

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

FABRÍCIO RICARDO CASTILHOS LOPES

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM CAMBIO MANUAL E CÂMBIO CVT
APLICADO EM MOTOCICLETA

CAXIAS DO SUL

2020

FABRÍCIO RICARDO CASTILHOS LOPES

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM CAMBIO MANUAL E CÂMBIO CVT
APLICADO EM MOTOCICLETA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Máquinas, Motores e Equipamentos

Orientador Prof. Me. Adelair Lino Colombo

CAXIAS DO SUL

2020

FABRÍCIO RICARDO CASTILHOS LOPES

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM CAMBIO MANUAL E CÂMBIO CVT
APLICADO EM MOTOCICLETA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Máquinas, Motores e Equipamentos

Aprovado em 10/12/2020

Banca Examinadora:

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Celso Ferrarini
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a Deus por ter me proporcionado a saúde necessária para alcançar o objetivo traçado ao longo deste ano. A minha mãe Maria Clari e ao meu pai Valderes *in memoriam* e a todos os familiares e amigos que viveram esse sonho junto comigo, sempre me apoiando e incentivando.

RESUMO

O presente trabalho teve como objetivo uma análise de desempenho comparativa entre um câmbio convencional de motocicleta e três propostas de câmbio CVT. O câmbio CVT (sigla para transmissão continuamente variável) é um tipo de transmissão automática que utiliza duas polias interligadas por uma corrente metálica onde é possível simular uma quantidade infinita de marchas. Nesse contexto foi elaborado um projeto preliminar das polias da caixa de câmbio CVT. Além de cálculos de desempenho, também foram elaborados gráficos de desempenho referentes a forças e distribuição de marchas. Comparando os dois modelos de câmbio pode-se constatar que o câmbio CVT pode apresentar um desempenho similar e superior ao convencional a partir de alterações nas relações geométricas.

Palavras-chave: CVT. Transmissão. Motocicleta. Desempenho. Performance.

ABSTRACT

The present work aimed at a comparative performance analysis between a conventional motorcycle gearbox and three CVT gearboxes. The CVT transmission (acronym for continuously variable transmission) is a type of automatic transmission that uses two pulleys interconnected by a metallic chain where it is possible to simulate an infinite number of gears. In this context, a preliminary design of the CVT gearbox pulleys was prepared. In addition to performance calculations, performance graphs were also drawn up regarding forces and gear distribution. Comparing the two exchange models, it can be seen that the CVT exchange can present a similar and superior performance to the conventional one from changes in geometric relations.

Keywords: CVT. Streaming. Motorcycle. Performance. Performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Caixa de mudanças.....	13
Figura 2 - Árvore primária.....	14
Figura 3 - Árvore secundária.....	15
Figura 4 - Conjunto completo caixa de mudanças.....	16
Figura 5 - Mecanismo seletor de marchas.....	17
Figura 6 - Classificação para câmbios CVTs.....	19
Figura 7 - CVT de polias expansivas.....	19
Figura 8 - Geometria CVT por correia e polias.....	20
Figura 9 - CVT toroidal.....	21
Figura 10 - Forças atuando sobre um veículo em movimento.....	22
Figura 11 - Fluxograma de atividades.....	29
Figura 12 - Sistema de câmbio manual.....	30
Figura 13 - Curva de torque do motor.....	32
Figura 14 - Força trativa pela velocidade.....	36
Figura 15 - Rampa máxima.....	37
Figura 16 - Curva dente de serra.....	37
Figura 17 - Representação esquemática relação de diâmetros.....	38
Figura 18 - Representação esquemática da montagem do CVT.....	40
Figura 19 - Força trativa pela velocidade CVT.....	41
Figura 20 - Comparação força x velocidade câmbio manual e CVT.....	42
Figura 21 - Representação esquemática relação de diâmetros .2.....	43
Figura 22 - Comparação câmbio manual e configuração CVT 1.....	44
Figura 23 - Representação esquemática relação de diâmetros 3.....	45
Figura 24 - Comparação câmbio manual x CVT 2 priorizando velocidade.....	46
Figura 25 - Representação esquemática relação de diâmetros 4.....	47
Figura 26 - Comparação câmbio manual x CVT 2 priorizando força trativa.....	48
Figura 27 - Performance câmbio manual parte 1.....	52
Figura 28 - Performance câmbio manual parte 2.....	52
Figura 29 - Performance câmbio manual parte 3.....	53
Figura 30 - Performance câmbio manual parte 4.....	53

Figura 31 - Força de tração requerida em função da rampa.....	54
Figura 32 - Comet 780.....	55
Figura 33 - Comet 790.....	56
Figura 34 - Comet 770.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados da motocicleta.....	30
Tabela 2 - Dados do motor da motocicleta.....	31
Tabela 3 - Relação total de transmissão.....	34
Tabela 4 - Rendimento em função do tipo de transmissão.....	35
Tabela 5 - Performance Câmbio Manual.....	35
Tabela 6 - Performance para 3000 rpm.....	38
Tabela 7 - Performance para 7500 rpm.....	38
Tabela 8 - Performance para 9000 rpm.....	38
Tabela 9 - Performance CVT configuração 1.....	43
Tabela 10 - Performance CVT com velocidade maior.....	45
Tabela 11 - Performance CVT com força trativa maior.....	47

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CVT	Câmbio continuamente variável
DCL	Diagrama de corpo livre
DCT	Dual Clutch Transmission
RPM	Rotações por minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
SENAI	Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	10
1.1	J USTIFICATIVA.....	10
1.2	OBJETIVOS.....	11
1.2.1	Objetivo geral do trabalho.....	11
1.2.2	Objetivos específicos do trabalho.....	11
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	12
2.1	TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA.....	12
2.1.1	Transmissão manual.....	12
2.1.1.1	Caixa de mudanças.....	13
2.1.1.1.1	Árvore primária.....	14
2.1.1.1.2	Árvore secundária.....	15
2.1.1.2	Engrenamento de marchas.....	16
2.1.1.2.1	Engrenagens corredeiras.....	16
2.1.1.3	Conjunto seletor de marchas.....	17
2.1.1.4	Razão de engrenamento.....	17
2.1.2	Câmbio CVT.....	18
2.1.2.1	CVT de atrito.....	19
2.1.2.2	CVT toridal.....	20
2.2	ANÁLISE DE DESEMPENHO.....	21
2.2.1	Equação do movimento.....	22
2.2.1.1	Forças de resistência ao movimento.....	22
2.2.1.1.1	Resistência ao rolamento.....	23
2.2.1.1.2	Resistência aerodinâmica.....	23
2.2.1.1.3	Obtenção do coeficiente de arraste aeorinâmico.....	24
2.2.1.1.4	Cálculo da velocidade do veículo.....	25
2.2.1.1.5	Cálculo da velocidade do vento.....	25
2.2.1.1.6	Resistência devido à subida.....	25
2.2.2	Força motiva.....	26
2.2.2.1	Redução total de transmissão.....	27
2.2.2.2	Rendimento global de transmissão.....	27

3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	29
3.1	ETAPAS DO DESENVOLVIMENTO.....	29
3.1.1	Análise do câmbio Manual.....	30
3.1.2	Desenvolvimento planilha de cálculos.....	32
3.1.3	Elaborar gráficos de performance para câmbio manual.....	32
3.1.4	Elaborar gráficos de performance para o câmbio CVT.....	32
3.1.5	Comparar resultados.....	33
3.1.6	Desenvolvimento câmbio CVT.....	33
3.1.7	Análise de resultados e conclusão.....	33
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	34
4.1	INTRODUÇÃO.....	34
4.2	ANÁLISE CÂMBIO MANUAL.....	34
4.2.1	Performance câmbio manual.....	34
4.2.2	Análise gráfica câmbio manual.....	36
4.3	ANÁLISE CÂMBIO CVT.....	38
4.3.1	Performance câmbio CVT.....	38
4.3.2	Análise gráfica câmbio CVT.....	40
4.4	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS.....	41
4.5	PROJETO PRELIMINAR CÂMBIO CVT.....	42
4.5.1	Projeto preliminar das polias com desempenho similar.....	42
4.5.2	Projeto preliminar das polias com desempenho superior.....	44
4.5.2.1	Projeto CVT com relação de maior velocidade.....	44
4.5.2.2	Projeto CVT com relação de maior força.....	46
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	49
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	51
	APÊNDICE A – PERFORMANCE CÂMBIO MANUAL.....	52
	ANEXO A - CARACTERÍSTICAS DA TRANSMISSÃO COMET	55

1 INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna produz movimento devido a queima da mistura ar/combustível no interior dos cilindros (SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL - SENAI, 2003). Nos veículos automotores a caixa de transmissão é responsável por transmitir esse movimento às rodas do veículo.

O câmbio nada mais é que do que uma série de engrenagens de tamanhos diversos que quando acoplado aos pares, altera a relação de velocidade e força que fornecemos à roda da motocicleta (RIBARIC, 2001). Quando queremos subir uma ladeira, por exemplo, precisamos de mais força na roda do que velocidade, devemos assim acoplar as engrenagens que priorizem a força e não velocidade.

Hoje em dia encontra-se dois tipos de câmbio muito utilizados em motocicletas, o câmbio manual e o câmbio continuamente variável (CVT). Cada um deles desempenhará comportamento diferente durante a dinâmica veicular, implicando em aspectos como, consumo de combustível, durabilidade, tempo de resposta do motor às rodas, entre outros (SENAI, 2003).

A indústria automotiva cada vez mais busca por desempenho, durabilidade, conforto, segurança em vista a atender as necessidades de seus clientes. Este trabalho, portanto, propõe um estudo de câmbio CVT e uma análise de desempenho entre um câmbio manual e um câmbio CVT aplicado em motocicletas.

1.1 JUSTIFICATIVA

A transmissão continuamente variável CVT vem ganhando visibilidade no meio automotivo. Em motocicletas esse câmbio é muito empregado em scooter como a Suzuki Burgman, Honda Pcx e Yamaha Neo.

Esse tipo de câmbio visa o conforto na dirigibilidade visto que não precisa ser feito a troca de marchas pelo usuário, pedal/embreagem. A transmissão continuamente variável disponibiliza um número infinito de relações de transmissão, assim apresenta vantagens em relação ao câmbio manual na economia de combustível, uma vez que trabalha sempre em um ponto ideal de funcionamento. Operando sempre no melhor regime de rotação, permite que o motor opere em uma faixa ideal de rotação e velocidade, conforme a necessidade de torque momentâneo que o veículo necessita.

No entanto essa tecnologia se baseia no atrito entre correia e duas polias, possuindo assim capacidade limitada de tração devido ao risco de patinar.

A relevância desse projeto está, portanto, em analisar o desempenho do CVT e um câmbio manual, verificando as velocidades e força em rampa.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral do trabalho

Objetivo geral deste trabalho é desenvolver um estudo de uma caixa CVT para motocicletas e fazer uma análise de desempenho comparando câmbio manual e o CVT.

1.2.2 Objetivos específicos do trabalho

- a) Estudo de câmbio manual e CVT;
- b) Comparar desempenho veicular entre caixa de câmbio manual e CVT através de cálculos e análise gráfica;
- c) Projeto preliminar das polias de uma caixa CVT para um câmbio de motocicleta;
- d) Elaborar gráfico comparativo de desempenho referentes a velocidades e forças em rampa.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA

Automóvel é todo veículo que se move por meio de uma forma de propulsão, seja a vapor, elétrico ou propulsão interna (SENAI, 2003).

Uma destas formas de transmissão é o motor de combustão interna que por sua vez é um conjunto de peças mecânicas e elétricas, cuja finalidade é produzir trabalho pela forma de expansão resultante da queima da mistura ar/combustível, no interior de cilindros fechados (SENAI, 2003).

Em 1885 o alemão Gottlieb Daimler com a ajuda de Wilhelm Maybach instalou um motor a combustão interna a gasolina numa bicicleta de madeira adaptada, sendo assim inventada a primeira motocicleta (SENAI, 2001).

Entretanto um automóvel não pode ser movido somente pelo motor a combustão, pois a rotação do motor é maior que a das rodas, o veículo, em repouso deve permanecer assim com o motor ligado, ao desempenhar movimentos ao longo de vias, subidas e descidas, o veículo necessita receber as variações do motor entre torque x potência, sendo essa a função da transmissão.

O sistema powertrain, também determinado trem de potência de um veículo, é definido pela ligação dos componentes entre o motor, seu sistema de transmissão e o sistema de rodagem, sendo o responsável pelo fornecimento de torque as rodas motrizes (CROLLA; MASHADI, 2011)

A transmissão automotiva é, portanto, um conjunto de dispositivos utilizados para transmitir a força produzida no motor às rodas motrizes, para que o veículo entre em movimento (SENAI, 2003). Este tópico visa apresentar o princípio de funcionamento da transmissão manual e CVT e alguns de seus componentes.

2.1.1 Transmissão manual

No câmbio manual as trocas de marchas são feitas manualmente acionando pedal e alavanca para transmitir o torque através de pares de engrenagens. As engrenagens possuem tamanho e número de dentes diversos, assim pode-se obter inúmeras relações de transmissão.

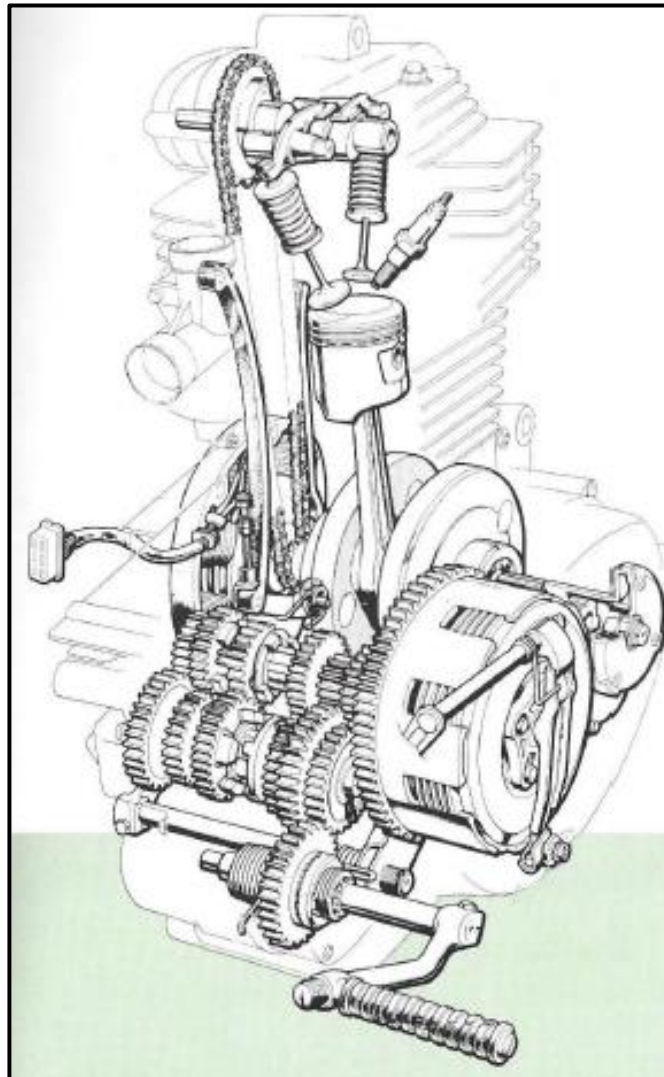
2.1.1.1 Caixa de mudanças

A caixa de mudanças permite que o motor funcione numa faixa constante de rotação, variando a rotação da roda traseira de acordo com a necessidade de condução (SENAI, 2002).

O sistema mais comum utilizado em motocicletas conforme descrito por Massimo Clarke e Luigi Rivola (1986) consiste em um eixo primário que recebe o movimento de rotação da árvore de manivelas que, através de engrenagens transmite esse movimento, aumentando ou diminuindo a rotação para um eixo secundário

A Figura 1 exemplifica um tipo de caixa de mudanças normalmente utilizado em motocicletas, bem como os seus componentes.

