

Diâmetro - seção crítica 1

d	22,09 mm
M _v	-28,83 Nm
M _h	-397,68 Nm
M _R	398,72 Nm
T cisalham	75,60 MPa
σ_M	376,66 MPa

Diâmetro - seção crítica 2

d	21,45 mm
M _v	-28,83 Nm
M _h	-397,68 Nm
M _R	398,72 Nm
T cisalham	00,00 MPa
σ_M	411,37 MPa

σ_{em}	75,60 MPa
σ_{ea}	376,66 MPa
σ_{ea}	376,66 MPa

σ_{em}	00,00 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa

d (FS)	27,83 mm
--------	----------

d (FS)	27,03 mm
--------	----------

Para este caso as seções críticas foram obtidas através do seguinte Diagrama de Forças e Momentos:

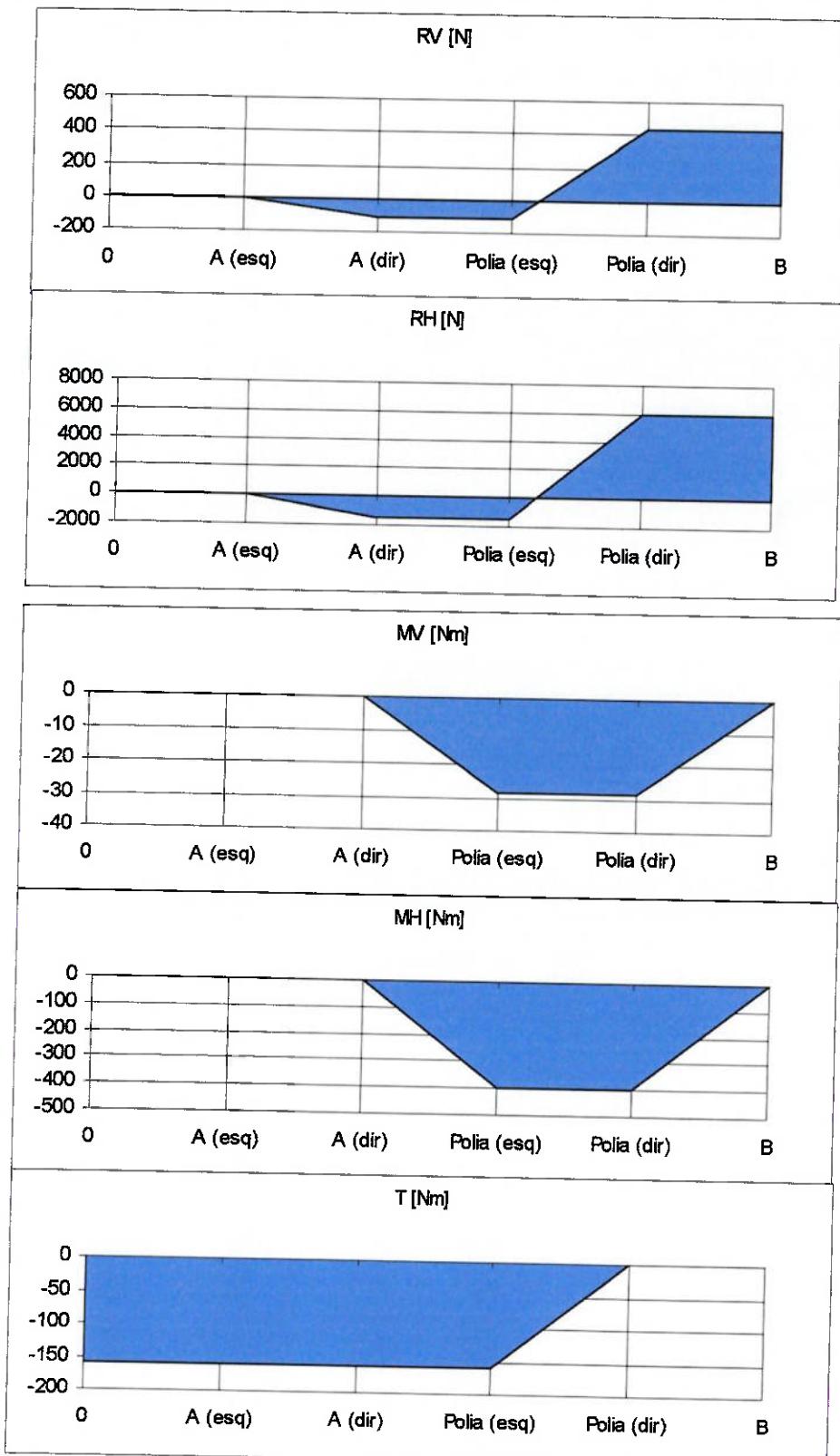


Figura 35 – Diagrama de Forças e Momentos

Através do diagrama, verifica-se que os dois pontos críticos são na polia (parte esquerda) e polia (parte direita)

	0	A (esq)	A (dir)	Polia (esq)	Polia (dir)	B
RV [N]	0	0	-110,9	-110,9004	432,72901	432,729
RH[N]	0	0	-1529,53	-1529,531	5968,1697	5968,17
MV [Nm]	0	0	0	-28,83411	-28,83411	0
MH [Nm]	0	0	0	-397,678	-397,678	0
T [Nm]	-160,05	-160,05	-160,05	-160,05	0	0

Tabela 12 – Pontos críticos

Realizou-se então o mesmo procedimento para a outra relação de transmissão.

Eixo Primário - relação 0,41 - Polia Motora

Forças Atuantes

F _c	1047,52 N
α	3,57 rad
T	160 Nm
$e^{\alpha/\tan\beta}$	7,81
F _c	1047,52 N
F ₁	4057,51 N
F ₂	1432,88 N
α'	-0,21 rad
R _H	5367,51 N
R _V	-552,20 N

Reações Horizontais

H _a	9640,05 N
H _b	-4272,54 N
H _a +H _b	5367,51 N

Mom (ponto A)	0,00 N
---------------	--------

Reações Verticais

V _a	-1000,85 N
V _b	448,66 N
V _a +V _b	-552,20 N

Mom (ponto A)	0,00 N
---------------	--------

Diâmetro - seção crítica 1

d	39,85 mm
M _v	-260,22 Nm
M _h	2506,41 Nm
M _R	2519,88 Nm
T cisalham	12,88 MPa
σ_M	405,46 MPa

Diâmetro - seção crítica 2

d	39,66 mm
M _v	-260,22 Nm
M _h	2506,41 Nm
M _R	2519,88 Nm
T cisalham	00,00 MPa
σ_M	411,37 MPa

σ_{em}	12,88 MPa
σ_{ea}	405,46 MPa
σ_{ea}	405,46 MPa
d (FS)	50,21 mm

σ_{em}	00,00 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
d (FS)	49,97 mm

Verifica-se que o eixo é mais solicitado com esta relação de 0,41, assim o eixo primário terá um diâmetro de 50,21 mm. Possível de ser utilizado, já que o diâmetro mínimo da polia motora é 67,66 mm.

9.6.3.2. Dimensionamento eixo secundário

O eixo secundário é o eixo conectado a polia movida e onde estão localizadas as engrenagens de saída e da ré. O esquema de forças e suas dimensões podem ser verificados na figura 36.

