TUGAS AKHIR – TM141585

ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN TERHADAP PENGARUH VARIASI SUDUT KONTAK KEMIRINGAN DRIVE PULLEY PADA CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT) DENGAN VARIASI SUDUT 14°, 13°, DAN 12° PADA VARIO 125 PGM-FI

CHRISNATA GITA PRASANDY
NRP. 2109 100 005

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono. DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016

TUGAS AKHIR– TM141585

ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN TERHADAP PENGARUH VARIASI SUDUT KONTAK KEMIRINGAN DRIVE PULLEY PADA CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT) DENGAN VARIASI SUDUT 14°, 13°, DAN 12° PADA VARIO 125 PGM-FI

CHRISNATA GITA PRASANDY
NRP 2109 100 005

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono. DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016

FINAL PROJECT – TM141585

ANALYSIS AND STUDY EXPERIMENT TO THE INFLUENCE OF VARIATION ANGLES CONTACT SLOPE DRIVE PULLEY IN CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT) WITH VARIATIONS ANGLES 14°, 13°, AND 12° IN VARIO 125 PGM-FI

CHRISNATA GITA PRASANDY
NRP. 2109 100 005

Advisor Lecture
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono. DEA

Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Surabaya Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016

ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN TERHADAP PENGARUH VARIASI SUDUT KONTAK KEMIRINGAN DRIVE PULLEY PADA *CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISION (CVT)* DENGAN VARIASI SUDUT 14°, 13° DAN 12° PADA VARIO PGM-FI

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh November

Oleh:

CHRISNATA GITA PRASANDY
NRP. 2109 100 005

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA .....(Pembimbing)
   (NIP .196508101991021001)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D .....(Penguji I)
   (NIP .195106051978031002)
3. Dr. Eng. Unggul W, ST., MEng.Sc. .....(Penguji II)
   (NIP .197805102001121001)
4. Alief Wikarta, ST, M.Sc, Eng, Ph.D .....(Penguji III)
   (NIP .198202102006041002)

SURABAYA
Januari, 2016

ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN TERHADAP PENGARUH VARIASI SUDUT KONTAK KEMIRINGAN DRIVE PULLEY PADA CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT) DENGAN VARIASI SUDUT 14°, 13°, DAN 12° PADA VARIO 125 PGM-FI

Nama Mahasiswa : Chrisnata Gita Prasandy
NRP : 2109100005
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRAK

Saat ini perkembangan dunia otomotif khususnya sepeda motor terus dikembangkan untuk mendapatkan kenyamanan dalam pengendalian. Produsen otomotif khususnya roda dua (sepeda motor) telah memproduksi kendaraan yang memakai sistem transmisi otomatis yang disebut dengan CVT (Continuously Variable Transmission) sistem. Sistem transmisi ini tidak menggunakan roda gigi namun memanfaatkan sistem pulley and belt. Adanya variasi drive pulley yang dijual dipasaran mengindikasikan bahwa pemilihan jenis drive pulley yang sesuai dapat memperbaiki performa dari kendaraan standar, dan ini yang mendasari terlaksananya tugas akhir kali ini.

Pada tugas akhir ini data yang ingin diperoleh adalah torsi yang dihasilkan dan rasio transmisi kendaraan. Untuk mendapatkan nilai torsi, perlu dilakukan dynotest langsung pada roda belakang dengan variasi beberapa jenis bentuk drive pulley, juga pada tiap variasi drive pulley akan menghasilkan rasio transmisi yang berbeda. Dan juga dilakukan analisa terhadap terjadinya slip pada belt jika dilakukan perubahan pada sudut kontak kemiringan drive pulley.

Hasil yang didapatkan berupa torsi tertinggi yang dihasilkan oleh driver pulley dengan sudut 12° pada kendaraan Vario 125 PGM-FI sebesar 351.63 N-m yang dihasilkan pada

kecepatan 0 km/jam hingga 15 km/jam. Sedangkan untuk kecepatan tinggi dari 15 km/jam hingga kecepatan tertinggi, besar torsi tertinggi dimiliki oleh driver pulley dengan sudut 14°. Maka berdasarkan nilai torsi, driver pulley dengan sudut 12° lebih baik digunakan dalam kota, sedangkan driver pulley dengan sudut 14° lebih baik digunakan diluar kota.