Figura 1 – Caixa de mudanças



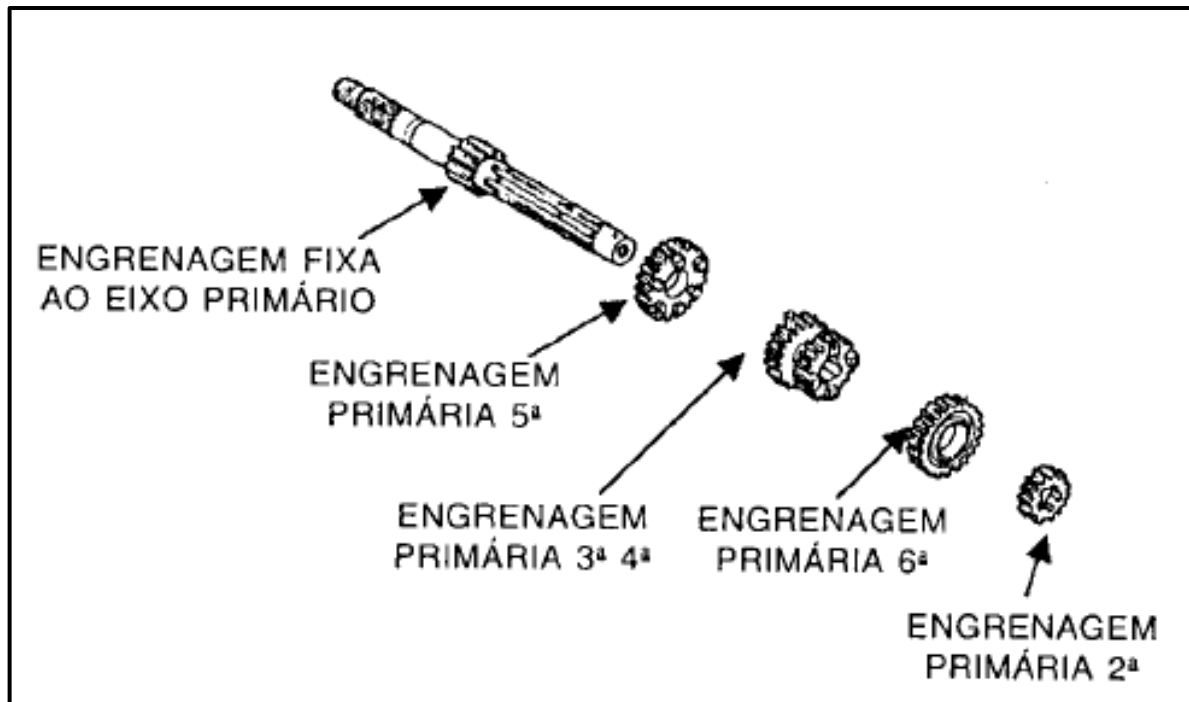
Fonte: Massimo Clarke e Luigi Rivola (1986).

Basicamente, a caixa de mudanças é formada por duas árvores distintas: primária e secundária.

2.1.1.1.1 *Árvore primária*

Composta por um eixo estriado com uma engrenagem fundida ou forjada em sua estrutura e por diversas engrenagens que deslizam em suas estrias. O número de engrenagens deslizantes depende do número de marchas à frente de que a motocicleta for dotada (SENAI, 2002). A Figura 2 exemplifica uma vista explodida de uma árvore primária, utilizada em motocicletas de quatro marchas à frente, e os respectivos componentes.

Figura 2 – *Árvore primária*



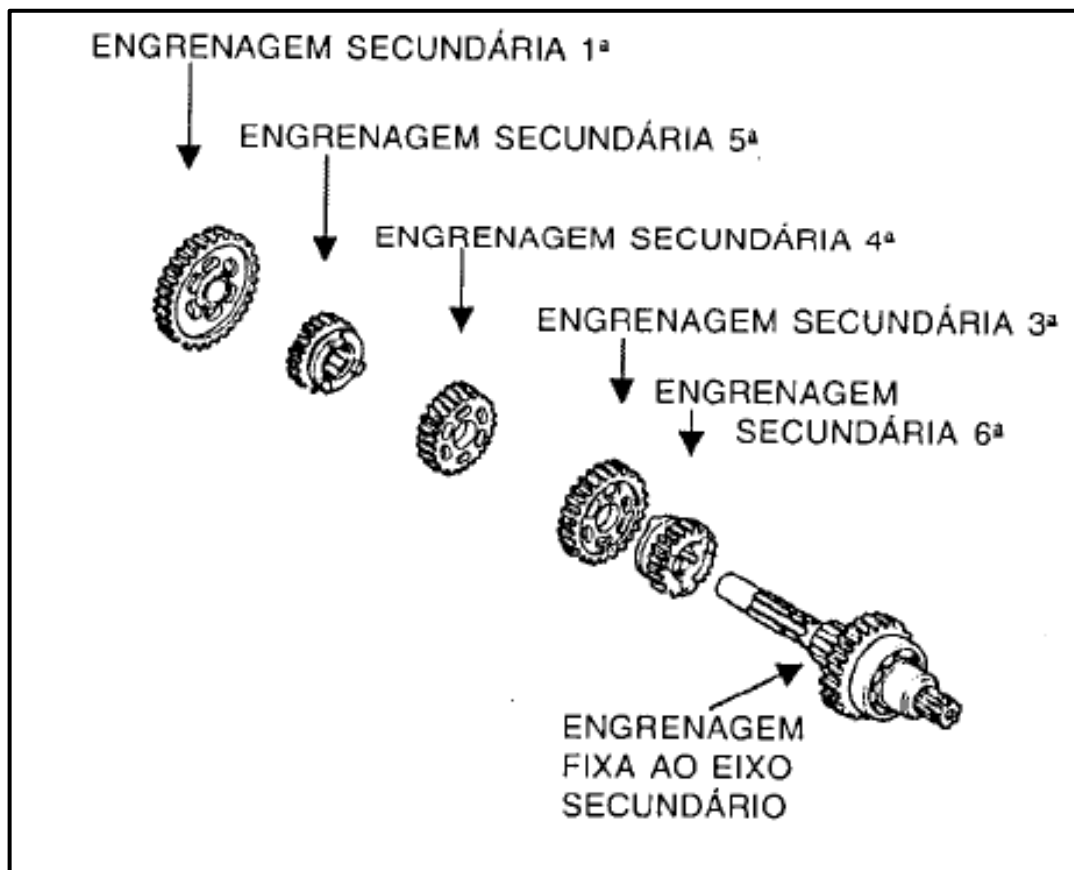
Fonte: Ribaric (2001).

Conforme Ribaric (2001), a árvore primária é ligada à embreagem por engrenagens, a qual se liga à árvore de manivelas do motor, recebendo deste último a força desenvolvida, transmitindo-a, então, à árvore secundária. Em alguns casos, a ligação da árvore primária com o motor é feita através de corrente de aço.

2.1.1.1.2 *Árvore secundária*

Compõe-se de um eixo estriado e um número igual de engrenagens na árvore primária. A Figura 3 exemplifica a vista explodida de uma árvore secundária de motocicleta de quatro marchas à frente.

Figura 3 – Árvore secundária



Fonte: Ribaric (2001).

Segundo mencionado por Ribaric (2001), o eixo secundário é acoplado ao eixo primário e depende deste para se movimentar. Portanto, a árvore secundária recebe o movimento da árvore primária, transmitindo-o à roda traseira da motocicleta na velocidade correspondente à marcha engrenada. A velocidade desenvolvida por cada marcha depende da relação de engrenagem existente entre as engrenagens primárias e secundárias (SENAI, 2002).

2.1.1.2 Engrenamento das marchas

O engrenamento das marchas nas motocicletas é feito por duas formas distintas: por engrenagens corrediças e engrenagens permanentes, esta última pouco usada pelos fabricantes (SENAI, 2002).

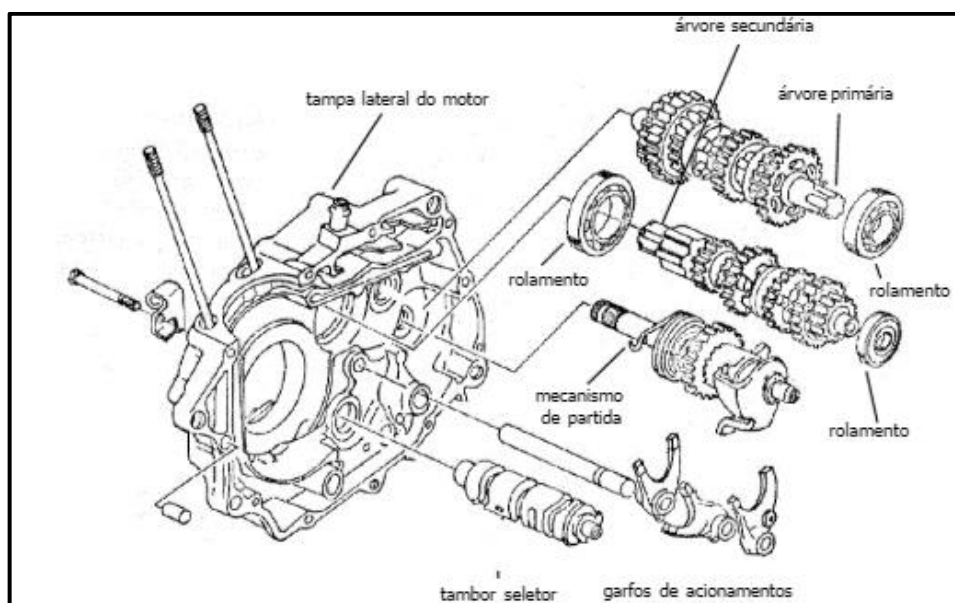
2.1.1.2.1 Engrenagens corrediças

A mudança de marcha é feita por garfos que se encaixam em ranhuras nos cubos das engrenagens. Cada engrenagem é fixada a árvore por meio de chaveta, de modo que podem correr livremente por um espaço até engrenar com a engrenagem mais próxima em forma de luva (SENAI, 2002). Conforme Ribaric (2002), quando uma engrenagem de um eixo está acoplada à outra, as demais engrenagens estarão girando em falso, de modo que o movimento será dado apenas pela relação de redução entre as duas acopladas.

Os garfos de mudanças são controlados por um tambor de alavanca de mudança ou por um disco excêntrico. A função dos tambores e do disco é transformar o movimento giratório da alavanca de mudança para engate e desengate das engrenagens (SENAI, 2002).

A Figura 4 mostra uma vista explodida do conjunto completo de uma caixa de mudanças, incluindo a tampa lateral do motor onde ela é montada e o mecanismo seletor das marchas.

Figura 4 - Conjunto completo caixa de mudanças



Fonte: Senai (2001)

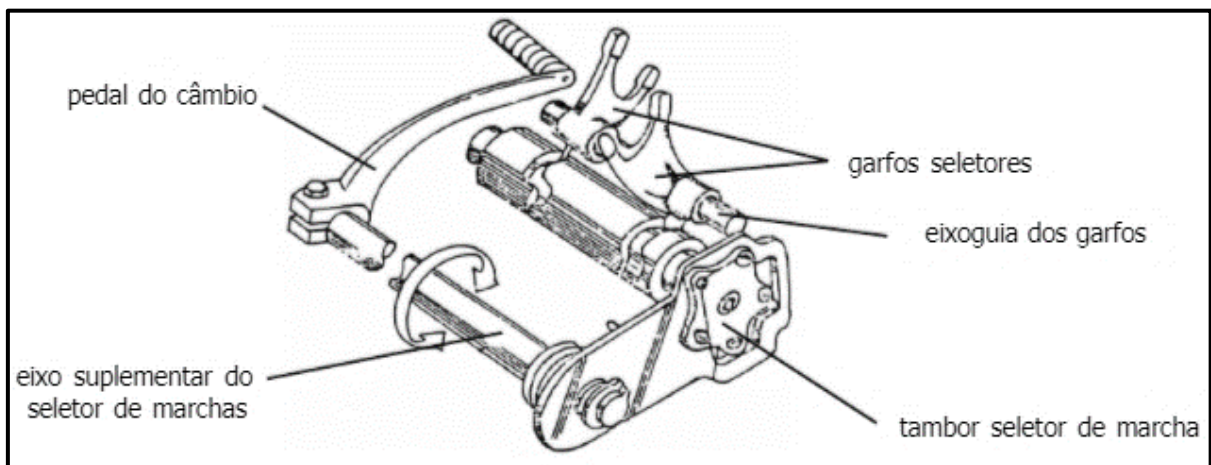
2.1.1.3 Conjunto do seletor de marchas

É o mecanismo do sistema de transmissão, cuja função é promover a mudança de velocidade permitida pela caixa de mudanças nas mais diversas condições de utilização da motocicleta. O mecanismo do seletor de marcha é constituído pelos elementos apresentados na Figura 5 e descritos a seguir.

O pedal de câmbio é ligado ao mecanismo do eixo complementar do seletor de marchas por meio de estrias e um parafuso travante. Sua função é promover a troca de marcha sempre que acionado pelo condutor.

O eixo suplementar recebe a ação direta do pedal e atua sobre o tambor seletor para a mudança das marchas. É composto por um eixo complementar, um braço seletor, uma mola do braço, uma mola de retorno, anéis de travamento e arruelas de encosto (MASSIMO CLARKE E LUIGI RIVOLA,1986).

Figura 5 – Mecanismo seletor de marchas



Fonte: Senai (2001)

2.1.1.4 Razão de engrenamento

Conforme Norton (1996), um par de engrenagens é um dispositivo de troca de torque por velocidade e vice-versa. Uma aplicação comum das engrenagens reduz a velocidade e aumenta o torque para mover cargas mais pesadas, como nas transferências de automóvel. Outras aplicações requerem um aumento na velocidade, para o qual uma redução no toque deve ser aceita. Ainda segundo Norton (1996), a razão de velocidade angular das engrenagens de um

par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento. A razão de velocidades mv é igual à razão do raio de referência da engrenagem de entrada para aquela da engrenagem de saída.

$$mv = \frac{\omega_{est}}{\omega_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (1)$$

Onde mv é a razão de velocidade de engrenamento, ω a velocidade angular das engrenagens de entrada e saída e r o raio das mesmas.

2.1.2 Câmbio CVT

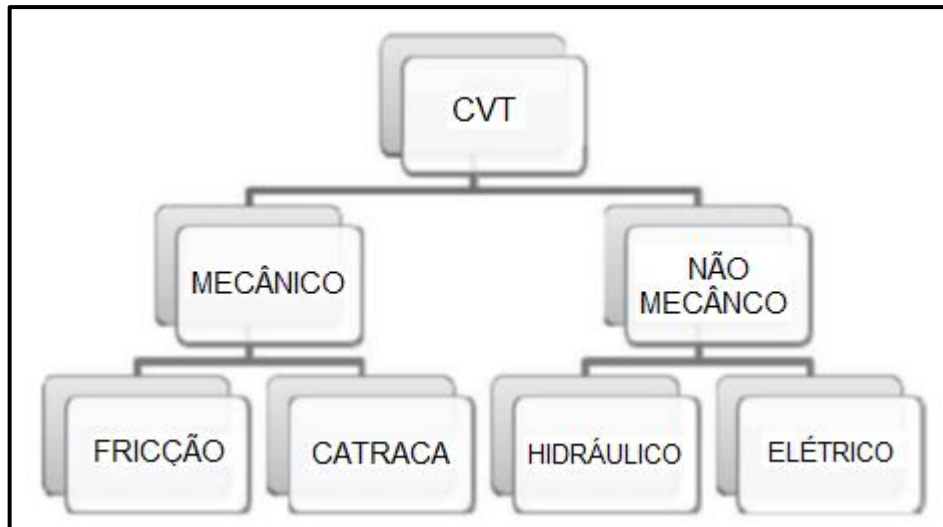
A transmissão continuamente variável (CVT) foi proposta inicialmente em 1490 por Leonardo Da Vinci, porém somente em 1886 os engenheiros Gottlieb Daimler e Karl Benz registraram a primeira patente, contudo somente a partir de 1958 começou a ser usada em veículos. O CVT é baseado em um conceito de transmissão de potência de um eixo rotativo para outro com velocidade continuamente variável. A ideia básica pode ser entendida a partir de um arranjo simples de duas polias interligadas por uma correia metálica (CROLLA; MASHADI, 2011)

Conforme Beachley (1979), a transmissão continuamente variável (CVT) é um modelo de transmissão que se baseia na relação entre as velocidades de rotação de dois eixos. Estes eixos são o eixo de entrada e o eixo de saída de um veículo ou de uma máquina, podendo variar continuamente dentro de um determinado intervalo definido, fornecendo um número infinito de possíveis relações de transmissão.