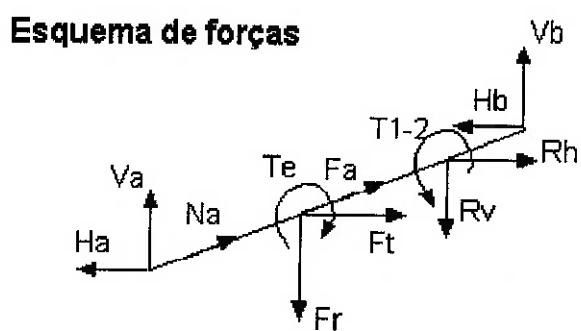
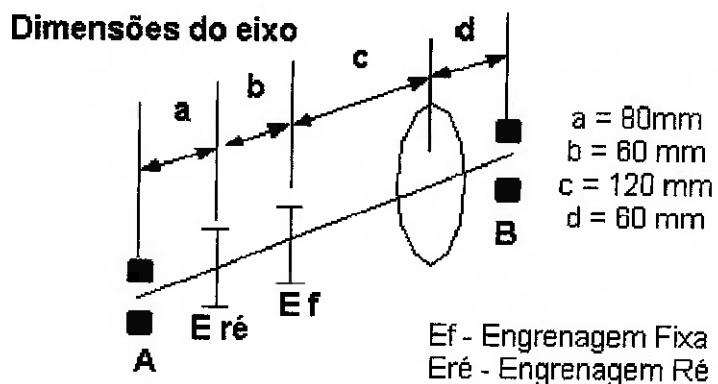


Figura 36 – Eixo Secundário

Além das equações utilizadas para o eixo primário, devido a existência de engrenagens helicoidais no eixo secundário, as seguintes equações também foram utilizadas: $F_R = F_T \cdot \tan \varphi$

$$F_A = F_T \cdot \tan \psi$$

Onde:

φ Ângulo de pressão real = $22,7959^\circ$

ψ Ângulo da Hélice = 30°

Com as seguintes respostas de dimensionamento, seguindo o mesmo procedimento utilizado para o eixo primário:

Eixo Secundário - relação 1,59 - Polia Móvida + Engrenagem F

Forças Atuantes - Polia

a	2,91 rad
T_E	254 Nm
$e^\wedge(fa/\sin\beta)$	5,36
F1	6139,35 N
F2	1408,34 N
α'	0,12 rad
R_H	-7497,70 N
R_V	-543,63 N
Ft	-5799,06 N
Fr	-2437,21 N
Fa	-3348,09 N

Diâmetro - seção crítica 1

d	25,70 mm
Mv	206,20 Nm
Mh	653,49 Nm
M _R	685,25 Nm
T cisalham	00,00 MPa
σ_M	411,37 MPa

σ_{em}	00,00 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
σ_{ee}	411,37 MPa
d (FS)	32,38 mm

Reações Normal

Na	3348,09 N
----	-----------

Reações Horizontais

-(Ft+Rh)	13296,76 N
Ha	4667,79 N
Hb	8628,97 N
Ha+Hb	13296,76 N

Mom (ponto A)	0,00 N
---------------	--------

Reações Verticais

-(Fr+Rv)	2980,84 N
Va	1472,86 N
Vb	1507,98 N
Va+Vb	2980,84 N

Mom (ponto A)	0,00 N
---------------	--------

Diâmetro - seção crítica 2

d	26,41 mm
Mv	206,20 Nm
Mh	653,49 Nm
M _R	685,25 Nm

T cisalham	70,37 MPa
σ_M	379,06 MPa

σ_{em}	70,37 MPa
σ_{ea}	379,06 MPa
σ_{ee}	379,06 MPa

d (FS)	33,27 mm
--------	----------

Eixo Secundário - relação 0,41 - Polia Movida + Engrenagem F

Forças Atuantes - Polia

a	3,57 rad
T_E	66 Nm
$e^\wedge(fa/\sin\beta)$	7,81
F1	4057,51 N
F2	1432,88 N
a'	-0,21 rad
R_H	-5367,51 N
R_V	552,20 N
Ft	-1495,52 N
Fr	-628,53 N
Fa	-863,44 N

Reações Normais

Na	863,44 N
----	----------

Reações Horizontais

-(Ft+Rh)	6863,03 N
Ha	1847,64 N
Hb	5015,39 N
Ha+Hb	6863,03 N

Mom (ponto A)	0,00 N
---------------	--------

Reações Verticais

-(Fr+Rv)	76,34 N
Va	250,01 N
Vb	-173,68 N
Va+Vb	76,34 N

Mom (ponto A)	0,00 N
---------------	--------

Diâmetro - seção crítica 1

d	19,86 mm
Mv	10,42 Nm
Mh	300,92 Nm
M _R	301,10 Nm
T cisalham	42,69 MPa
σ_M	391,77 MPa
σ_{em}	42,69 MPa
σ_{ea}	391,77 MPa
σ_{ea}	391,77 MPa
d (FS)	25,02 mm

Diâmetro - seção crítica 2

d	19,54 mm
Mv	10,42 Nm
Mh	300,92 Nm
M _R	301,10 Nm
T cisalham	00,00 MPa
σ_M	411,37 MPa
σ_{em}	00,00 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
σ_{ea}	411,37 MPa
d (FS)	24,61 mm

Portanto, para o eixo secundário o ponto mais crítico é no lado direito da engrenagem quando a relação de transmissão é igual a 1,59. E o diâmetro necessário é de 33,27 mm. Não é necessário o cálculo para a utilização da engrenagem da ré, pois os esforços calculados demonstraram que os esforços são menores que neste caso da

relação de transmissão 1,59 com a engrenagem fixa. Este resultado é válido também por que o diâmetro mínimo da polia movida é de 50 mm.

10. COMPARATIVO DE DESEMPENHO

Com o auxílio de uma planilha eletrônica e as equações que regem o fenômeno, é possível comparar o desempenho das transmissões CVT e manual.

Para o cálculo da Força Trativa, F_x , considerou-se agora a parcela referente ao arrasto aerodinâmico, sendo que o veículo estudado tem área frontal de $2,35 \text{ m}^2$.

Para o cálculo das acelerações, utilizou-se o conceito de massa equivalente, para cada relação de transmissão através da seguinte fórmula:

$$m_{eq} = m \cdot (1 + 0,04 + 0,0025 \cdot N_d^2 \cdot N_{atual}^2)$$

onde N_{atual} = a relação da transmissão no cálculo.

Como mencionado anteriormente, uma CVT costuma ter dois programas que atuam no sistema de controle. Um otimiza o consumo e o outro a aceleração. De acordo com o motor utilizado neste veículo, estes programas terão as seguintes configurações, o menor consumo específico é na faixa de 2500 rpm a 2800 rpm, enquanto a maior aceleração ao longo do tempo é obtida mantendo o motor na rotação de maior potência, ou seja, na faixa entre 5000 e 5200 rpm. A seguir, pode-se verificar uma simulação de desempenho de acelerações para as transmissões manuais e da CVT projetada :

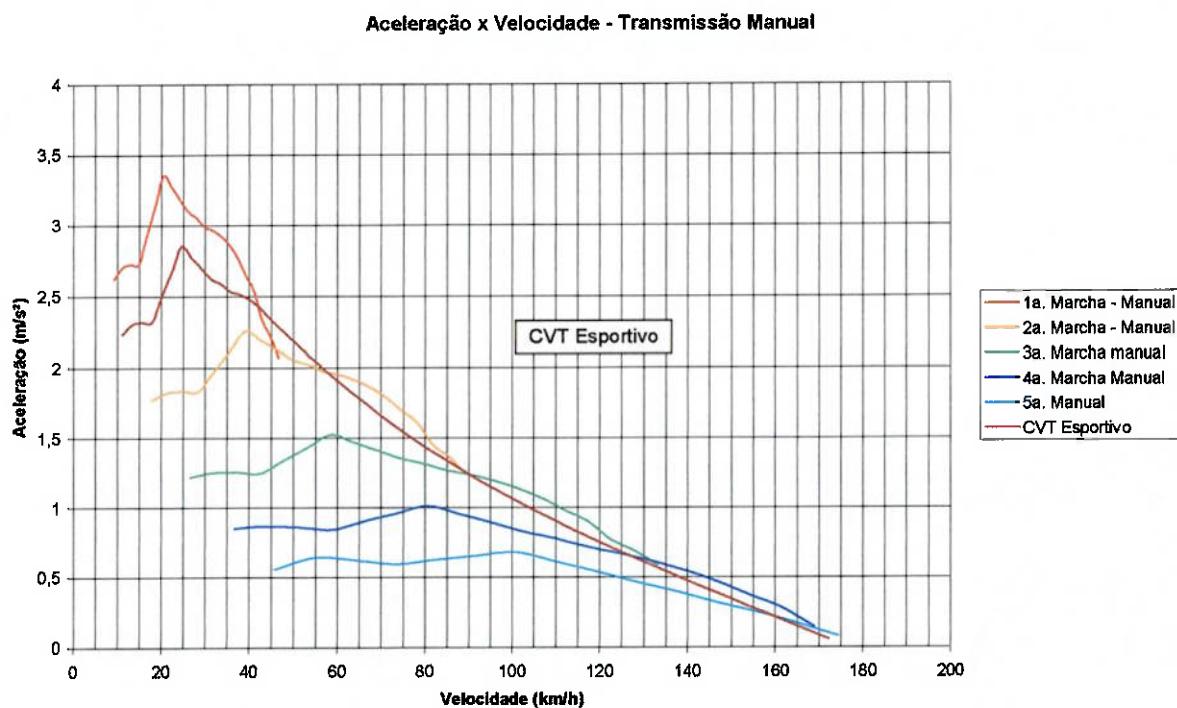


Figura 37 – Gráfico Aceleração x Velocidade – CVT Esportivo x Manual

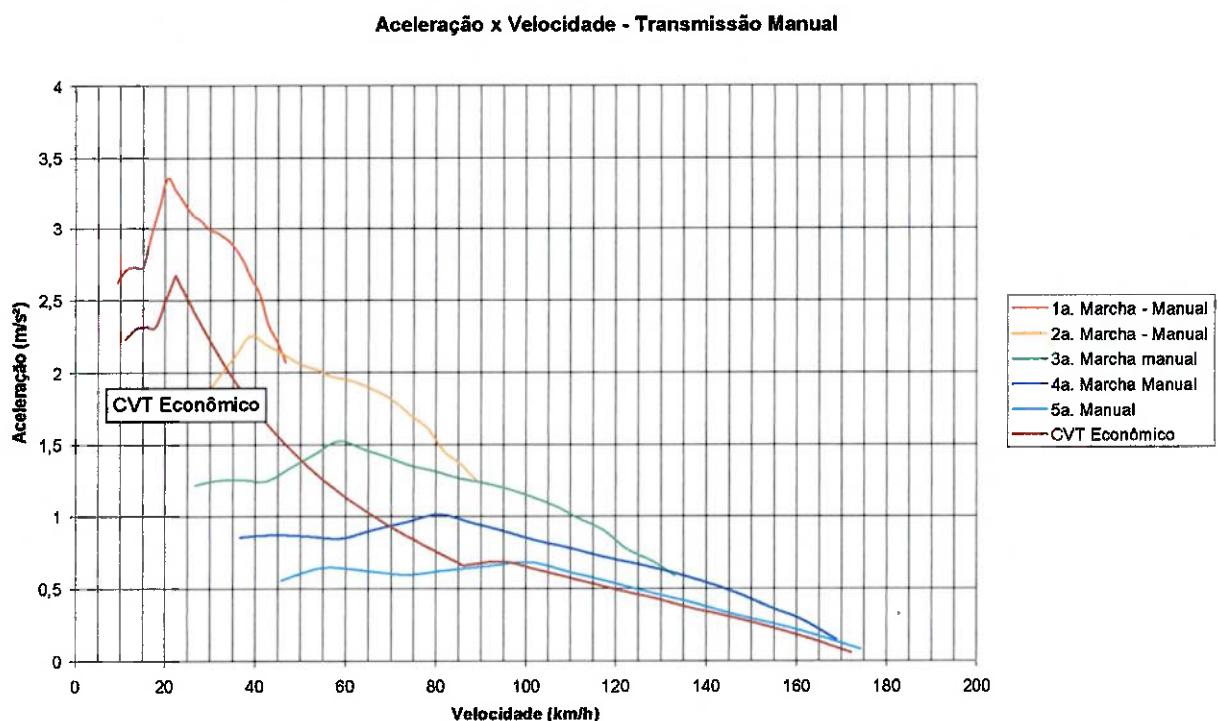


Figura 38 – Gráfico Aceleração x Velocidade – CVT Econômico x Manual

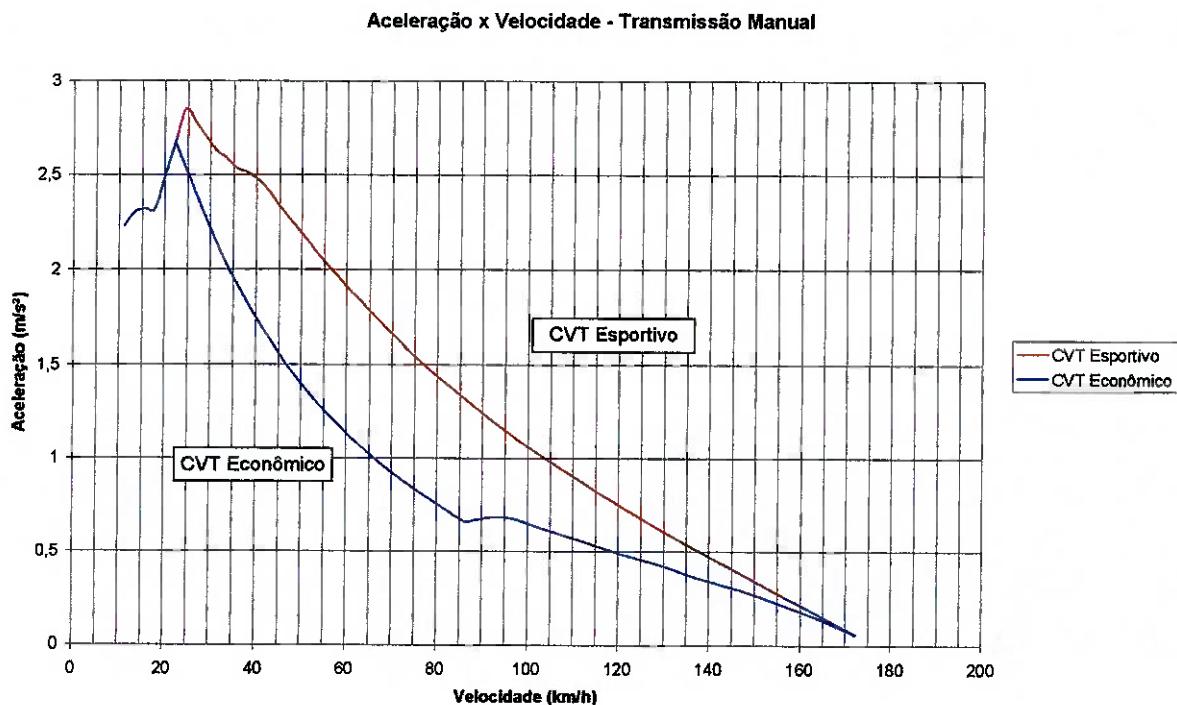


Figura 39 – Gráfico Aceleração x Velocidade – CVT Econômico x Esportivo

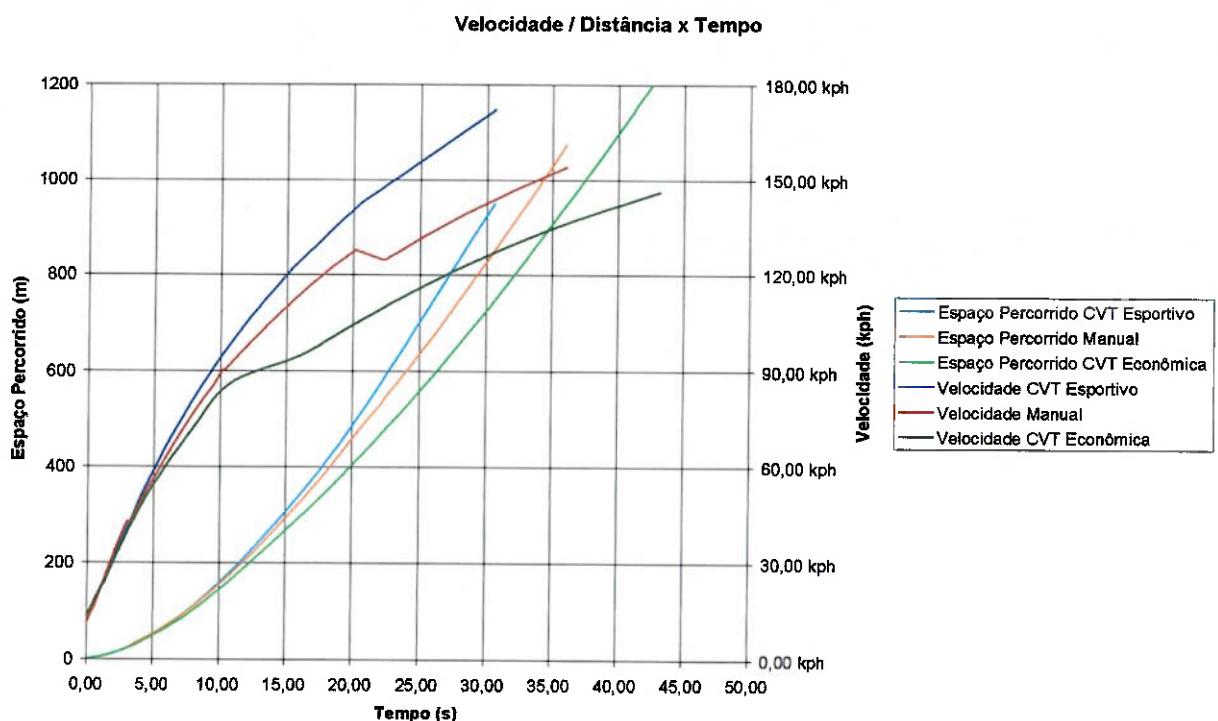


Figura 40 – Gráfico Velocidade x Distância

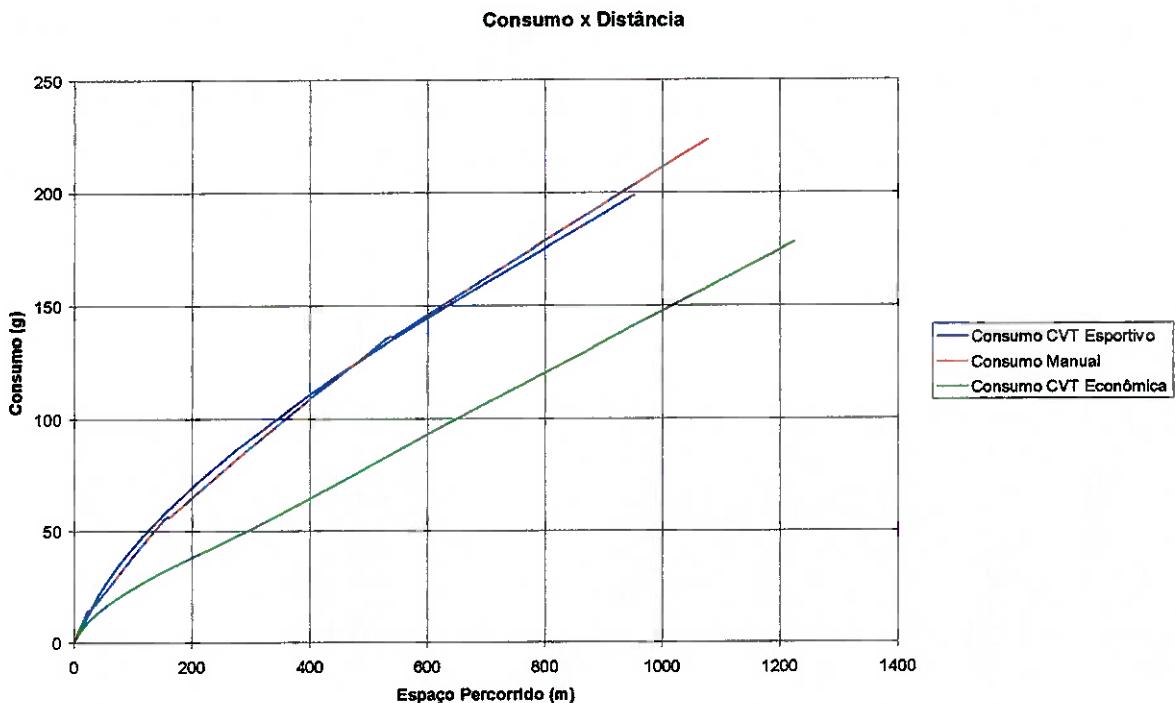


Figura 41 – Consumo x Distância

No caso da transmissão manual, verifica-se que a configuração do câmbio é 4+E, ou seja, a quinta marcha existe para economia de combustível, trabalhando em um regime mais baixo de rotações em relação à 4^a. Marcha. Porém a velocidade máxima alcançada é igual em ambas.

Para a transmissão CVT, verifica-se que a aceleração máxima obtida na primeira marcha manual é maior que obtida na programação esportiva, isso se deve a menor relação de transmissão. Porém resulta em menor utilização da primeira marcha, já que a rotação será mais alta do que para as CVTs, provocando um maior consumo de combustível, e maior ruído. Para o uso urbano, não é necessário uma relação tão baixa, permitindo uma otimização da utilização do automóvel. Confirmado, pelos resultados de desempenho da CVT Esportiva que superam a transmissão manual.

A diferenciação entre os programas de controle pode ser verificada claramente no gráfico da transmissão CVT (Figura 39), onde o programa esportivo permite maiores acelerações, chegando na relação de transmissão final praticamente na velocidade

máxima, enquanto o programa econômico utiliza esta relação a partir de 85 km/h para economia de combustível, porém desempenho pior em sua aceleração.

Apesar de ter piores acelerações, o modo econômico disponibiliza o necessário para um motorista em sua rotina diária na cidade, e proporciona uma grande melhora no consumo de combustível (Figura 41), emissão de poluentes e também no conforto acústico, já que o motor atuará em rotações baixas a maior parte do tempo.