Ainda segundo Beachley (1979), o CVT visa otimizar a eficiência do sistema de modo que o motor ou sistema sempre opere no seu melhor regime de rotação seja qual for a velocidade do veículo ou mecanismo. Trabalhando no melhor regime de rotação, reduz o consumo de combustível e a emissão de gases, além de um melhor desempenho em relação ao torque conforme a necessidade do veículo para trafegar a uma velocidade eficiente para as condições exigidas.

Crolla e Mashadi (2011) mostram que os CVTs utilizados em veículos podem ser classificados de diferentes maneiras. A classificação mostrada no fluxograma da Figura 6 divide os CVTs de acordo com a natureza da produção do torque de saída.

Figura 6 – Classificação para câmbios CVTs

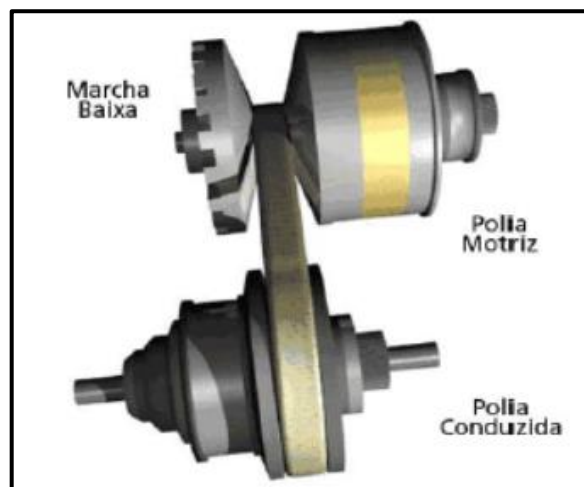


Fonte: Adaptado de Crolla e Mashadi (2011)

2.1.2.1 CVT de atrito

Como o nome indica, os CVTs de fricção produzem torque com base no atrito entre as superfícies correspondentes, por meio de correias ou rolos. Dois tipos de CVTs de fricção atualmente usados em automóveis são por correias e CVT toroidais. Um sistema CVT de correia é semelhante ao acionamento de correia-polia padrão, com a exceção de que o polias não são fixas e podem se separar. A geometria de um CVT do tipo correia é mostrada na Figura abaixo.

Figura 7 – CVT de Polias Expansivas

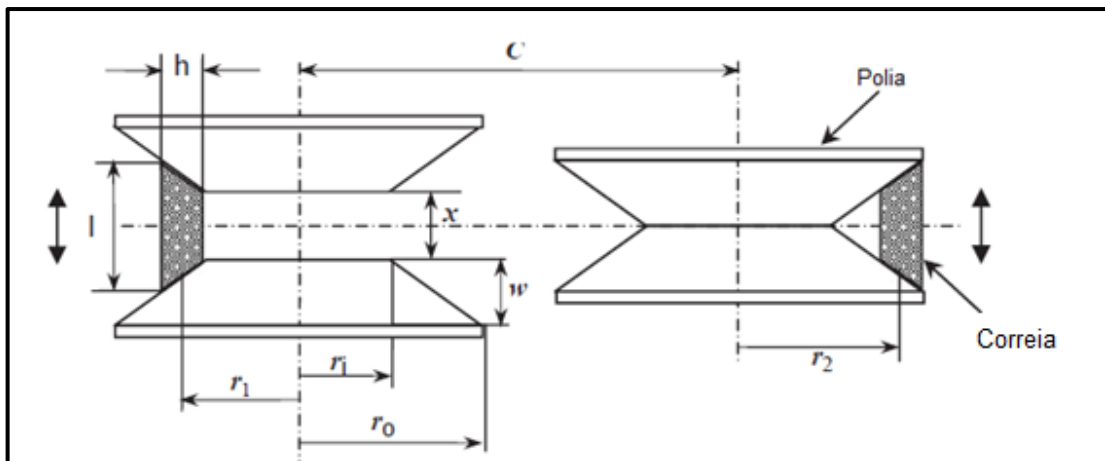


Fonte: Norman H. Beachkey e Andrew A. Frank (2017)

Nesse sistema conforme Crolla e Mashadi (2011), as polias não são fixas e podem se separar. Ambas as polias têm eixos de rotação fixos a uma distância C um do outro. Os lados de cada polia são controlados para se afastarem ou se juntarem lateralmente, mas os deslocamentos de cada polia são o oposto uma da outra. A geometria de uma CVT do tipo por correia e polias é mostrada na Figura 8.

O torque transmitido pela de correia se deve através do tensionamento de uma correia. Devido às limitações das correias de borracha, é comum em aplicações automotivas usar correias de aço como meio de transferência de torque (CROLLA; MASHADI, 2011).

Figura 8 – Geometria CVT por correia e polias



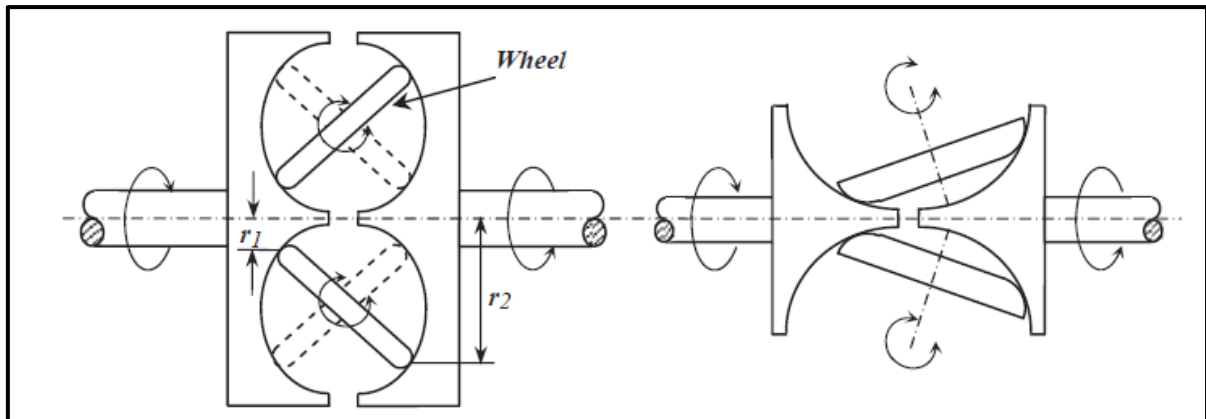
Fonte: Adaptado de Crolla e Mashadi (2011)

2.1.2.2 CVT toroidal

O outro tipo de CVT de atrito usado nas transmissões de veículos é o tipo toroidal no qual dois pares de rolos são colocados entre cavidades de dois discos e relacionam as rotações de dois eixos de entrada e saída (CROLLA; MASHADI, 2011)

A Figura 9 mostra o esquema de duas variações desse tipo.

Figura 9 – CVT Toroidal



Fonte: Crolla e Mashadi (2011)

Quando um lado do rolo de tração move-se para o centro (lado menor) do disco, a outra extremidade fica em contato com o lado maior do disco, fazendo com que o veículo desacelere. A aceleração do veículo obtém-se quando o rolo de tração está em contato com o lado maior do disco de entrada e a outra extremidade do rolo está em contato com o lado menor do disco de saída.

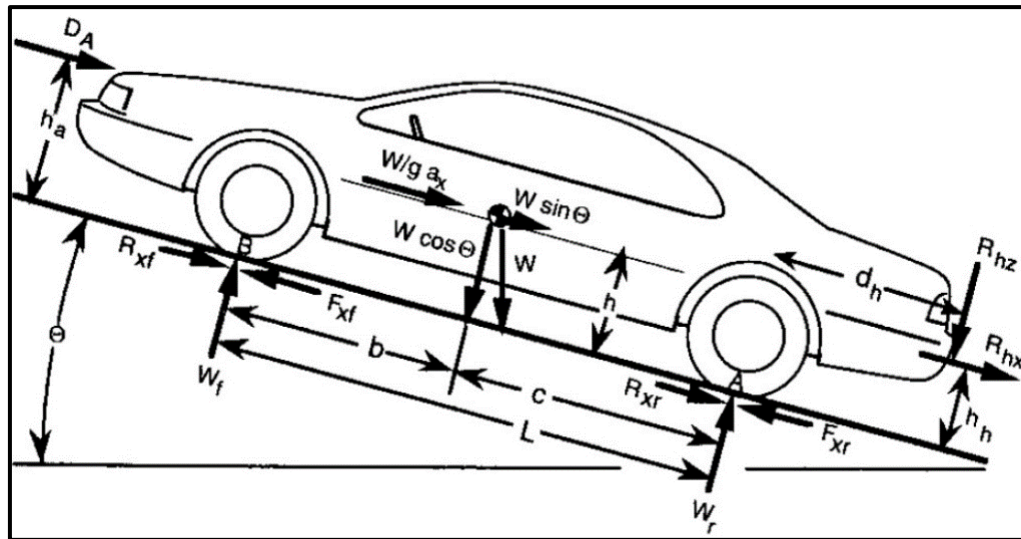
Um dos principais problemas identificado por Crolla e Mashadi (2011) nos CVTs de atrito consiste no atrito gerado nos pontos de contato. O atrito é usado para gerar forças de tração na região de contato que, por sua vez, gera torque. Mas o atrito tem dois problemas: acúmulo de calor e sensibilidade ao desgaste. Para resolver esses problemas, o óleo lubrificante pode ser usado, porém isso reduz a capacidade de atrito e torque do câmbio. A força de atrito depende do coeficiente de atrito e carga normal. O aumento da carga normal pode compensar a redução de coeficiente de atrito, desde que o óleo possa suportar altas pressões e temperaturas.

2.2 ANÁLISE DE DESEMPENHO

Conforme Crolla (2009), para se iniciar um projeto de transmissão deve-se conhecer as principais forças que atuarão sobre o veículo, atuando como resistência a rodagem do mesmo.

Já Gillespie (1992), quando um veículo está em deslocamento atuam sobre ele forças que tendem a mudar sua trajetória, essas forças são provocadas pelo atrito do contato do pneu com o solo, o atrito do ar com a superfície do veículo, a inclinação da pista e forças de inércia. A Figura 10 expõe como estes carregamentos atuam sobre um veículo em deslocamento, demonstrado a partir de um diagrama de corpo livre (DCL).

Figura 10 – Forças Atuando Sobre um Veículo em Movimento



Fonte: Gillespie (1992)

2.2.1 Equação do movimento

Segundo Gillespie (1992), para que um veículo se mantenha em movimento é necessário que $F_m > F_r$.

onde: F_m a força motiva do veículo em N;

F_r a força de resistência ao movimento em N.

2.2.1.1. Forças de resistência ao movimento

Como citado anteriormente para que um veículo se movimente ou se mantenha em movimento é necessário que a força motriz seja maior que as forças resistivas a esse movimento (Gillespie, 1992).

As resistências ao movimento retilíneo de um veículo são:

- resistência ao rolamento (R_r) em N;
- resistência aerodinâmica (R_a) em N;
- resistência a subidas (R_s) em N.

Dessa forma podemos expressar a resistência ao movimento conforme Equação 2:

$$F_r = R_r + R_a + R_s \quad (2)$$

2.2.1.1.1 Resistência ao Rolamento

Gillespie (1992), descreve que a resistência ao rolamento é um fenômeno decorrente principalmente da deformação da área de contato do pneu no solo quando em operação no veículo, mas também há ainda a deformação do solo pela roda, atrito no escorregamento parcial dos pneus e circulação de ar dentro e em torno dos pneus. Pode ser expressa por:

$$R_r = R_{rt} + R_{rd} = f_t \cdot P_t + f_d \cdot P_d \quad (3)$$

sendo: R_{rt} a resistência ao rolamento no eixo traseiro em N;

R_{rd} a resistência ao rolamento no eixo dianteiro em N;

f_t o coeficiente de rolamento do eixo traseiro;

f_d o coeficiente de rolamento do eixo dianteiro;

P_t peso do eixo traseiro em N;

P_d o peso do eixo dianteiro em N.

Como f é o mesmo tanto na traseira quanto na dianteira, a Equação 3 pode ser simplificada:

$$f_d = f_t = f \quad (4)$$

logo:

$$R_r = f \cdot P \cos \theta \quad (5)$$

onde θ é a inclinação da pista.

Alguns fatores influenciam no coeficiente de resistência ao rolamento f como temperatura do pneu, pressão interna do pneu, força de tração, cargas radiais e velocidade.

2.2.1.1.2 Resistência aerodinâmica

Fatores como a forma de um veículo influenciam na resistência ao avanço do ar. Quanto menos o veículo for resistente a passagem do ar mais aerodinâmico ele vai ser.

Gillespie (1992) apresenta uma equação que serve para calcular a força do ar ao avanço do veículo, como pode-se ver na Equação 6. Nesta equação, R_a é a força ou resistência total.

Como sabemos a força aplicada a um objeto é igual à pressão exercida sobre ele multiplicada pela área de contato, dessa forma pode-se escrever R_a como:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho \cdot C_a \cdot A \cdot V^2 \Rightarrow \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_a \cdot A \cdot (V_w + V_v)^2 \quad (6)$$

sendo: ρ a densidades do ar em kg / m^3 ;

C_a o coeficiente de arraste aerodinâmico;

A a área frontal projetada do veículo em m^2 ;

V_v a velocidade do veículo em m/s ;

V_w a velocidade do vento em m/s .

Conforme Canale (1989), a influência da densidade do ar deve ser considerada em cálculos de desempenho mais precisos. A diferença entre densidades extremas pode ser 20% ou mais.

Gillespie (1992), apresenta uma equação no sistema métrico para a densidade do ar.

$$\rho = 1,225 \left(\frac{P_r}{101.325} \right) \cdot \left(\frac{288.16}{273.16 + T_r} \right) \quad (7)$$

sendo: ρ a densidades do ar em kg / m^3 ;

P_r a pressão atmosférica .em kPa ;

T_r a temperatura do ar em $^{\circ}C$.

2.2.1.1.3 Obtenção do coeficiente de arraste aerodinâmico

Conforme citado por Bosch (2005), o coeficiente de arraste aerodinâmico C_a é obtido experimentalmente em túneis de vento se existir modelos em escala ou podem ser estimados conforme gráfico

2.2.1.1.4 Cálculo da velocidade do veículo

Pode-se obter a velocidade conforme Gillespie (1992) de um automóvel usando os dados do veículo como a rotação do motor, relação de marcha e raio do pneu. Assim a velocidade do veículo pode ser expressa como:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot R}{60000 \cdot Rt} \quad (8)$$

onde: N rotação do motor em rpm;

R raio estático, preferencialmente dinâmico;

Rt relação total da transmissão;

V velocidade do veículo em m/s.

2.2.1.1.5 Cálculo da velocidade do vento

A Velocidade do vento V_v é a soma vetorial da velocidade do vento frontal V_f com a velocidade do vento lateral V_l incidente no veículo.

$$|\vec{V}_v| = |\vec{V}_f| + |\vec{V}_l| \cos \beta \quad (9)$$

onde o β é o ângulo da parcela atuante do vento lateral sobre o veículo.

2.2.1.1.6 Resistência devido à subida

Quando um veículo está subindo uma rampa, parte de seu peso P transforma-se em força que se opõe ao movimento (Canale, 1989).

$$R_s = P \cdot \text{sen} \theta \quad (10)$$

onde: R_s e a resistência devido à subida em N;

P peso do veículo em N;

θ o ângulo de inclinação da pista em graus.

Na pratica é costume se definir a inclinação da pista em porcentagem, conforme a equação (9).

$$i = \frac{h}{s_x} \cdot 100 = 100 \cdot \text{tg} \theta \quad (11)$$

sendo: i a inclinação da pista em %;

h a altura da inclinação em m ;

s_x o comprimento da inclinação em m

Para ângulos pequenos podemos assumir que $\text{sen} \theta \cong \text{tg} \theta$, implicando em:

$$R_s = P \cdot \text{sen} \theta \cong P \cdot \text{tg} \theta = \frac{P \cdot i}{100} \quad (12)$$

2.2.2 Força Motiva

Bosch (2005), nos mostra que o torque é o produto de uma força F por um braço de alavanca d . No caso de um veículo a sua força de movimento F_m , é responsável pelo deslocamento. Essa força de movimento é o resultado obtido da divisão do torque resultante T_r gerado na roda pelo raio dinâmico do pneu R_d , podendo ser expresso como:

$$F_m = \frac{T_r}{R_d} \quad (13)$$

onde: F_m é a força motiva aplicada na roda em N ;

T_r é o torque gerado na roda em $N \cdot m$;

R_d é o raio dinâmico do pneu em m .

Ainda segundo Bosch (2005), o torque aplicado na roda é o produto do torque do motor pela redução total da transmissão devido ao número de par de engrenagens que transmite o torque que sai do volante do motor até chegar à roda. É preciso aplicar a esse sistema um

rendimento, devido às perdas de energia do contato dos dentes, essa perda é transformada em calor e ruído. Assim podemos definir o torque na roda como:

$$T_r = T_m \cdot i_t \cdot \eta \quad (14)$$

onde: T_m é o torque que o motor gera em $N \cdot m$;

i_t redução total da transmissão;

η rendimento global da transmissão.

2.2.2.1 Redução total da transmissão

A redução total de transmissão i_t é a multiplicação da relação da caixa com a relação do diferencial. No nosso caso será dado pela:

$$\text{redução total} = \text{relação primária} \times \text{relação câmbio} \times \text{relação pinhão coroa} \quad (15)$$

A relação do diferencial é sempre a mesma, exceto quando um veículo tem dupla redução na qual há dois cálculos de relação total. Para ter-se a maior relação total, sempre deve-se pegar a relação da primeira marcha, onde tem-se o maior torque e a menor velocidade. Porém, quando se adota a relação da última marcha, há a menor relação, com o menor torque e a maior velocidade (BOSCH, 2005).

2.2.2.2 Rendimento global de transmissão

Todo o engrenamento e acoplamento rotativo desprendem parte da energia que deveria transmitir devido ao atrito entre as partes (BOSCH, 2005).

A quantidade desta perda define o rendimento do acoplamento, o qual é determinado pelo quociente entre a potência que “sai” e a potência que “entra”.

Representa a parcela de potência perdida no processo de transmissão do torque do eixo do motor até o eixo da roda. Essa perda de energia é definida como η e é medida experimentalmente ou estimada pelo engenheiro.

Bosch (2005) apresenta valores para o η :

a) motores em linha $\eta \approx 0,88 \dots 0,92$;

b) motores transversais $\eta \approx 0,91 \dots 0,95$.

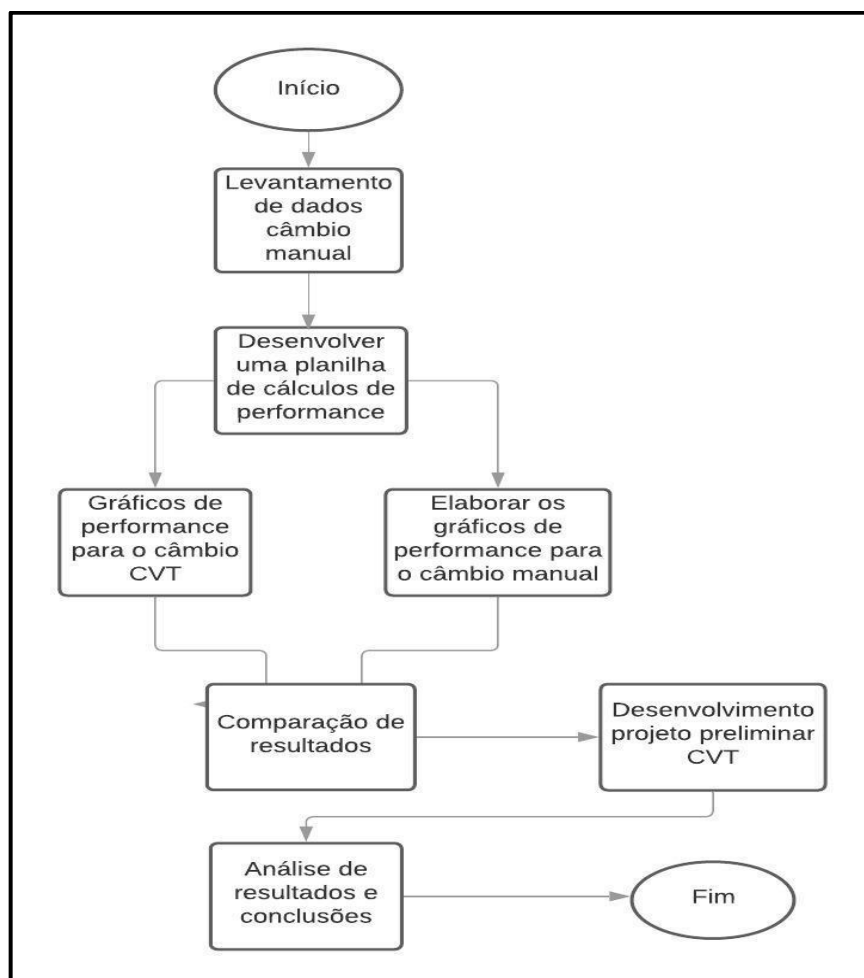
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, é apresentada a proposta de execução utilizada para desenvolver o câmbio CVT para motocicletas e como será feito a comparação de desempenho com câmbio manual.

3.1 ETAPAS DO DESENVOLVIMENTO

A execução do trabalho foi dividida em algumas etapas, mostrada na Figura 11 e descritas a seguir, de forma a ilustrar como podem obter-se as melhores condições de contorno do trabalho e também buscando os resultados para os objetivos propostos inicialmente.

Figura 11 –Fluxograma de atividades

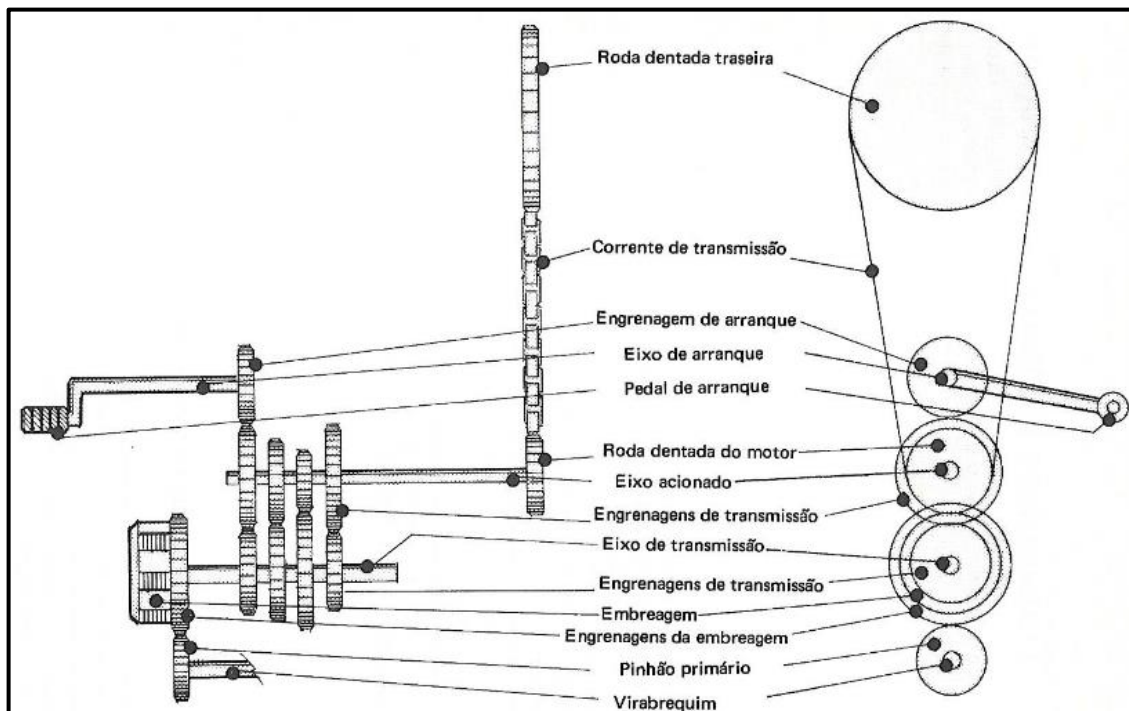


Fonte: O Autor (2020)

3.1.1 Análise do câmbio manual

O estudo tem como base uma motocicleta do fabricante Agrale, modelo este que possui uma potência de 16,5 c.v. à 7500 rpm e 13,73 Nm à 6000 rpm. A Figura 12 mostra uma imagem esquemática para analisar a performance do câmbio convencional. A Tabela 1 traz os dados do fabricante da motocicleta que serão utilizados no trabalho.

Figura 12 – Sistema de câmbio manual



Fonte: Adaptado do Manual Motocicleta Agrale (2020)

Tabela 1 – Dados da Motocicleta

(continua)

Especificação	
Direção do giro do volante	Anti horário (olhando para o lado do volante magneto)
Câmbio	Seis velocidades a pedal com trambulador
Engrenagem do virabrequim	Z20
Engrenagem condutora eixo primário	Z65
Transmissão por corrente	elos
Pinhão saída do câmbio	Z16
Coroa dentada	Z47

(conclusão)

Especificação	
Pneu traseiro	4,10 x 18"
Diâmetro externo do pneu traseiro	640 mm
Relação primária (saída do motor)	64/22
Relação secundária	38/12
Relação de câmbio 1	34/11
Relação de câmbio 2	26/14
Relação de câmbio 3	26/19
Relação de câmbio 4	23/21
Relação de câmbio 5	22/23
Relação de câmbio 6	21/25
Raio estático do pneu	314,5mm
Peso da motocicleta	2200 N
Coefficiente aerodinâmico	0,65
Coefficiente de rolagem	0,015 (asfalto)
Densidade do ar	1,141 kg/m ³

Fonte: Adaptado do Manual Motocicleta Agrale (2020)

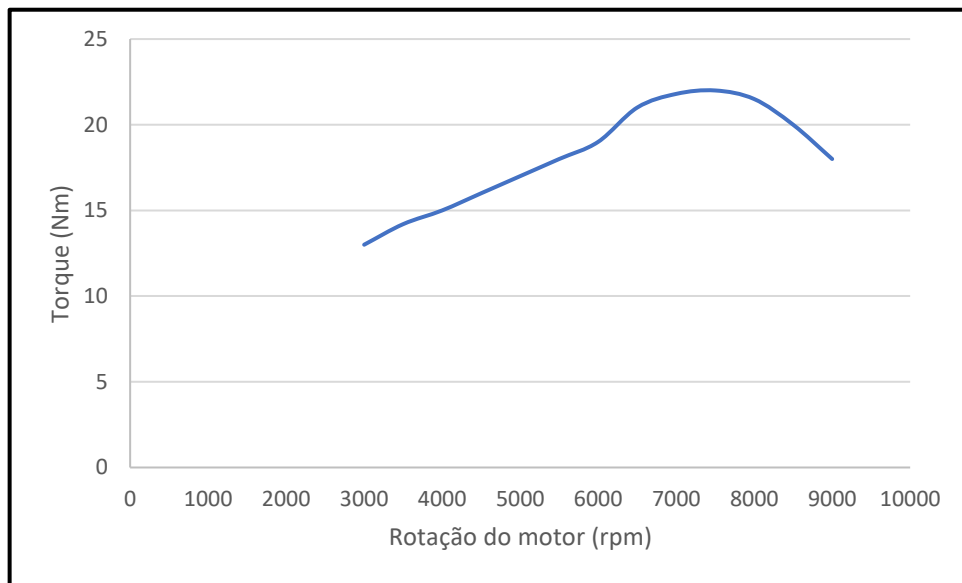
A Tabela 2 apresenta os valores de torque do motor em função da rotação fornecidos pelo fabricante e a Figura 13 a curva de torque do motor.

Tabela 2 – Dados do motor da motocicleta

Rotação Motor (rpm)	Momento Torsor (Nm)
3000	13
3500	14,2
4000	15
4500	16
5000	17
5500	18
6000	19
6500	21
7000	21,8
7500	22
8000	21,5
8500	20
9000	18

Fonte: O Autor (2020)

Figura 13 – Curva de torque do motor



Fonte: O Autor (2020)

3.1.2 Desenvolvimento planilha de cálculos

A segunda etapa consistiu em desenvolver uma planilha de cálculos das equações do capítulo 2 através do software Excel[®]. Com os dados da motocicleta foi calculado velocidade, torque e força motiva para as seis marchas do câmbio manual. Posteriormente foi calculado resistência de rampa, resistência aerodinâmica e resistência ao rolamento. Também foram obtidos os valores de rotação de torque máximo e rotação de potência máxima.

3.1.3 Elaborar gráficos de performance para câmbio manual

O terceiro passo resume-se a elaborar os gráficos de performance. Foram traçadas as curvas de força trativa x velocidade e gráficos de marcha também por meio do software Excel[®].

3.1.4 Elaborar gráficos de performance para o câmbio CVT

A transmissão utilizada para análise foi o CVT do fabricante Comet modelo 780 bastante utilizado em competições da SAE Brasil. Segundo informações do fabricante que constam no Anexo A, esse CVT possui redução máxima de 0,69 e ampliação máxima de 3,41

Para esse estudo foram elaborados os mesmos gráficos de performance do câmbio manual para o câmbio CVT, utilizando software Excel[®].

A partir da transmissão CVT adotada foram geradas as curvas de força pela velocidade, mantendo fixo o valor do torque para a rotação desejada. As curvas foram obtidas em três rotações, na rotação de torque mínimo 3000 rpm, na rotação do torque máximo 7500 rpm e na rotação de potência máxima 9000 rpm.

3.1.5 Comparar resultados

Foi realizado uma comparação dos valores e os gráficos gerados para câmbio manual e CVT, para verificar desempenho.

3.1.6 Desenvolvimento do câmbio CVT

A sexta etapa para execução do projeto foi o desenvolvimento do câmbio CVT. Esta etapa consistiu no projeto preliminar do câmbio considerando o espaço disponível e as relações geométricas de modo a atender os requisitos de desempenho de marcha. O projeto do CVT buscou atender duas situações de funcionamento, obter um desempenho similar e um desempenho superior ao câmbio manual.

3.1.7 Análise de resultados e conclusão

Na sexta etapa serão analisados os resultados seguido da conclusão do trabalho.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são detalhados e discutidos os resultados obtidos a partir do que foi proposto no capítulo anterior.

4.2 ANÁLISE CÂMBIO MANUAL

Em primeiro lugar foi feita a análise do câmbio manual da motocicleta Agrale cujo os dados técnicos foram descritos anteriormente.

4.2.1 Performance câmbio manual

Primeiramente foi determinado a relação de transmissão i_t para cada marcha através da Equação 15, considerando os valores das Tabelas 1 e 2. Os resultados obtidos estão descritos na Tabela 3.