A partir do Gráfico Velocidade x Distância (Figura 40), verifica-se que o desempenho do CVT esportivo supera em aceleração 0 a 100 km/h os valores obtidos para o modelo com transmissão manual, que se assemelham aos divulgados pela montadora, confirmando os resultados obtidos com a simulação realizada.

Como este modelo não apresenta uma transmissão automática, não foi possível comparar os desempenhos, porém com certeza os valores obtidos para uma transmissão automática seriam piores pois estas possuem os degraus e ainda há a queda de eficiência devido ao conversor de torque. Comparando-se, uma transmissão CVT possui em torno de 3 solenóides e 9 válvulas hidráulicas enquanto uma transmissão automática possui 6 solenóides e 20 válvulas hidráulicas.

A transmissão IVT obteria melhores resultados. Testes realizados apontam para 17% de economia de combustível em comparação a uma transmissão manual, enquanto uma CVT não obtém tanto êxito, algo em torno de 10 a 12%. Esta diferenciação está na eliminação do conversor de torque e o uso de tecnologias avançadas.

Na tabela abaixo, é realizada uma comparação qualitativa das opções de transmissão para um automóvel, com suas vantagens e desvantagens:

Manual	Desconforto	Bom rendimento
Automático	Maior Consumo Rendimento baixo Custo Alto	Conforto
CVT	Sensação	Conforto <10% Consumo MT Menor emissão Custo Razoável
IVT	Custo Médio-Alto Sensação	< 17% Consumo MT Menor emissão

Tabela 13 – Comparação

Na Figura 42 é possível comparar os diversos tipos de CVT e seus potenciais de aplicação. Onde pode ser verificado que para o motor utilizado de 165 Nm, a correia metálica é realmente o mais recomendado.

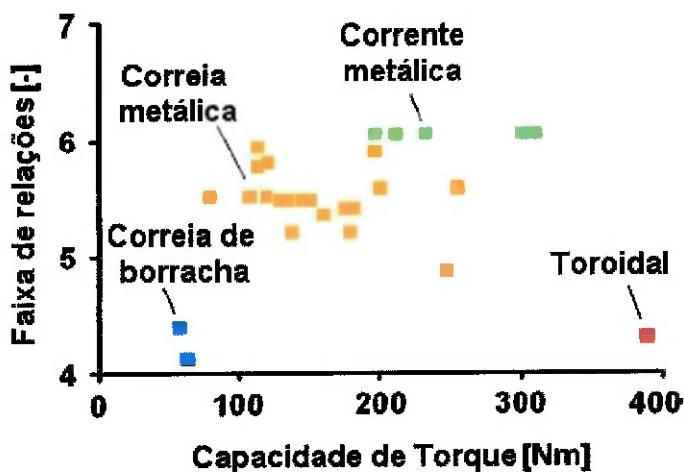


Figura 42 – Potencial de uso por tipo de CVT

11. CONCLUSÕES

A transmissão CVT mostrou vantajosa em comparação a transmissão manual, pois além de não possuir os degraus, com um funcionamento suave, ela possibilita trabalhar em uma grande faixa de velocidades na rotação de menor consumo específico. Além disso, na programação esportiva, o motor será usufruído ao máximo, ao permanecer na maior aceleração, obtendo resultado melhores que a transmissão manual.