Tabela 3 - Relação total de transmissão

Relação de marcha	i_t
primeira	28,474
segunda	17,108
terceira	12,606
quarta	10,089
quinta	8,812
sexta	7,738

Fonte: O Autor (2020)

A partir destes resultados determinou-se os valores de velocidade em Km/h com a Fórmula 8, para as rotações entre 3000 e 9000 rpm para as 6 marchas do câmbio manual, considerando o raio estático de 0,3145 metros.

Também se encontrou os valores de torque e força através das fórmulas 13 e 14. Para o cálculo do torque, foi considerado um rendimento $\eta=0,96$ conforme a Tabela 4. Para os cálculos foi utilizado um coeficiente de rolagem de 0,015 (asfalto) e a densidade do ar considerada 1,141 kg/m³.

Tabela 4 – Rendimento em função do tipo de transmissão

Tipo	η
Correias Planas	0,96-0,97
Correias em V	0,97-0,98
Correntes Silenciosas	0,97-0,99
Correntes Renold	0,95-0,97
Rodas de atrito	0,95-0,98
Engrenagens Fundidas	0,92-0,93
Engrenagens Usinadas	0,96-0,98
Rosca sem fim 1 entrada	0,45-0,6
Rosca sem fim 2 entrada	0,7-0,8
Rosca sem fim 3 entrada	0,85-0,9
Mancais-Rolamento	0,98-0,99
Mancais-Deslizamento	0,96-0,98

Fonte: Adaptado de Melconian (2009)

A Tabela 5 traz os valores máximos e mínimos encontrados considerando a rotação mínima 3000 rpm e máxima 9000 rpm.

Tabela 5 - Performance Câmbio Manual

(continua)

	Velocidade (Km/h)		Torque (Nm)		Força (N)	
	Mín	Máx.	Mín	Máx.	Mín	Máx.
Primeira Marcha	12,492	37,476	355,353	492,028	1129,899	1564,476
Segunda Marcha	20,791	62,372	213,511	295,630	678,889	940,000
Terceira Marcha	28,216	84,648	157,324	217,833	500,234	692,632

	(conclusão)					
Quarta Marcha	35,254	105,761	125,917	174,346	400,371	554,359
Quinta Marcha	40,366	121,099	109,969	152,264	349,662	484,147
Sexta Marcha	45,966	137,897	96,573	133,716	307,067	425,169

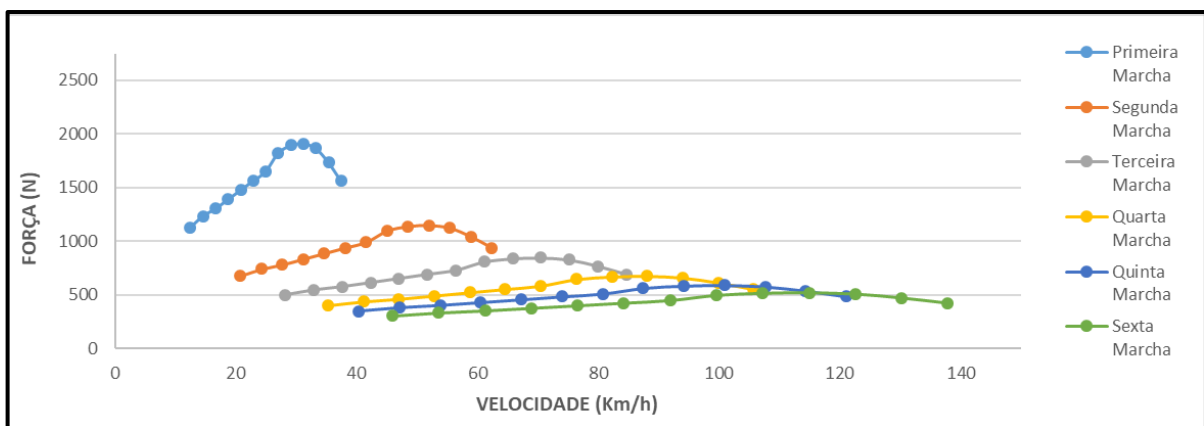
Fonte: O Autor (2020)

Pelos dados obtidos pode-se verificar que, conforme a marcha aumenta a velocidade máxima aumenta enquanto a força diminui o que é esperado e está de acordo com a literatura.

4.2.2 Análise gráfica câmbio manual

Com base nos resultados encontrados no item anterior foram geradas as curvas de força trativa para cada marcha do câmbio manual, a Figura 14 apresenta os valores encontrados.

Figura 14 – Força trativa pela velocidade



Fonte: O Autor (2020)

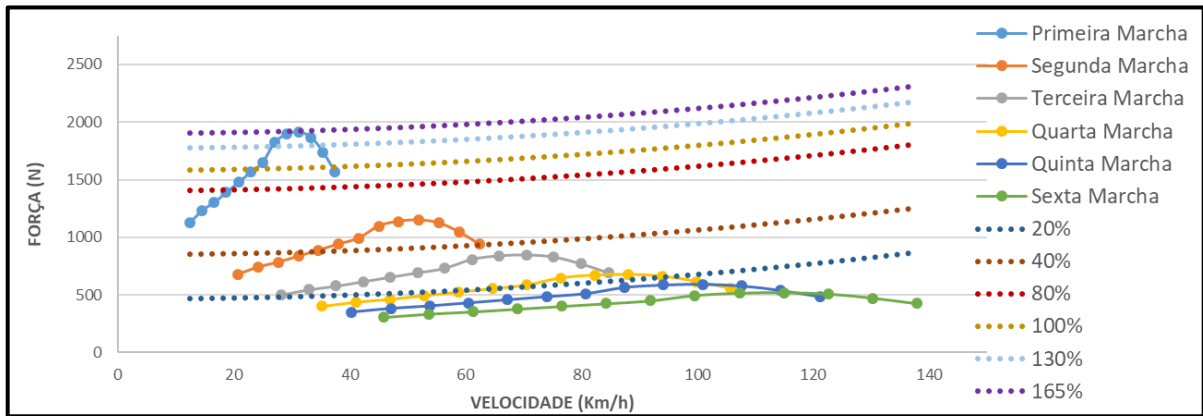
Podemos verificar que há uma descontinuidade entre as marchas provocada pelo desacoplamento do eixo do motor com o eixo de transmissão durante a troca de marchas.

Em seguida foi calculado a resistência ao rolamento com a Fórmula 5 e a resistência aerodinâmica com a fórmula 6. Substituindo os valores encontrados na Fórmula 2 encontrou-se a força de tração requerida em função da rampa para as inclinações de 20%, 40%, 80%,

100%, 130% e 165% conforme apresentado na Figura 15. Foi considerado um rendimento de 0,96 conforme a Tabela 4 e uma área frontal de 0,75m².

Pode-se observar pela imagem que para a rotação de torque máximo 7500 rpm, a inclinação máxima se dá em 165,0604%.

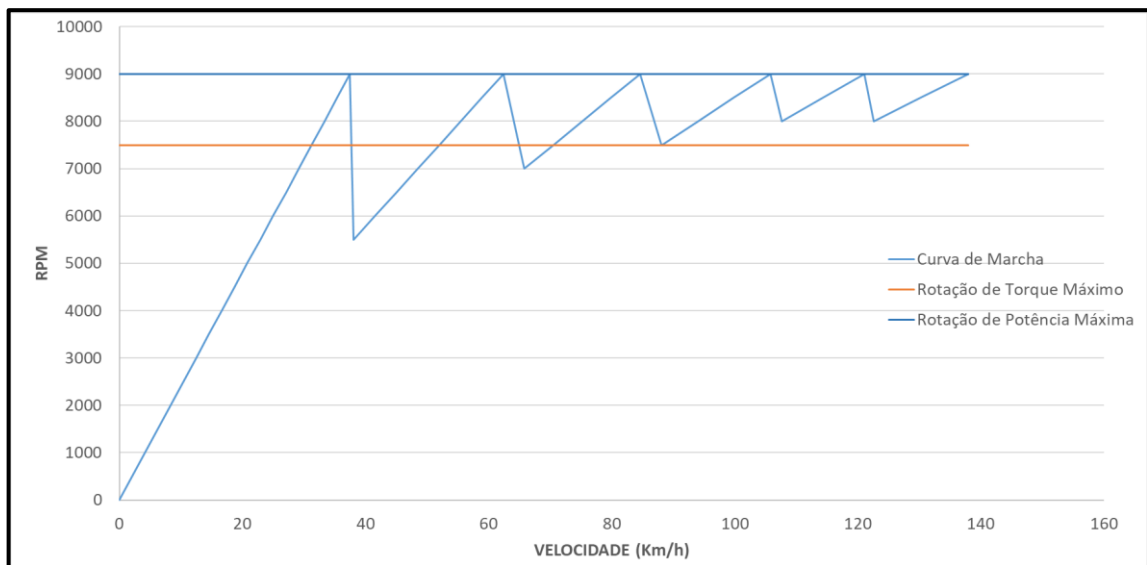
Figura 15 – Rampa Máxima



Fonte: O Autor (2020)

Com os dados de velocidade calculados, levantou-se as curvas de rotação pela velocidade, conhecido como diagrama dente de serra, mostrado na Figura 16, onde mostra o ponto onde deve ser efetuada a troca de marchas. A rotação de torque máximo e potência máxima são 7500 rpm e 9000 rpm respectivamente.

Figura 16 – Curva dente de serra



Fonte: O Autor (2020)

Avaliando o gráfico dente de serra podemos observar que nas trocas de marchas a rotação está caindo próxima da rotação de torque máximo o que é o esperado.

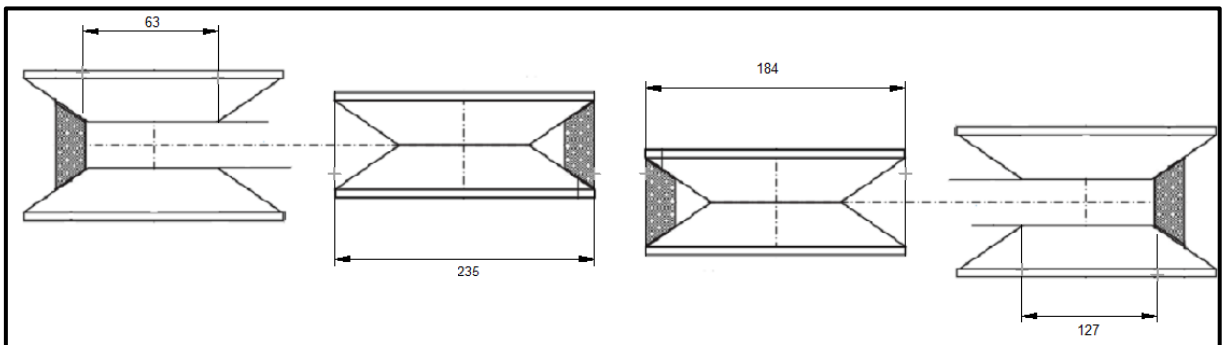
4.3 ANÁLISE CÂMBIO CVT

4.3.1 Performance câmbio CVT

Seguindo a mesma metodologia utilizada para o câmbio manual, foram calculados os valores de performance para o câmbio CVT modelo Comet 780.

O câmbio CVT busca trabalhar quase que de forma estacionária, ou seja, com rotação constante. A análise foi realizada para a rotação mínima de 3000 rpm e nas rotações de torque máximo 7500 rpm e rotação de potência máxima 9000 rpm, variando a relação de transmissão entre 0,69 e 3,71. Para a relação máxima a polia motriz fica com 63 mm e a movida com 235 mm. Para a relação mínima de 0,69 a polia motriz assume um diâmetro de 184 mm e a polia movida de 127 mm. A Figura 17 apresenta essa relação de diâmetros. Os valores encontrados estão descritos nas Tabelas 6, 7 e 8.

Figura 17 – Representação esquemática relação de diâmetros



Fonte: O Autor (2020)

Tabela 6 - Performance para 3000 rpm

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,710	10,407	435,415	1384,466
3,435	11,239	403,193	1282,014

(continua)

(conclusão)

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,161	12,215	370,972	1179,561
2,886	13,377	338,751	1077,109
2,612	14,783	306,529	974,656
2,337	16,520	274,308	872,203
2,063	18,719	242,087	769,751
1,788	21,592	209,865	667,298
1,514	25,509	177,644	564,846
1,239	31,161	145,423	462,393
0,965	40,030	113,201	359,941
0,690	55,958	80,980	257,488

Fonte: O Autor (2020)

Tabela 7 - Performance para 7500 rpm

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,710	20,076	736,855	2342,943
3,435	21,680	682,327	2169,561
3,161	23,563	627,799	1996,180
2,886	25,805	573,270	1822,799
2,612	28,517	518,742	1649,418
2,337	31,867	464,214	1476,037
2,063	36,108	409,685	1302,655
1,788	41,652	355,157	1129,274
1,514	49,207	300,628	955,893
1,239	60,110	246,100	782,512
0,965	77,219	191,572	609,131
0,690	107,944	137,043	435,749

Fonte: O Autor (2020)

Tabela 8 - Performance para 9000 rpm

(continua)

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,710	24,091	602,882	189,606
3,435	26,016	558,268	175,575

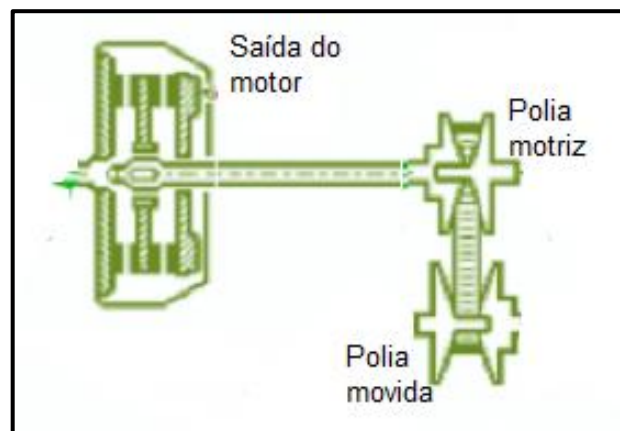
(conclusão)

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,161	28,276	513,653	161,544
2,886	30,966	469,039	147,513
2,612	34,221	424,425	133,482
2,337	38,240	379,811	119,451
1,788	49,982	290,583	91,388
1,514	59,048	245,969	77,357
1,239	72,132	201,355	63,326
0,965	92,663	156,740	49,295
0,690	129,533	112,126	35,264

Fonte: O Autor (2020)

A Figura 18 mostra uma representação como ficaria a montagem do CVT na motocicleta

Figura 18 – Representação esquemática relação de diâmetros

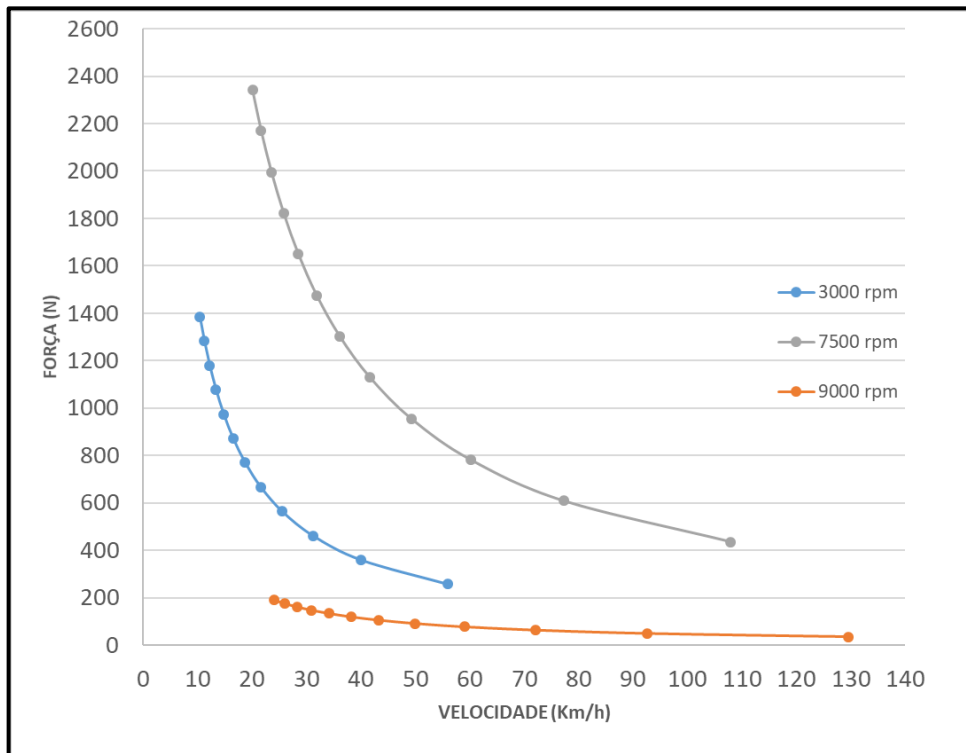


Fonte: O Autor (2020)

4.3.2 Análise gráfica câmbio CVT

As curvas de performance do câmbio CVT estão representadas pelas Figuras 19, para as rotações de 3000, 7500 e 9000 rpm

Figura 19 – Força trativa pela velocidade CVT



Fonte: O Autor (2020)

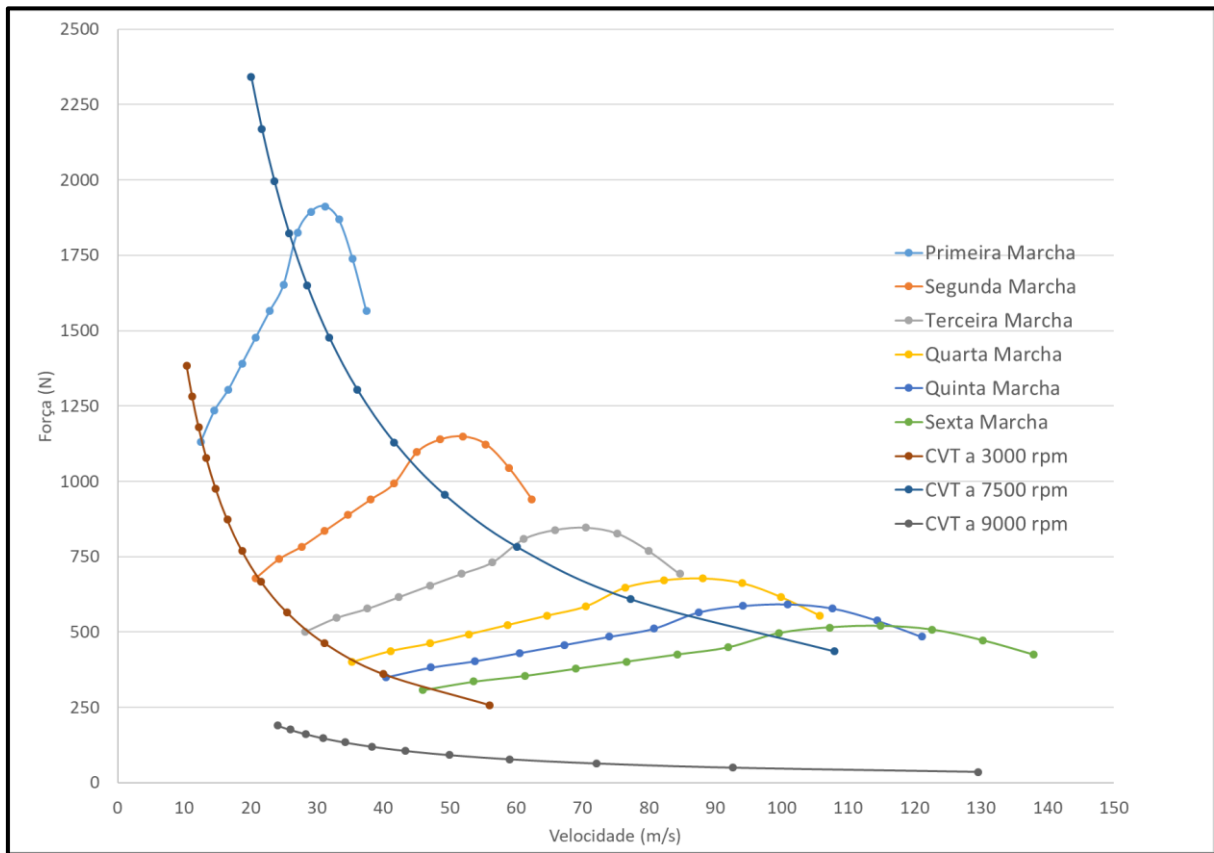
4.4 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

Para uma comparação de resultados as curvas do câmbio manual e CVT foram sobrepostas conforme demonstrado na Figura 20.

Analisando a comparação de performance entre o câmbio manual e o CVT, podemos verificar que o segundo tem um desempenho inferior. Para as mesmas velocidades do câmbio manual, a força trativa do CVT é menor.

Na rotação de torque máximo de 7500 rpm a força trativa na arrancada é maior, porém atingi uma menor velocidade e força final.

Figura 20 – Comparação Força x Velocidade câmbio manual e CVT



Fonte: O Autor (2020)

4.5 PROJETO PRELIMINAR CÂMBIO CVT

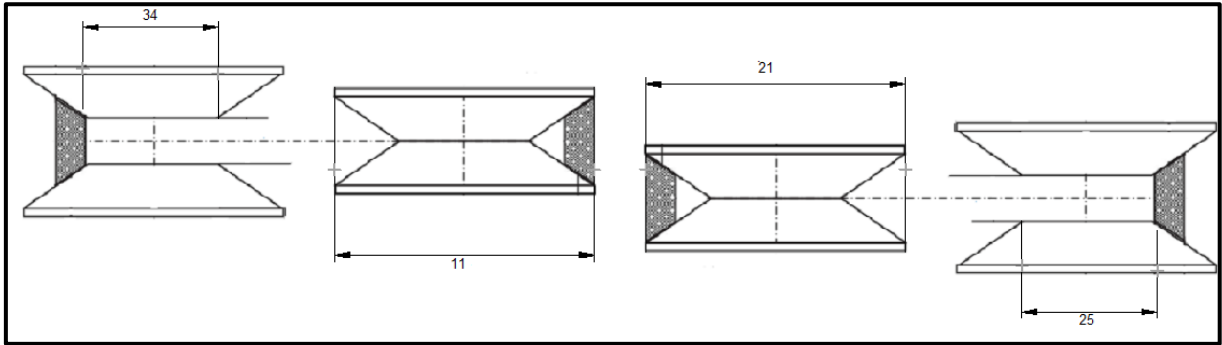
Buscando um resultado similar e superior, foi desenvolvido um projeto preliminar de CVT para as duas configurações, uma buscando um desempenho similar e outra um desempenho melhor em relação a performance.

4.5.1 Projeto Preliminar das polias com desempenho similar

Na primeira configuração de CVT, buscou-se um desempenho similar ao câmbio manual. Sendo a relação da primeira marcha $34/11 = 3,09$ e a razão da sexta marcha $21/25=0,84$, logo os diâmetros da coroa e pinhão da primeira marcha são respectivamente 340mm e 110mm respectivamente e para a sexta marcha 210 mm e 250 mm. Assim a relação de transmissão foi variada nesse range de 0,84 relação mínima e 3,09 relação máxima. Onde para a relação mínima a polia motriz está com 210 mm e a polia movida com 250 mm. Já para

a relação máxima a polia motriz com 340 mm e a movida com 110 mm, conforme a Figura 21. Os resultados encontrados estão representados na Tabela 9. Foi considerada a rotação de torque máximo 7500 rpm para essa análise.

Figura 21 – Representação esquemática relação de diâmetros 2



Fonte: O Autor (2020)

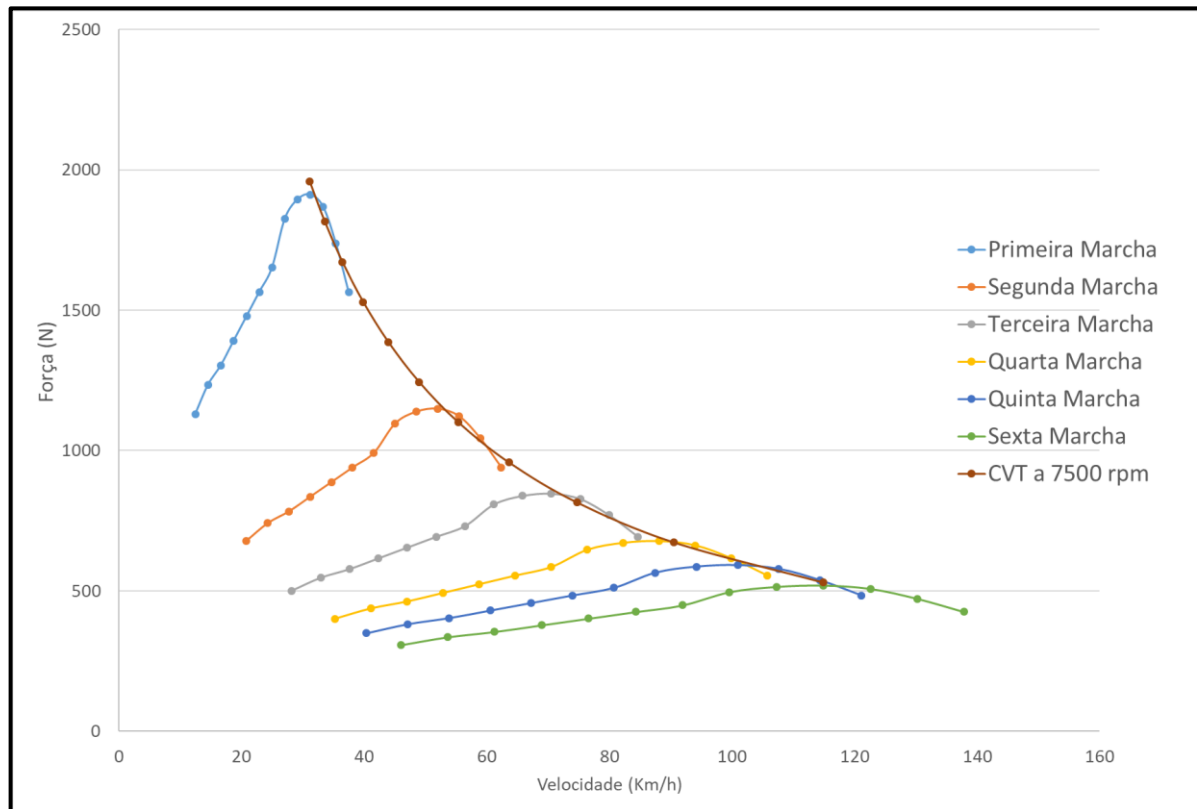
Tabela 9 – Performance do CVT configuração 1

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,100	12,455	363,824	1156,832
2,874	13,435	337,300	1072,495
2,648	14,581	310,776	988,158
2,422	15,942	284,252	903,821
2,196	17,583	257,728	819,485
1,970	19,600	231,204	735,148
1,744	22,139	204,680	650,811
1,518	25,436	178,156	566,474
1,292	29,885	151,632	482,138
1,066	36,221	125,108	397,801
0,840	45,966	98,584	313,464

Fonte: O Autor (2020)

A Figura 22 apresenta a sobreposição das curvas do câmbio manual e da configuração proposta do CVT. Pode-se observar que o desempenho ficou bem próximo.

Figura 22 – Comparação câmbio manual e configuração CVT 1



Fonte: O Autor (2020)

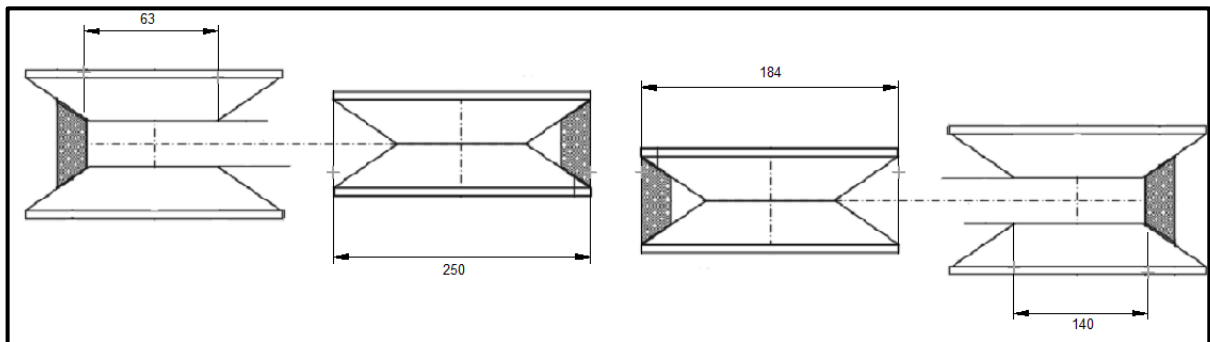
4.5.2 Projeto Preliminar das polias com desempenho superior

A segunda proposta de CVT foi buscando um desempenho melhor que o câmbio manual. Para tanto foi elaborado dois projetos, um priorizando velocidade e o outro força trativa. Os CVTs utilizados foram os modelos comerciais Comet 770 e 790 do fabricante Comet.

4.5.2.1 Projeto CVT com relação de maior velocidade

Para uma maior velocidade de transmissão foi usado o CVT Comet 790, onde a relação de transmissão é 0,54 a mínima e 3,38 a máxima, conforme Anexo B. Conseqüentemente os diâmetros da polia motriz e movida ficaram 63 mm e 250 mm respectivamente para a relação máxima e 184 mm e 140 mm relação mínima, conforme Figura 23. A Tabela 10 apresenta os resultados obtidos

Figura 23 – Representação esquemática relação de diâmetros 3



Fonte: O Autor (2020)

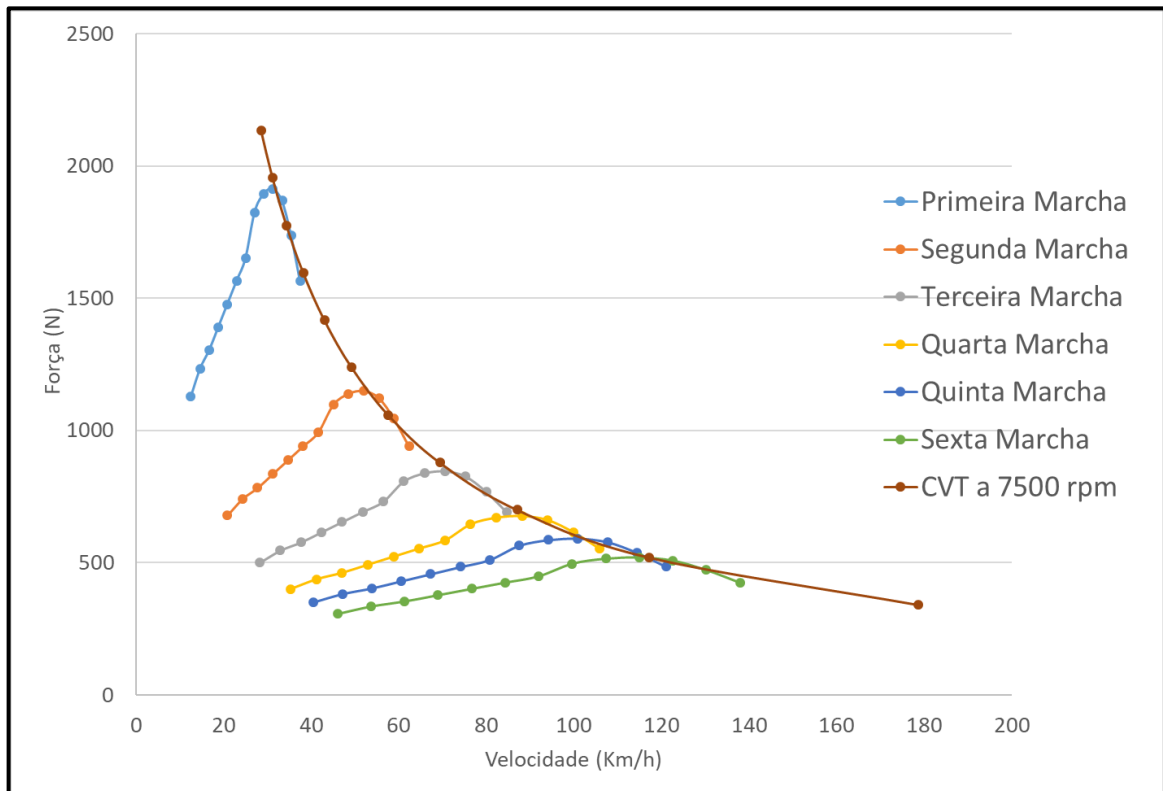
Tabela 10 – Performance do CVT com velocidade maior

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,380	28,559	671,313	2134,541
3,096	31,178	614,907	1955,189
2,812	34,327	558,501	1775,837
2,528	38,184	502,094	1596,485
2,244	43,016	445,688	1417,133
1,960	49,249	389,282	1237,781
1,676	57,594	332,876	1058,429
1,392	69,345	276,470	879,077
1,108	87,119	220,064	699,725
0,824	117,146	163,657	520,373
0,540	178,756	107,251	341,021

Fonte: O Autor (2020)

Na Figura 24 estão sobrepostas as curvas para esta configuração de CVT e câmbio manual.