A viabilidade de utilização desta transmissão não esbarra nem no custo, como mencionado, se tornando alternativas mais baratas que as transmissões automáticas. Nos carros pequenos luxuosos, os compradores visam um conforto maior, disponibilizando mais dinheiro para a compra de itens de conforto. Inclusive a existência da transmissão CVT no veículo pode ser utilizado como marketing, mencionando as vantagens obtidas por ela, em conjunto com uma conscientização da nova maneira que o conjunto de powertrain funciona, sem relação entre a rotação em cada marcha e o torque disponível.

Atualmente, muitos fabricantes de automóveis estão desenvolvendo automóveis híbridos e com células de combustível para obter melhores consumos de combustíveis, e redução das emissões de poluentes. Porém, estas tecnologias são demasiadamente caras, afetando o preço final do produto. Uma transmissão CVT ou IVT pode trazer um benefício equivalente a estas tecnologias, com um custo muito menor de desenvolvimento e manufatura. Onde uma transmissão CVT ou IVT pode custar, em grandes volumes, o mesmo ou até menos que uma transmissão automática, devido a menor quantidade de peças existentes, que também influi em menor probabilidade de falhas no sistema e menor manutenção. Portanto em um futuro próximo carros utilizando estes tipos de transmissões estudadas neste trabalho devem se tornar mais comuns, e possivelmente tornando-se padrão do mercado automobilístico, tanto para automóveis urbanos como para qualquer tipo de aplicação automobilística.

12. BIBLIOGRAFIA

- [1] - Heisler, Heinz **Advanced Vehicle Technology, Second Edition.** Butterworth-Heinemann: Agosto de 2002.
- [2] - Bosch, Robert **Automotive Handbook.** 5 Ed SAE: Dezembro 2000.
- [3] - Pellizzari Junior, Walter S. **Projeto básico de transmissão automática com relação continuamente variável para automóvel de pequeno porte.** São Paulo, 2002. Trabalho de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [4] - Revilla i Soller, Xavier. **Modelagem e Estudo de Comportamento de uma Transmissão Automática tipo CVT para automóveis** São Paulo, 2002. Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [5] - Poltronieri, Marcelo Matos. **Estudo Comparativo de desempenho entre os motopropulsores de veículos populares nacionais.** São Paulo, 2002. Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [6] - Rupcic, Jorge Radosevic. **Processo de análise e direcionamento de projeto de powertrain para o melhor consumo de combustível veicular.** São Paulo, 2002. Trabalho de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [7] - Ellinger, Herbert E. **Automechanics.** Prentice-Hall. 1972.
- [8] - Notas de Aula – Curso de Engenharia Automotiva I – Poli-USP, 2003
- [9] - Notas de Aula – Curso de Elementos de Máquina – Poli-USP, 2001
- [10] - Tamoto, Y., Tsubochi, T, Hata, H, **Traction drive CVT fluid Technology.** '98 CVT Symp, Yokohama. 1998
- [11] - SAE Technical Briefs - http://www.sae.org/automag/techbriefs_01-00/03.htm
- [12] - NSK Development - http://www.nsk.com/eng/journal/mc09/development_cvt.pdf
- [13] - Traction Fluid - <http://www.idemitsu.co.jp/lube/english/topics/tdf/tdf.html>
- [14] - Torotrak – www.torotrak.com
- [15] - Chevrolet - <http://www.chevrolet.com.br>

- [16] - BestCars Website – <http://www.uol.com.br/bestcars/>
- [17] - Histomobile - <http://www.histomobile.com/histomob/tech/2/83.htm>
- [18] - SAE Technical Paper. Akehurst, S, **The Effect of Lubrificant Temperature on the loss mechanics associated with an Automotive Metal V-Belt CVT.** 2001.01.1872

ANEXO 1 – PLANILHAS DE CÁLCULO

Raios Polias

Ultima			Primeira		
i	0,410		i	1,59	
R2	25,000	50,000	R1	33,826	67,651
R1	60,976	121,951	R2	53,783	107,565
C'	181,951				
C	174,758		C''	174,758	
L	626,886		L	626,886	

a	0,000498
b	4,0663
c	-277,369
Δ	4,133677
β	11
tanβ	0,19438

	R			ΔL		
	i polias	i CVT	Motora	Movida	Motora	Movida
1	0,41	0,80	60,976	25,000	0,000	11,190
2	0,44	0,86	59,936	26,342	0,404	10,668
3	0,47	0,92	58,918	27,633	0,800	10,166
4	0,50	0,98	57,922	28,874	1,187	9,683
5	0,53	1,03	56,949	30,069	1,566	9,219
6	0,56	1,09	55,997	31,218	1,935	8,772
7	0,59	1,15	55,067	32,324	2,297	8,342
8	0,62	1,21	54,159	33,389	2,650	7,928
9	0,65	1,27	53,272	34,414	2,995	7,530
10	0,68	1,32	52,407	35,401	3,331	7,146
11	0,71	1,38	51,562	36,351	3,660	6,777
12	0,73	1,44	50,737	37,266	3,980	6,421
13	0,76	1,50	49,933	38,149	4,293	6,078
14	0,79	1,56	49,148	38,999	4,598	5,747
15	0,82	1,61	48,382	39,818	4,896	5,429
16	0,85	1,67	47,635	40,609	5,186	5,121
17	0,88	1,73	46,907	41,372	5,469	4,825
18	0,91	1,79	46,196	42,108	5,746	4,539
19	0,94	1,84	45,503	42,818	6,015	4,263
20	0,97	1,90	44,827	43,504	6,278	3,996
21	1,00	1,96	44,159	44,159	6,538	3,741
22	1,03	2,02	43,524	44,808	6,785	3,489
23	1,06	2,08	42,896	45,427	7,029	3,249
24	1,09	2,13	42,283	46,025	7,267	3,016
25	1,12	2,19	41,686	46,604	7,499	2,791
26	1,15	2,25	41,102	47,165	7,726	2,573
27	1,18	2,31	40,533	47,707	7,947	2,362
28	1,21	2,36	39,977	48,233	8,163	2,158
29	1,24	2,42	39,435	48,741	8,374	1,960
30	1,27	2,48	38,905	49,235	8,580	1,768
31	1,30	2,54	38,388	49,712	8,781	1,582
32	1,32	2,60	37,883	50,176	8,978	1,402
33	1,35	2,65	37,390	50,625	9,169	1,227
34	1,38	2,71	36,908	51,062	9,357	1,058
35	1,41	2,77	36,437	51,485	9,540	0,893
36	1,44	2,83	35,976	51,896	9,719	0,734
37	1,47	2,89	35,527	52,295	9,894	0,578
38	1,50	2,94	35,087	52,683	10,065	0,428
39	1,53	3,00	34,657	53,060	10,232	0,281
40	1,56	3,06	34,237	53,426	10,395	0,139
41	1,59	3,12	33,826	53,783	10,555	0,000

Curva do motor 1.8 - 8 valvulas

RPM	Torque (Nm)	Potencia (kW)	Consumo (g/kWh)	1a. Marcha - CVT				1a. Marcha - Manual			
				Fx disp	V	ax m/s ²	Teta	Fx disp	V	ax m/s ²	Teta
1250	130	17	315	5050,99	11,17644	2,230349	6552,927	9,348655	2,625356		
1500	134	22	310	5206,4	13,41172	2,301307	6754,556	11,21839	2,70846		
1750	135	25	305	5245,26	15,64701	2,318186	6804,963	13,08812	2,728696		
2000	135	28	300	5245,26	17,8823	2,316927	6804,963	14,95785	2,727905		
2250	145	34	295	5633,8	20,11759	2,495203	7309,034	16,82758	2,936219		
2500	155	40	285	6022,33	22,35287	2,67331	7813,106	18,69731	3,144426		
2750	165	47	290	6410,87	24,58816	2,85125	831,177	20,56704	3,352528		
3000	161	51	300	6255,46	26,82345	2,77439	8115,549	22,43677	3,267633		
3250	157	54	310	6100,04	29,05874	2,70346	7913,92	24,3065	3,182632		
3500	153	56	305	5944,63	31,29402	2,629313	7712,292	26,17623	3,097526		
3750	151	60	300	5866,92	33,52931	2,590938	7611,477	28,04596	3,054156		
4000	148	63	305	5750,36	35,7646	2,534426	7460,256	29,9157	2,98976		
4250	147	67	315	5711,5	37,99988	2,513686	7409,849	31,78543	2,9671		
4500	145	69	320	5633,8	40,23517	2,474808	7309,034	33,65516	2,923414		
4750	142	72	325	5517,23	42,47046	2,417792	7157,813	35,52489	2,858701		
5000	138	74	330	5361,82	44,70575	2,342638	6956,185	37,39462	2,772963		
5250	132	75	335	5128,7	46,94103	2,231376	6653,742	39,26435	2,645277		
5500	127	75	345	4934,43	49,17632	2,137916	6401,706	41,13408	2,538407		
5750	117	73	350	4545,89	51,41161	1,954437	5897,635	43,00381	2,326827		
6000	112	71	360	4351,62	53,6469	1,860641	5645,599	44,87354	2,219746		
6250	105	69	380	4079,65	55,88218	1,730737	5292,749	46,74327	2,070718		

2a. Marcha				3a. Marcha				4a. Marcha				
Fx	disp	V	ax m/s ²	Fx	disp	V	ax m/s ²	Fx	disp	V	ax m/s ²	Teta
3443,361	17,79106	1,768921		2301,43	26,61869	1,21567		1668,976	36,70577	0,851445		
3549,311	21,34927	1,824559		2372,244	31,94243	1,250922		1720,329	44,04693	0,869636		
3575,798	24,90749	1,835869		2389,947	37,26616	1,253484		1733,168	51,38808	0,861947		
3575,798	28,4657	1,832066		2389,947	42,5899	1,244334		1733,168	58,72923	0,844039		
3840,672	32,02391	1,973823		2566,98	47,91364	1,33887		1861,55	66,07039	0,902053		
4105,546	35,58212	2,115073		2744,013	53,23738	1,432185		1989,933	73,41154	0,95768		
4370,42	39,14034	2,255817		2921,046	58,56112	1,524281		2118,316	80,7527	1,010919		
4264,471	42,69855	2,191557		2850,233	63,88485	1,468291		2066,963	88,09385	0,952136		
4158,521	46,25676	2,126791		2779,42	69,20859	1,41108		2015,61	95,435	0,890965		
4052,571	49,81497	2,061517		2708,606	74,53233	1,35265		1964,257	102,7762	0,827407		
3999,597	53,37319	2,02495		2673,2	79,85607	1,313981		1938,58	110,1173	0,777122		
3920,134	56,9314	1,973269		2620,09	85,1798	1,263601		1900,065	117,4585	0,716619		
3893,647	60,48961	1,950294		2602,387	90,50354	1,232982		1887,227	124,7996	0,669391		
3840,672	64,04782	1,912206		2566,98	95,82728	1,190654		1861,55	132,1408	0,611943		
3761,21	67,60604	1,859003		2513,87	101,151	1,136614		1823,035	139,4819	0,544277		
3655,261	71,16425	1,790687		2443,057	106,4748	1,070865		1771,682	146,8231	0,466392		
3496,336	74,72246	1,69265		2336,837	111,7985	0,982914		1694,653	154,1642	0,370457		
3363,899	78,28067	1,608712		2248,32	117,1222	0,904235		1630,461	161,5054	0,279966		
3099,025	81,83889	1,451234		2071,287	122,446	0,771883		1502,079	168,8465	0,147931		
2966,588	85,3971	1,366282		1982,771	127,7697	0,690763		1437,887	176,1877	0,052664		
2781,176	88,95531	1,25161		1858,848	133,0934	0,587443		1348,019	183,5289	-0,06065		

5a. Marcha - Manual				5a. Marcha - CVT			
Fx disp	V	ax m/s ²	Teta	Fx disp	V	ax m/s ²	Teta
1201,663	45,88221	0,55613	1311,315	43,04998	0,627655		
1376,263	55,05866	0,643133	1351,663	51,65997	0,63426		
1386,534	64,2351	0,624933	1361,75	60,26997	0,618928		
1386,534	73,41154	0,59662	1361,75	68,87997	0,594073		
1489,24	82,58798	0,627923	1462,62	77,48996	0,627985		
1591,946	91,76443	0,655451	1563,49	86,09996	0,658583		
1694,653	100,9409	0,679204	1664,361	94,70995	0,685867		
1653,57	110,1173	0,610433	1624,013	103,3199	0,622925		
1612,488	119,2938	0,537888	1583,665	111,9299	0,556668		
1571,405	128,4702	0,461567	1543,316	120,5399	0,487098		
1550,864	137,6466	0,394149	1523,142	129,1499	0,426663		
1520,052	146,8231	0,316617	1492,881	137,7599	0,35664		
1509,782	155,9995	0,247989	1482,794	146,3699	0,295752		
1489,24	165,176	0,169246	1462,62	154,9799	0,225341		
1458,428	174,3524	0,080389	1432,359	163,5899	0,145409		
1417,346	183,5289	-0,01858	1392,011	172,1999	0,055955		
1355,722	192,7053	-0,13401	1331,489	180,8099	-0,04923		
1304,369	201,8817	-0,24687	1281,053	189,4199	-0,15152		
1201,663	211,0582	-0,3952	1180,183	198,0299	-0,28816		
1150,31	220,2346	-0,51561	1129,748	206,6399	-0,39708		
1078,415	229,4111	-0,65248	1059,139	215,2499	-0,52173		

Relações de Transmissão	
1a.	3,73
2a.	1,96
3a.	1,31
4a.	0,95
5a.	0,76
Diferenc	3,94

Meq
 2409,417248
 1813,360198
 1687,56519
 1639,413312
 1620,18452

Massa	1525
sen teta	0,3
Resist R _o	224,175
Mg sen teta	4483,5
aceleração	0,5
Area (m ²)	2,35
Cd	0,327
raio roda	0,29155

Relações CVT

1a. 3,12 2162,118053
 Ultima 0,81 1624,830442

Rendimentos de Transmissão	
1a.	1
2a.	1
3a.	1
4a.	1
5a.	0,9
Diferenc	1
CVT	0,9215

Relações Variáveis	i	Máxima Potência				Menor Consumo			
		V(5000)	Fx(5000)	ax(5000)	teta(2750)	V(2500)	Fx(2500)	ax(2500)	teta(2500)
2162,118	3,12	44,70575	5361,82	2,342638		22,35287	6022,334	2,67331	
2102,794	2,96	47,20201	5078,262	2,269918		23,601	5703,845	2,59628	
2046,692	2,79	49,99352	4794,704	2,18878		24,99676	5385,356	2,510631	
1993,813	2,63	53,13597	4511,146	2,098708		26,56799	5066,867	2,416003	
1944,156	2,46	56,69997	4227,589	1,999148		28,34999	4748,378	2,312064	
1897,722	2,30	60,77644	3944,031	1,889479		30,38822	4429,89	2,198519	
1854,511	2,13	65,48447	3660,473	1,768963		32,74224	4111,401	2,075098	
1814,522	1,97	70,98317	3376,915	1,636657		35,49159	3792,912	1,941553	
1777,755	1,80	77,48996	3093,357	1,491266		38,74498	3474,423	1,79762	
1744,211	1,64	85,31005	2809,8	1,330867		42,65502	3155,934	1,642967	
1713,89	1,47	94,88567	2526,242	1,152401		47,44283	2837,446	1,477065	
1686,791	1,31	106,8827	2242,684	0,950693		53,44135	2518,957	1,298951	
1662,915	1,14	122,3526	1959,126	0,716376		61,17628	2200,468	1,106715	
1642,262	0,98	143,0584	1675,569	0,431191		71,52919	1881,979	0,896318	
1624,83	0,81	172,1999	1392,011	0,055955		86,09996	1563,49	0,658583	