Figura 24 – Comparação câmbio manual x CVT 2 priorizando velocidade



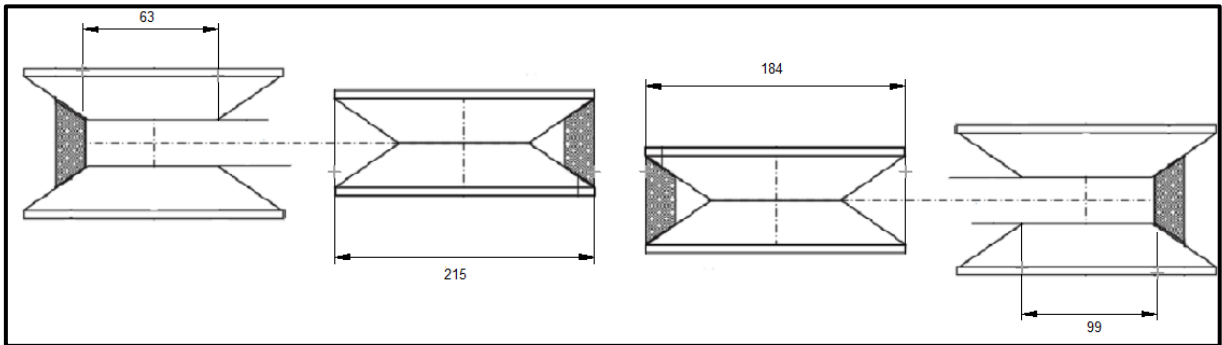
Fonte: O Autor (2020)

Pode-se observar que em comparação com a primeira configuração de CVT, esta proposta atingi uma velocidade um pouco maior a partir de certo ponto, porém chega em uma velocidade final bem superior. Também apresenta uma maior força de tração na arrancada. Na Tabela 11 estão expostos os valores encontrados.

4.5.2.2 Projeto CVT com relação de maior força

Para esta configuração foi priorizada um aumento de força trativa ao invés de velocidade. O CVT utilizado foi o Comet 770 com 0,76 de relação mínima e 3,95 para a relação máxima, conforme Anexo C. Sendo assim, polia motriz e movida para relação máxima ficaram com 63 mm e 215 mm e para a relação mínima 184 mm e 99 mm, essa relação está apresentada na Figura 25. Na Tabela 11 estão demonstrados os resultados obtidos.

Figura 25 – Representação esquemática relação de diâmetros 4



Fonte: O Autor (2020)

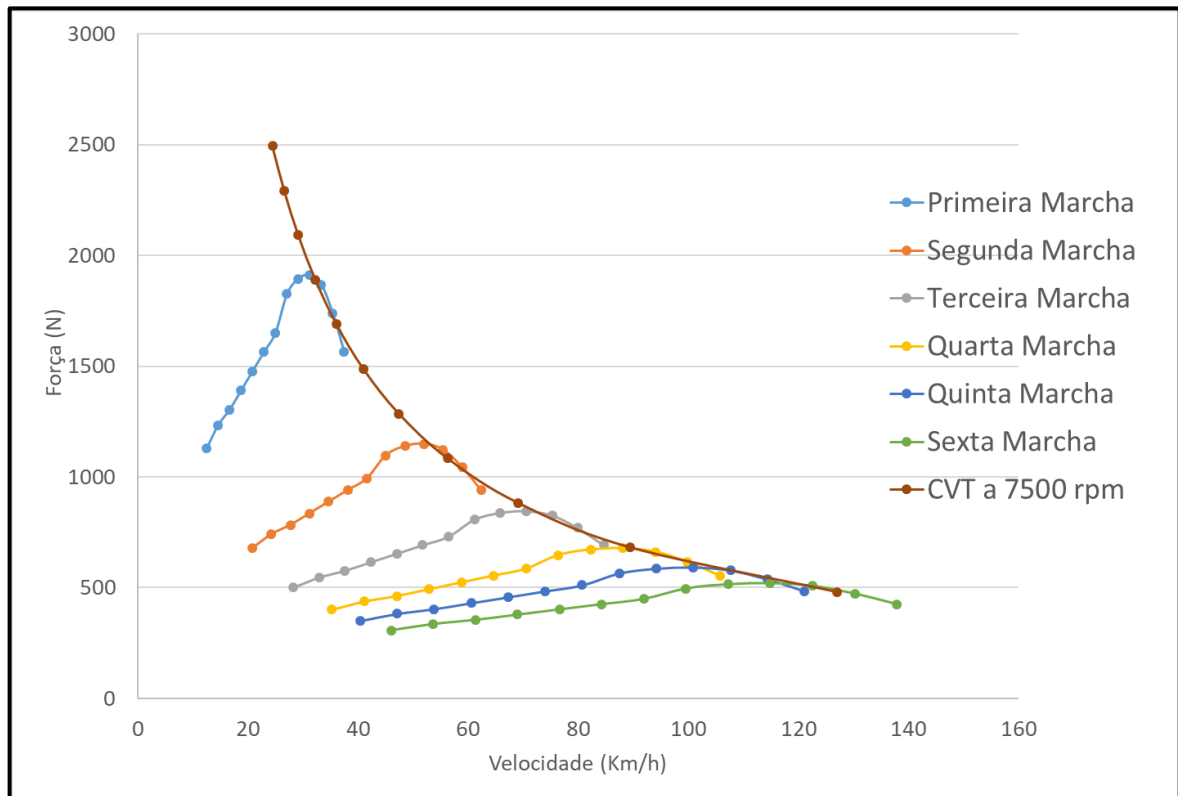
Tabela 11 – Performance do CVT com força trativa maior

	Velocidade (Km/h)	Torque (Nm)	Força (N)
3,950	24,437	784,523	2494,508
3,631	26,584	721,165	2293,052
3,312	29,145	657,807	2091,597
2,993	32,251	594,450	1890,142
2,674	36,099	531,092	1688,687
2,355	40,989	467,734	1487,232
2,036	47,411	404,377	1285,777
1,717	56,219	341,019	1084,321
1,398	69,047	277,661	882,866
1,079	89,461	214,304	681,411
0,760	127,011	150,946	479,956

Fonte: O Autor (2020)

Conforme os dados obtidos pode-se observar que força trativa obtida nessa configuração é bastante superior a força obtida no câmbio manual e a velocidade final um pouco inferior. A Figura 26 representa as curvas para este projeto sobrepostas ao câmbio manual.

Figura 26– Comparação câmbio manual x CVT 2 priorizando força trativa



Fonte: O Autor (2020)

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O câmbio CVT é muito utilizado em veículos nos dias de hoje, e no segmento duas rodas empregado em motocicletas do tipo scooter. Esse sistema preza pelo conforto e segurança do motorista pois não precisa ser efetuada a troca de marchas, podendo o piloto se concentrar apenas em acelerar e frear, e também na economia de combustível.

Primeiramente foi feita uma revisão bibliográfica do câmbio manual bem como do câmbio CVT.

Em seguida foi realizado um estudo comparando o desempenho do câmbio CVT com câmbio manual. Considerando como estudo uma motocicleta com câmbio manual, com os dados fornecidos pelo fabricante, calculou-se o desempenho da mesma representado por gráficos de força trativa e performance de marcha.

O mesmo procedimento foi realizado para o câmbio CVT, que para esse estudo foi utilizado um modelo comercial bastante empregado em baixas de competições da SAE Brasil, o qual pode ser adaptado também para motocicletas.

Analisando os dados gerados dos dois sistemas de transmissão originais, verificou-se que o câmbio CVT apresentou um desempenho inferior. Partindo disso, foi desenvolvido um estudo de um projeto preliminar de câmbio CVT, que apresente um desempenho similar e outro com desempenho superior. Foram alteradas as relações de marcha e conseqüentemente os diâmetros das polias.

O projeto preliminar de CVT atende os objetivos propostos, pois foi possível atingir uma melhor performance que o câmbio manual. Priorizando a velocidade o câmbio CVT atingi um desempenho 29% maior que o convencional em termo de velocidade final. Já a proposta com força de tração superior foi de 12% em comparação com câmbio manual em sexta marcha. Ambas as configurações ocupam quase o mesmo espaço disponível.

Sistemas de câmbio onde não é necessário a troca de marchas vem ganhando espaço entre motocicletas. Essas novas tecnologias visam sempre a segurança, visto que o piloto pode se concentrar mais na direção, sem se distrair com trocas de marchas e também busca mais conforto. Algumas tendências vêm surgindo nos últimos anos, como a Aprilia Mana 850 equipada com câmbio CVT, onde o piloto pode optar pela troca de marchas manualmente ou automático. A Honda também apresenta alguns sistemas de transmissão automática com dupla embreagem o sistema DCT.

Como foram comparadas as transmissões manual e CVT, e não uma comparação de motocicletas efetivamente, esse estudo pode ser utilizado para aplicação do CVT em outros veículos, como bajas e outros veículos.

Para trabalhos futuros sugerimos o projeto completo de um câmbio CVT, visando melhor performance em ciclos urbanos e off road, onde seja dimensionado todo o sistema, para buscar uma performance melhor e com mais precisão. Assim como a viabilização de custos e processos para produção.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEACHLEY, Norman H.; FRANK, Andrew A. **Continuously variable transmissions: Theory and practice**. 1979.

CANALE, Antônio C. **Automobilística: dinâmica e desempenho**. 1. ed, São Paulo: Érica, 1989.

CROLLA, David. **Automotive Engineering: powertrain, chassis system and vehicle body**. Oxford: Butterworth-heinemann, 2009. 834 p.

CROLLA, David; MASHADI, Behrooz. **Vehicle Powertrain Systems**. Chichester: Wiley, 2011. 558 p.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Ed. Society of Automotive Engineers, Inc. – Warrendale PA, 1992.

Mecânica de Motocicletas. Rio de Janeiro: Senai, 2002. 176 p.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 9ª Ed. São Paulo: Editora Érica, 2009

MOTT, Robert L. **Elementos de máquina em projetos mecânicos**. Traduções de Giuliana Niedhardt e Poliana Magalhães Oliveira. Revisão de Antonio Carlos Ancelotti. 5. ed. São Paulo: Pearson, 2015.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application**. 2. ed. Berlim: Springer Berlin Heidelberg, 2011.

NORTON, Robert. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1060 p.

OLIVEIRA, Carlos Alexandre de; ROSA, Andrea da. **Mecânica de Automóveis: sistemas de freio, suspensão, direção e transmissão**. Sistemas de Freio, Suspensão, Direção e Transmissão. Santa Maria: Cep Senai, 2003. 104 p.

RIBARIC, Sergio Alejandro. **Manual de Mecânica de Motos**. São Paulo: Maitiry Assessoria Gráfica, 2001. 262 p.

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. São Paulo: Blucher, 2005. 1232 p.

SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. **Automobilística: sistemas de transmissão**. Apostilado – Curso Técnico. São Paulo: SENAI-SP, 2003.

APÊNDICE A – PERFORMANCE CÂMBIO MANUAL

Figura 27 – Performance câmbio manual parte 1

rpm	torque	Primeira Marcha			
		velocidade (Km/h)	velocidade (m/s)	torque (Nm)	força (N)
3000	13	12,492	3,470	355,353	1129,899
3500	14,2	14,574	4,048	388,155	1234,198
4000	15	16,656	4,627	410,023	1303,730
4500	16	18,738	5,205	437,358	1390,646
5000	17	20,820	5,783	464,693	1477,561
5500	18	22,902	6,362	492,028	1564,476
6000	19	24,984	6,940	519,363	1651,392
6500	21	27,066	7,518	574,032	1825,222
7000	21,8	29,148	8,097	595,900	1894,755
7500	22	31,230	8,675	601,367	1912,138
8000	21,5	33,312	9,253	587,700	1868,680
8500	20	35,394	9,832	546,698	1738,307
9000	18	37,476	10,410	492,028	1564,476

Fonte: O Autor (2020)

Figura 28 – Performance câmbio manual parte 2

Segunda Marcha				Terceira Marcha			
velocidade (Km/h)	velocidade (m/s)	torque (Nm)	força (N)	velocidade (Km/h)	velocidade (m/s)	torque (Nm)	força (N)
20,791	5,775	213,511	678,889	28,216	28,216	157,324	500,234
24,256	6,738	233,219	741,556	32,919	32,919	171,846	546,410
27,721	7,700	246,358	783,334	37,621	37,621	181,527	577,193
31,186	8,663	262,782	835,556	42,324	42,324	193,629	615,673
34,651	9,625	279,206	887,778	47,026	47,026	205,731	654,152
38,116	10,588	295,630	940,000	51,729	51,729	217,833	692,632
41,581	11,550	312,054	992,223	56,432	56,432	229,935	731,111
45,046	12,513	344,902	1096,667	61,134	61,134	254,138	808,071
48,512	13,475	358,041	1138,445	65,837	65,837	263,820	838,854
51,977	14,438	361,326	1148,889	70,540	70,540	266,240	846,550
55,442	15,400	353,114	1122,778	75,242	75,242	260,189	827,310
58,907	16,363	328,478	1044,445	79,945	79,945	242,036	769,591
62,372	17,326	295,630	940,000	84,648	84,648	217,833	692,632

Fonte: O Autor (2020)

Figura 29 – Performance câmbio manual parte 3

Quarta Marcha				Quinta Marcha			
velocidade (Km/h)	velocidade (m/s)	torque (Nm)	força (N)	velocidade (Km/h)	velocidade (m/s)	torque (Nm)	força (N)
35,254	9,793	125,917	400,371	40,366	11,213	109,969	349,662
41,129	11,425	137,540	437,328	47,094	13,082	120,120	381,938
47,005	13,057	145,288	461,966	53,822	14,950	126,887	403,456
52,881	14,689	154,974	492,764	60,549	16,819	135,346	430,353
58,756	16,321	164,660	523,561	67,277	18,688	143,805	457,250
64,632	17,953	174,346	554,359	74,005	20,557	152,264	484,147
70,507	19,585	184,032	585,157	80,733	22,426	160,723	511,044
76,383	21,218	203,404	646,752	87,460	24,295	177,642	564,839
82,259	22,850	211,152	671,391	94,188	26,163	184,409	586,356
88,134	24,482	213,090	677,550	100,916	28,032	186,101	591,736
94,010	26,114	208,247	662,151	107,643	29,901	181,871	578,287
99,886	27,746	193,718	615,955	114,371	31,770	169,183	537,942
105,761	29,378	174,346	554,359	121,099	33,639	152,264	484,147

Fonte: O Autor (2020)