Velocidade x Distância Percorrida

CVT Econômica

t	v inicial (m/s)	V final (m/s)	S (m)	Consumo i consumo f
0,00	3,10 m/s	3,73 m/s	0	0,00 g 0,52 g
0,27	3,73 m/s	4,35 m/s	1,11	0,52 g 0,57 g
0,27	4,35 m/s	4,97 m/s	1,25	0,57 g 0,63 g
0,27	4,97 m/s	5,59 m/s	1,41	0,63 g 0,72 g
0,26	5,59 m/s	6,21 m/s	1,52	0,72 g 0,76 g
0,24	6,21 m/s	6,83 m/s	1,53	0,76 g 0,42 g
0,13	6,83 m/s	6,94 m/s	0,89	0,42 g 0,48 g
0,15	6,94 m/s	7,38 m/s	1,09	0,48 g 0,56 g
0,18	7,38 m/s	7,87 m/s	1,35	0,56 g 0,66 g
0,21	7,87 m/s	8,44 m/s	1,71	0,66 g 0,79 g
0,25	8,44 m/s	9,10 m/s	2,20	0,79 g 0,97 g
0,31	9,10 m/s	9,86 m/s	2,90	0,97 g 1,20 g
0,38	9,86 m/s	10,76 m/s	3,92	1,20 g 1,53 g
0,48	10,76 m/s	11,85 m/s	5,46	1,53 g 2,00 g
0,63	11,85 m/s	13,18 m/s	7,90	2,00 g 2,70 g
0,85	13,18 m/s	14,84 m/s	11,95	2,70 g 3,80 g
1,20	14,84 m/s	16,99 m/s	19,11	3,80 g 5,66 g
1,79	16,99 m/s	19,87 m/s	32,92	5,66 g 9,09 g
2,87	19,87 m/s	23,92 m/s	62,86	9,09 g 16,49 g
5,21	23,92 m/s	26,31 m/s	130,74	16,49 g 13,47 g
3,56	26,31 m/s	28,70 m/s	97,86	13,47 g 15,53 g
3,65	28,70 m/s	31,09 m/s	109,26	15,53 g 18,86 g
4,06	31,09 m/s	33,48 m/s	130,93	18,86 g 21,74 g
4,58	33,48 m/s	35,87 m/s	158,93	21,74 g 26,17 g
5,23	35,87 m/s	38,27 m/s	194,06	26,17 g 32,60 g
6,11	38,27 m/s	40,66 m/s	240,99	32,60 g 42,98 g
7,33	40,66 m/s	43,05 m/s	306,87	42,98 g 56,30 g
9,18	43,05 m/s	45,44 m/s	406,15	56,30 g 83,86 g
12,90	45,44 m/s	47,83 m/s	601,70	83,86 g 161,14 g
23,75	47,83 m/s		161,14 g	0,00 g

Totais				
t	V	V (km/h)	S (m)	Consumo (
0,00	3,73 m/s	13,41 kph	0	0
0,27	4,35 m/s	15,65 kph	1,11 m	0,52 g
0,54	4,97 m/s	17,88 kph	2,36 m	1,09 g
0,81	5,59 m/s	20,12 kph	3,77 m	1,71 g
1,07	6,21 m/s	22,35 kph	5,29 m	2,43 g
1,31	6,83 m/s	23,60 kph	6,83 m	3,19 g
1,44	6,94 m/s	25,00 kph	7,72 m	3,61 g
1,59	7,38 m/s	26,57 kph	8,80 m	4,09 g
1,77	7,87 m/s	28,35 kph	10,15 m	4,65 g
1,98	8,44 m/s	30,39 kph	11,86 m	5,32 g
2,23	9,10 m/s	32,74 kph	14,06 m	6,11 g
2,54	9,86 m/s	35,49 kph	16,96 m	7,08 g
2,92	10,76 m/s	38,74 kph	20,88 m	8,28 g
3,40	11,85 m/s	42,66 kph	26,35 m	9,81 g
4,03	13,18 m/s	47,44 kph	34,25 m	11,81 g
4,88	14,84 m/s	53,44 kph	46,20 m	14,51 g
6,08	16,99 m/s	61,18 kph	65,31 m	18,31 g
7,87	19,87 m/s	71,53 kph	98,23 m	23,97 g
10,74	23,92 m/s	86,10 kph	161,09 m	33,06 g
15,95	26,31 m/s	94,71 kph	291,83 m	49,55 g
19,51	28,70 m/s	103,32 kph	389,69 m	63,02 g
23,16	31,09 m/s	111,93 kph	498,95 m	78,55 g
27,22	33,48 m/s	120,54 kph	629,88 m	97,41 g
31,80	35,87 m/s	129,15 kph	788,80 m	119,15 g
37,03	38,27 m/s	137,76 kph	982,87 m	145,33 g
43,14	40,66 m/s	146,37 kph	1223,86 m	177,92 g
50,47	43,05 m/s	154,98 kph	1530,73 m	220,91 g
59,65	45,44 m/s	163,59 kph	1936,88 m	277,21 g
72,55	47,83 m/s	172,20 kph	2538,59 m	361,07 g
				522,20 g

Velocidade x Distância Percorrida

CVT Esportiva

t	v inicial (m/s)	V final (m/s)	S (m)	Consumo i consumo f
0,00	3,10 m/s	3,73 m/s	0	0,00 g 0,52 g
0,27	3,73 m/s	4,35 m/s	1,11	0,52 g 0,57 g
0,27	4,35 m/s	4,97 m/s	1,25	0,57 g 0,63 g
0,27	4,97 m/s	5,59 m/s	1,41	0,63 g 0,72 g
0,26	5,59 m/s	6,21 m/s	1,52	0,72 g 0,76 g
0,24	6,21 m/s	6,83 m/s	1,57	0,76 g 0,85 g
0,22	6,83 m/s	7,45 m/s	1,61	0,85 g 0,94 g
0,22	7,45 m/s	8,07 m/s	1,71	0,94 g 1,05 g
0,23	8,07 m/s	8,69 m/s	1,90	1,05 g 1,10 g
0,23	8,69 m/s	9,31 m/s	2,10	1,10 g 1,19 g
0,24	9,31 m/s	9,93 m/s	2,29	1,19 g 1,29 g
0,24	9,93 m/s	10,56 m/s	2,48	1,29 g 1,44 g
0,25	10,56 m/s	11,18 m/s	2,67	1,44 g 1,53 g
0,25	11,18 m/s	11,80 m/s	2,86	1,53 g 1,65 g
0,25	11,80 m/s	12,42 m/s	3,07	1,65 g 1,77 g
0,26	12,42 m/s	13,11 m/s	3,33	1,77 g 2,04 g
0,30	13,11 m/s	13,89 m/s	4,06	2,04 g 2,36 g
0,35	13,89 m/s	14,76 m/s	4,98	2,36 g 2,76 g
0,41	14,76 m/s	15,75 m/s	6,21	2,76 g 3,28 g
0,48	15,75 m/s	16,88 m/s	7,88	3,28 g 3,95 g
0,58	16,88 m/s	18,19 m/s	10,21	3,95 g 4,85 g
0,71	18,19 m/s	19,72 m/s	13,55	4,85 g 6,08 g
0,90	19,72 m/s	21,52 m/s	18,50	6,08 g 7,84 g
1,16	21,52 m/s	23,70 m/s	26,13	7,84 g 10,44 g
1,54	23,70 m/s	26,36 m/s	38,53	10,44 g 14,53 g
2,14	26,36 m/s	29,69 m/s	60,03	14,53 g 21,50 g
3,17	29,69 m/s	33,99 m/s	100,90	21,50 g 34,97 g
5,16	33,99 m/s	39,74 m/s	190,04	34,97 g 68,00 g
10,02	39,74 m/s	47,83 m/s	438,91	68,00 g 225,44 g
33,23	47,83 m/s	47,83 m/s	1589,68	225,44 g 0,00 g

Totais				
t	V	V (km/h)	S (m)	Consumo (
0,00	3,73 m/s	13,41 kph	0	0
0,27	4,35 m/s	15,65 kph	1,11 m	0,52 g
0,54	4,97 m/s	17,88 kph	2,36 m	1,09 g
0,81	5,59 m/s	20,12 kph	3,77 m	1,71 g
1,07	6,21 m/s	22,35 kph	5,29 m	2,43 g
1,31	6,83 m/s	24,59 kph	6,86 m	3,19 g
1,53	7,45 m/s	26,82 kph	8,47 m	4,04 g
1,75	8,07 m/s	29,06 kph	10,18 m	4,98 g
1,98	8,69 m/s	31,29 kph	12,08 m	6,04 g
2,21	9,31 m/s	33,53 kph	14,17 m	7,14 g
2,45	9,93 m/s	35,76 kph	16,46 m	8,33 g
2,69	10,56 m/s	38,00 kph	18,95 m	9,62 g
2,94	11,18 m/s	40,24 kph	21,62 m	11,07 g
3,19	11,80 m/s	42,47 kph	24,48 m	12,59 g
3,44	12,42 m/s	44,71 kph	27,55 m	14,24 g
3,70	13,11 m/s	47,20 kph	30,88 m	16,01 g
4,00	13,89 m/s	49,99 kph	34,94 m	18,05 g
4,35	14,76 m/s	53,14 kph	39,92 m	20,41 g
4,76	15,75 m/s	56,70 kph	46,13 m	23,17 g
5,24	16,88 m/s	60,78 kph	54,02 m	26,45 g
5,82	18,19 m/s	65,48 kph	64,23 m	30,40 g
6,54	19,72 m/s	70,98 kph	77,78 m	35,25 g
7,44	21,52 m/s	77,49 kph	96,28 m	41,33 g
8,59	23,70 m/s	85,31 kph	122,41 m	49,17 g
10,13	26,36 m/s	94,89 kph	160,94 m	59,62 g
12,27	29,69 m/s	106,88 kph	220,97 m	74,15 g
15,44	33,99 m/s	122,35 kph	321,87 m	95,65 g
20,60	39,74 m/s	143,06 kph	511,91 m	130,62 g
30,62	47,83 m/s	172,20 kph	950,82 m	198,61 g
63,86	47,83 m/s	172,20 kph	2540,50 m	424,05 g