Figura 30 – Performance câmbio manual parte 4

Sexta Marcha			
velocidade (Km/h)	velocidade (m/s)	torque (Nm)	força (N)
45,966	12,768	96,573	307,067
53,627	14,896	105,487	335,411
61,288	17,024	111,430	354,308
68,949	19,152	118,858	377,928
76,610	21,280	126,287	401,549
84,270	23,408	133,716	425,169
91,931	25,537	141,144	448,790
99,592	27,665	156,002	496,031
107,253	29,793	161,945	514,927
114,914	31,921	163,430	519,652
122,575	34,049	159,716	507,841
130,236	36,177	148,573	472,410
137,897	38,305	133,716	425,169

Fonte: O Autor (2020)


Figura 31 – Força de tração requerida em função da rampa

Velocidade	0%	20%	30%	40%	60%	80%	100%	130%	160%	165%
12,4919	36,4592	468,6936	669,3115	853,8432	1167,3617	1408,0622	1587,5233	1773,0565	1770,4173	1908,1462
14,5738	37,6691	469,9035	670,5214	855,0531	1168,5716	1409,2721	1588,7332	1774,2664	1771,6272	1909,3561
16,6558	39,0651	471,2995	671,9174	856,4491	1169,9676	1410,6681	1590,1292	1775,6624	1773,0232	1910,7521
18,7378	40,6472	472,8816	673,4995	858,0313	1171,5498	1412,2502	1591,7114	1777,2446	1774,6054	1912,3342
20,8198	42,4155	474,6499	675,2678	859,7996	1173,3181	1414,0185	1593,4796	1779,0128	1776,3737	1914,1025
22,9017	44,3700	476,6043	677,2223	861,7540	1175,2725	1415,9729	1595,4341	1780,9673	1778,3281	1916,0569
24,9837	46,5105	478,7449	679,3628	863,8945	1177,4130	1418,1135	1597,5746	1783,1078	1780,4687	1918,1975
27,0657	48,8372	481,0716	681,6895	866,2212	1179,7397	1420,4402	1599,9013	1785,4345	1782,7954	1920,5242
29,1477	51,3500	483,5844	684,2023	868,7341	1182,2526	1422,9530	1602,4141	1787,9473	1785,3082	1923,0370
31,2297	54,0490	486,2834	686,9013	871,4330	1184,9515	1425,6520	1605,1131	1790,6463	1788,0072	1925,7360
33,3116	56,9341	489,1685	689,7864	874,3181	1187,8366	1428,5371	1607,9982	1793,5314	1790,8923	1928,6211
35,3936	60,0053	492,2397	692,8576	877,3894	1190,9079	1431,6083	1611,0695	1796,6027	1793,9635	1931,6923
37,4756	63,2627	495,4971	696,1150	880,6467	1194,1652	1434,8657	1614,3268	1799,8600	1797,2209	1934,9497
38,1162	64,3024	496,5368	697,1547	881,6865	1195,2050	1435,9054	1615,3665	1800,8997	1798,2606	1935,9894
41,5813	70,2318	502,4662	703,0841	887,6158	1201,1343	1441,8348	1621,2959	1806,8291	1804,1900	1941,9188
45,0464	76,6768	508,9112	709,5291	894,0608	1207,5793	1448,2798	1627,7409	1813,2741	1810,6349	1948,3638
48,5115	83,6374	515,8717	716,4897	901,0214	1214,5399	1455,2403	1634,7015	1820,2347	1817,5955	1955,3243
51,9766	91,1135	523,3479	723,9658	908,4975	1222,0160	1462,7165	1642,1776	1827,7108	1825,0717	1962,8005
55,4417	99,1053	531,3397	731,9576	916,4893	1230,0078	1470,7083	1650,1694	1835,7026	1833,0634	1970,7923
58,9068	107,6127	539,8470	740,4650	924,9967	1238,5152	1479,2156	1658,6768	1844,2100	1841,5708	1979,2996
62,3719	116,6356	548,8700	749,4879	934,0196	1247,5381	1488,2386	1667,6997	1853,2329	1850,5938	1988,3226
65,8371	126,1742	558,4086	759,0265	943,5582	1257,0767	1497,7772	1677,2383	1862,7715	1860,1323	1997,8612
70,5397	139,9441	572,1785	772,7964	957,3281	1270,8466	1511,5471	1691,0082	1876,5414	1873,9022	2011,6311
75,2424	154,6636	586,8980	787,5159	972,0476	1285,5661	1526,2666	1705,7277	1891,2609	1888,6218	2026,3506
79,9450	170,3328	602,5672	803,1851	987,7168	1301,2353	1541,9358	1721,3969	1906,9301	1904,2909	2042,0198
84,6476	186,9516	619,1860	819,8039	1004,3356	1317,8541	1558,5546	1738,0157	1923,5489	1920,9098	2058,6386
88,1343	199,8862	632,1206	832,7385	1017,2702	1330,7887	1571,4892	1750,9503	1936,4835	1933,8443	2071,5732
94,0099	222,8644	655,0988	855,7167	1040,2484	1353,7669	1594,4674	1773,9285	1959,4617	1956,8225	2094,5514
99,8855	247,3251	679,5595	880,1774	1064,7091	1378,2276	1618,9281	1798,3892	1983,9224	1981,2832	2119,0121
105,7611	273,2682	705,5026	906,1205	1090,6523	1404,1708	1644,8712	1824,3324	2009,8656	2007,2264	2144,9552
107,6434	281,8926	714,1269	914,7449	1099,2766	1412,7951	1653,4955	1832,9567	2018,4899	2015,8507	2153,5795
114,3711	313,9623	746,1967	946,8146	1131,3464	1444,8649	1685,5653	1865,0265	2050,5597	2047,9205	2185,6493
121,0988	347,9758	780,2101	980,8281	1165,3598	1478,8783	1719,5787	1899,0399	2084,5731	2081,9339	2219,6627
122,5753	355,7005	787,9349	988,5528	1173,0845	1486,6030	1727,3035	1906,7646	2092,2978	2089,6586	2227,3875
130,2362	397,2846	829,5190	1030,1369	1214,6686	1528,1871	1768,8875	1948,3487	2133,8819	2131,2427	2268,9715
137,8972	441,3889	873,6233	1074,2412	1258,7729	1572,2914	1812,9919	1992,4530	2177,9862	2175,3471	2313,0759

Fonte: O Autor (2020)

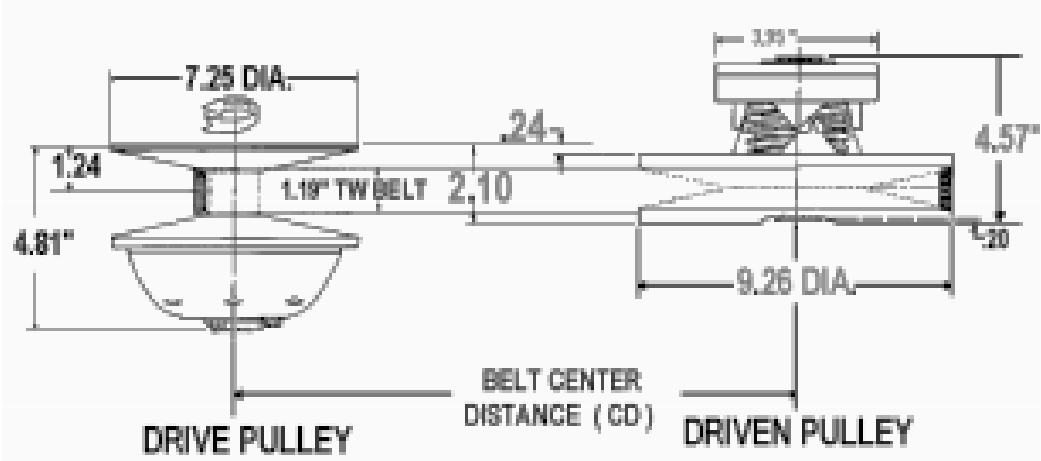
ANEXO A – CARACTERÍSTICAS DA TRANSMISSÃO COMET

Figura 32 – Comet 780



**MÓDEL 780
AUTOMATICO
TORQUE CONVERTER**

LAYOUT DIMENSIONS:



SPECIFICATIONS:

MAX ENGINE RATING:	MAX RPM:
2-Cycle - 30 H.P.	10,000
4-Cycle - 16 H.P	5,500
BORE SIZES	SPEC. NO.
DRIVE - 1"	302424C
DRIVEN - 3/4"	302454C

PULLEY RATIOS:

LOW - 3.71:1 (SHOWN ABOVE)
HIGH - .69:1
OVERALL - 5.38:1

BELT SELECTION:

PART NUMBER	BELT C.D.
300780C (704054)	8.59"
300634C (704055)	9.62"
300637C (704060)	10.73"
300638C (704061)	11.08"

DISCOUNTED NET APPLIES TO MINI BAJA PROJECT ONLY.

	LIST	NET*
DRIVES :	\$260.00	\$ 155.00
DRIVENS:	225.00	135.00
BELTS :	75.00	45.00

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


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

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

DISTRIBUTED BY:

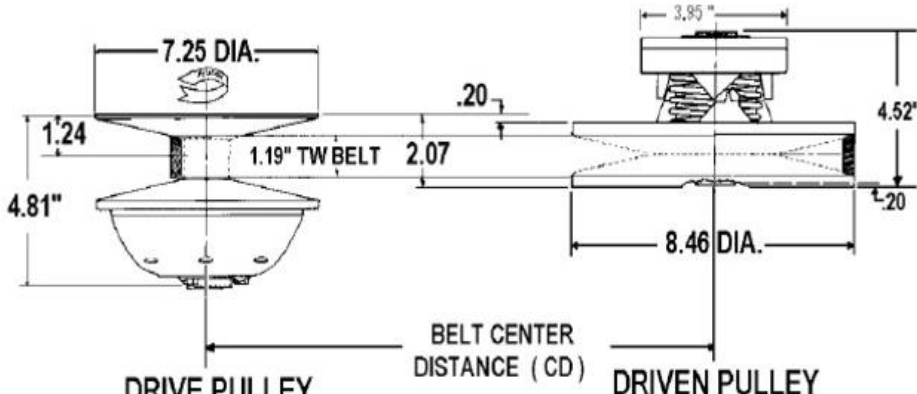
QDS P.O. BOX 6910 , ALHAMBRA , CALIFORNIA 91802 TEL. (626) 293-5770 / FAX. (626) 281-3392

Figura 33 – Comet 790



MODEL 790 AUTOMATIC TORQUE CONVERTER

LAYOUT DIMENSIONS:



DRIVE PULLEY

SPECIFICATIONS

DRIVEN PULLEY

BELT SELECTION:

MAX ENGINE RATING:	MAX RPM:	PART NUMBER	BELT C.D.
2-Cycle - 30 H.P.	10,000	300780C (704054)	9.41"
4-Cycle - 16 H.P.	5,500	300634C (704055)	10.41"
		300637C (704060)	11.50"
		300638C (704061)	11.84"

BORE SIZES	SPEC. NO.
DRIVE - 1"	302453C
DRIVEN - 3/4"	302603C

PULLEY RATIOS:	DISCOUNTED PRICES APPLY TO MIN-BAJA PROJECT ONLY.
LOW - 3.38:1 (SHOWN ABOVE)	
HIGH - .54:1	
OVERALL - 6.26:1	

	<u>LIST</u>	<u>NET*</u>
DRIVES :	\$270.00	\$ 160.00
DRIVENS :	250.00	150.00
BELTS :	71.00	43.00


***SHIPPING / TAXES: "FOB QDS" OR "FRT. COLLECT" / ADD 8.25 PERCENT TO PURCHASES IN CALIFORNIA ONLY.**

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

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

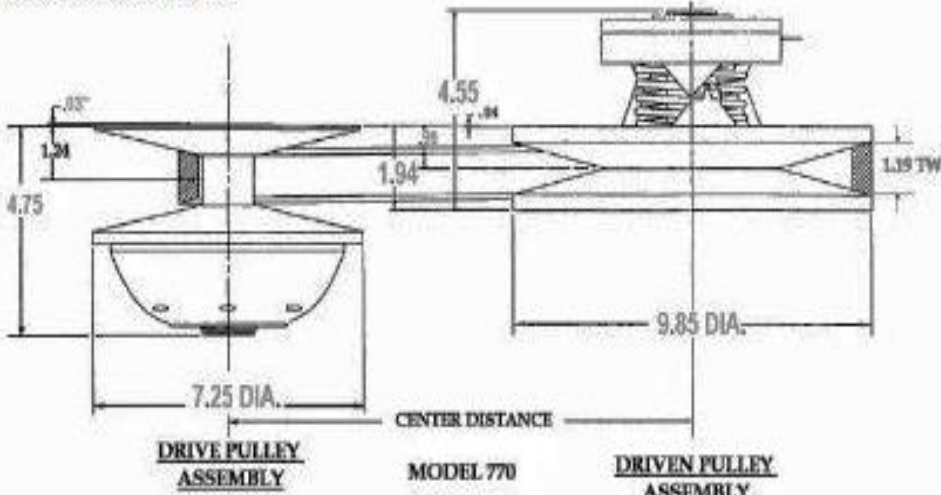
DISTRIBUTED BY:
QDS P.O. BOX 6910, ALHAMBRA, CALIFORNIA 91802 TEL. (626) 293-5770 / FAX.(626) 281-3392

Figura 34 – Comet 770



MODEL 770 AUTOMATIC TORQUE CONVERTER

LAYOUT DIMENSIONS:



DRIVE PULLEY ASSEMBLY
MODEL 770
DRIVEN PULLEY ASSEMBLY

<p>SPECIFICATIONS</p> <p>MAX ENGINE RATING: MAX RPM:</p> <p>2-Cycle - 30 H.P. 10,000</p> <p>4-Cycle - 16 H.P. 5,500</p>		<p>BELT SELECTION:</p> <table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <th style="text-align: left;">PART NUMBER</th> <th style="text-align: left;">BELT C.D.</th> </tr> <tr> <td>300634C (704055)</td> <td>9.02"</td> </tr> <tr> <td>300637C (704060)</td> <td>10.15"</td> </tr> <tr> <td>300638C (704061)</td> <td>10.50"</td> </tr> <tr> <td>300663C (704096)</td> <td>11.12"</td> </tr> </table>		PART NUMBER	BELT C.D.	300634C (704055)	9.02"	300637C (704060)	10.15"	300638C (704061)	10.50"	300663C (704096)	11.12"		
PART NUMBER	BELT C.D.														
300634C (704055)	9.02"														
300637C (704060)	10.15"														
300638C (704061)	10.50"														
300663C (704096)	11.12"														
<p>BORE SIZES SPEC. NO.</p> <p>DRIVE - 1" 302453C</p> <p>DRIVEN - 3/4" 302604S</p>		<p>DISCOUNTED NET* APPLIES TO MINI BAJA PROJECT ONLY.</p> <table border="0" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <th></th> <th style="text-align: left;"><u>LIST</u></th> <th style="text-align: left;"><u>NET*</u></th> </tr> <tr> <td>DRIVES :</td> <td>\$270.00</td> <td>\$ 160.00</td> </tr> <tr> <td>DRIVENS:</td> <td>250.00</td> <td>150.00</td> </tr> <tr> <td>BELTS :</td> <td>71.00</td> <td>43.00</td> </tr> </table>			<u>LIST</u>	<u>NET*</u>	DRIVES :	\$270.00	\$ 160.00	DRIVENS:	250.00	150.00	BELTS :	71.00	43.00
	<u>LIST</u>	<u>NET*</u>													
DRIVES :	\$270.00	\$ 160.00													
DRIVENS:	250.00	150.00													
BELTS :	71.00	43.00													
<p>PULLEY RATIOS:</p> <p>LOW - 3.95:1 (SHOWN ABOVE)</p> <p>HIGH - .76:1</p> <p>OVERALL - 5.20:1</p>															

***SHIPPING / TAXES: "FOB QDS" OR "FRY. COLLECT" / ADD 8.25 PERCENT TO PURCHASES IN CALIFORNIA ONLY.**

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

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