Velocidade x Distância Percorrida

Manual

t	v inicial (m/s)	v final (m/s)	S (m)	Consumo i	consumo f
0,00	2,60	3,12	0	0,00 g	0,37 g
0,19	3,12	3,64	0,66	0,37 g	0,40 g
0,19	3,64	4,15	0,74	0,40 g	0,44 g
0,19	4,15	4,67	0,84	0,44 g	0,51 g
0,18	4,67	5,19	0,90	0,51 g	0,54 g
0,17	5,19	5,71	0,93	0,54 g	0,61 g
0,16	5,71	6,23	0,95	0,61 g	0,67 g
0,16	6,23	6,75	1,02	0,67 g	0,75 g
0,16	6,75	7,27	1,13	0,75 g	0,78 g
0,17	7,27	7,79	1,25	0,78 g	0,84 g
0,17	7,79	8,31	1,36	0,84 g	0,92 g
0,17	8,31	8,83	1,47	0,92 g	1,02 g
0,17	8,83	9,35	1,58	1,02 g	1,08 g
0,18	9,35	9,87	1,69	1,08 g	1,17 g
0,18	9,87	10,39	1,82	1,17 g	1,25 g
0,18	10,39	10,91	1,96	1,25 g	1,34 g
0,19	10,91	11,43	2,14	1,34 g	1,44 g
0,20	11,43	11,86	2,33	1,44 g	0,00 g
0,20	11,86	11,86	2,37	0,00 g	1,89 g
0,44	11,86	12,85	7,96	1,89 g	2,13 g
0,46	12,85	13,84	6,11	2,13 g	2,24 g
0,47	13,84	14,83	6,76	2,24 g	2,42 g
0,48	14,83	15,81	7,41	2,42 g	2,64 g
0,49	15,81	16,80	8,06	2,64 g	2,95 g
0,50	16,80	17,79	8,71	2,95 g	3,14 g
0,51	17,79	18,78	9,36	3,14 g	3,41 g
0,52	18,78	19,77	10,10	3,41 g	3,67 g
0,54	19,77	20,76	10,97	3,67 g	3,96 g
0,57	20,76	21,74	12,06	3,96 g	4,30 g
0,60	21,74	22,73	13,32	4,30 g	4,58 g
0,65	22,73	23,72	15,01	4,58 g	4,98 g
0,70	23,72	25,14	17,14	4,98 g	0,00 g
0,20	25,14	25,14	5,03	0,00 g	6,95 g
1,18	25,14	26,62	30,66	6,95 g	7,48 g
1,22	26,62	28,10	33,39	7,48 g	8,26 g
1,27	28,10	29,58	36,65	8,26 g	9,09 g
1,34	29,58	31,06	40,62	9,09 g	10,05 g
1,44	31,06	32,53	45,79	10,05 g	11,26 g
1,57	32,53	34,01	52,15	11,26 g	12,52 g
1,76	34,01	35,49	61,32	12,52 g	14,36 g
2,02	35,49	34,67	70,93	14,36 g	0,00 g
0,20	34,67	34,67	6,93	0,00 g	17,25 g
2,94	34,67	36,71	105,01	17,25 g	19,52 g
3,18	36,71	38,74	120,08	19,52 g	22,93 g
3,53	38,74	40,78	140,26	22,93 g	27,37 g
4,04	40,78	42,82	168,69	27,37 g	34,01 g
4,87	42,82	44,86	213,67	34,01 g	45,07 g
6,27	44,86	45,88	284,50	45,07 g	0,00 g
0,20	45,88	45,88	9,18	0,00 g	74,94 g
12,22	45,88	48,43	576,19	74,94 g	132,74 g
20,42	48,43	50,98	1015,09	132,74 g	0,00 g
82,48	50,98	0,00	2102,55	0,00 g	

Totais

t	v	V (km/h)	S (m)	Consumo (
0,00	3,12	11,22 kph	0	0
0,19	3,64	13,09 kph	0,66 m	0,37 g
0,39	4,15	14,96 kph	1,40 m	0,77 g
0,58	4,67	16,83 kph	2,24 m	1,22 g
0,76	5,19	18,70 kph	3,15 m	1,73 g
0,93	5,71	20,57 kph	4,08 m	2,27 g
1,09	6,23	22,44 kph	5,03 m	2,87 g
1,25	6,75	24,31 kph	6,05 m	3,54 g
1,41	7,27	26,18 kph	7,18 m	4,29 g
1,57	7,79	28,05 kph	8,43 m	5,08 g
1,74	8,31	29,92 kph	9,79 m	5,92 g
1,91	8,83	31,79 kph	11,26 m	6,84 g
2,09	9,35	33,66 kph	12,84 m	7,86 g
2,27	9,87	35,52 kph	14,54 m	8,94 g
2,44	10,39	37,39 kph	16,36 m	10,11 g
2,63	10,91	39,26 kph	18,32 m	11,36 g
2,82	11,43	41,13 kph	20,46 m	12,70 g
3,02	11,86	42,70 kph	22,80 m	14,14 g
3,22	11,86	42,70 kph	25,17 m	14,14 g
3,67	12,85	46,26 kph	33,13 m	16,03 g
4,12	13,84	49,81 kph	39,24 m	18,16 g
4,60	14,83	53,37 kph	46,00 m	20,39 g
5,08	15,81	56,93 kph	53,41 m	22,81 g
5,57	16,80	60,49 kph	61,48 m	25,45 g
6,08	17,79	64,05 kph	70,19 m	28,41 g
6,59	18,78	67,61 kph	79,55 m	31,55 g
7,11	19,77	71,16 kph	89,65 m	34,95 g
7,66	20,76	74,72 kph	100,63 m	38,63 g
8,22	21,74	78,28 kph	112,69 m	42,59 g
8,82	22,73	81,84 kph	126,00 m	46,89 g
9,47	23,72	85,40 kph	141,01 m	51,48 g
10,17	25,14	90,50 kph	158,15 m	56,46 g
10,37	25,14	90,50 kph	163,18 m	56,46 g
11,55	26,62	95,83 kph	193,83 m	63,40 g
12,77	28,10	101,15 kph	227,22 m	70,89 g
14,04	29,58	106,47 kph	263,87 m	79,15 g
15,38	31,06	111,80 kph	304,49 m	88,24 g
16,82	32,53	117,12 kph	350,27 m	98,29 g
18,39	34,01	122,45 kph	402,42 m	109,55 g
20,16	35,49	127,77 kph	463,74 m	122,07 g
22,18	34,67	124,80 kph	534,68 m	136,43 g
22,38	34,67	124,80 kph	541,61 m	136,43 g
25,32	36,71	132,14 kph	646,62 m	153,66 g
28,50	38,74	139,48 kph	766,70 m	173,20 g
32,03	40,78	146,82 kph	906,96 m	196,13 g
36,07	42,82	154,16 kph	1075,66 m	223,51 g
40,94	44,86	161,51 kph	1289,33 m	257,52 g
47,21	45,88	165,18 kph	1573,83 m	302,59 g
47,41	45,88	165,18 kph	1583,01 m	302,59 g
59,63	48,43	174,35 kph	2159,20 m	377,53 g
80,05	50,98	183,53 kph	3174,28 m	510,27 g
162,54	0,00	5276,83 m	510,27 g	