Kata kunci: Transmisi Otomatis, Sudut Kontak Kemiringan, Driver Pulley, Primer Pulley, Ratio Pulley, CVT

ANALYSIS AND STUDY EXPERIMENT TO THE INFLUENCE OF VARIATION ANGLES CONTACT SLOPE DRIVE PULLEY IN CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT) WITH VARIATIONS ANGLES 14°, 13°, AND 12° IN VARIO 125 PGM-FI

Student Name : Chrisnata Gita Prasandy
Student Number : 2109100005
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRACT

This time, the development of the automotive especially motorcycle the further development of the to get comfort in control.Producers automotive especially two - wheeled (a motorcycle) has produced vehicle who wears system automatic transmission and it is called cvt (continuously variable transmission) system.Transmission system of these are using a gear wheel use the system pulley and belt.Variation drive pulley sold dipasaran indicates that the selection kind of drive pulley appropriate can improve the performance of vehicles standards, and this underlying of duty the end of this time.

On this project the end of these are data who want to obtained was its torque produced and the ratio transmission vehicles.To get a torque, needs to be done dynotest directly to the rear wheel by variation some the type form drive pulley, also in each variation drive pulley will produce the ratio a transmission that different.And also analysis against an onset slip on belt if the changes at an angle contact slope drive pulley.

The results obtained of torque highest produced by drivers pulley with an angle 12° on a vehicle Vario 125 PGM-FI of 351.63 N-m produced at the speed of 0 km per hour to 15 kilometres an hour.While for high speed from 15 Kilometres an hour to highest speed, large torque highest owned by drivers

pulley with an angle 14°. So based on value torque, driver pulley with an angle 12° it is better used in the city, while driver pulley with an angle 14° it is better used outside of town.

Keywords: automatic transmission, the slope, contact driver pulley, pulley, primary ratio pulley, cvt

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan karunia-Nya sehingga Tugas Akhir yang saya kerjakan ini dapat saya selesaikan dengan baik.

Laporan Tugas Akhir ini saya susun sesuai dengan bidang studi saya yaitu Desain (Mekanika Benda Padat) dengan judul Analisa Dan Studi Eksperimen Terhadap Pengaruh Variasi Sudut Kontak Kemiringan Drive Pulley Pada Continuously Variable Transmission (Cvt) Dengan Variasi Sudut 14°, 13°, Dan 12° Pada Vario 125 Pgm-Fi. Saya juga tidak lupa mengucapkan terima kasih kepada :

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Eng,Sc,PhD., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin FTI ITS
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, selaku dosen pembimbing Tugas Akhir
3. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc., selaku dosen wali
4. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D., selaku dosen penguji Seminar dan Sidang Tugas Akhir.
5. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Phd., selaku dosen penguji Seminar dan sidang Tugas Akhir.
6. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc., selaku dosen penguji Seminar dan Sidang Tugas Akhir.
7. Arif Wahyudi, ST., MT., Ph.D., selaku Kasie Proposal dan Tugas Akhir
8. Kedua orang tua yang senantiasa memberikan motivasi dan memberi dukungan penuh selama ini.
9. Segenap mahasiswa ITS yang telah memberikan dukungan, motivasi dan pembelajaran selama kuliah di Teknik Mesin ITS.
10. Segenap Dosen dan Karyawan ITS yang telah mendidik dengan sepenuh hati.

11. Pemerintah melalui Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi (Ditjen Dikti) atas beasiswa kuliah 4 tahun.
12. Semua pihak yang telah membantu atas terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu mata kuliah wajib yang harus ditempuh oleh mahasiswa Teknik Mesin FTI-ITS agar memenuhi syarat kelulusan. Kami menyadari laporan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu saya mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan laporan Tugas Akhir saya. Semoga laporan Tugas Akhir yang saya buat dapat bermanfaat.

Surabaya, 27 Januari 2016

Penyusun

DAFTAR ISI

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR TABEL

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan dunia otomotif mengalami kemajuan yang sangat pesat. Berbagai macam teknologi telah ditemukan dalam upaya memberikan kondisi terbaik kendaraan untuk masyarakat. Salah satu bagian yang mengalami perkembangan adalah bagian transmisi. Transmisi merupakan sistem yang menyalurkan tenaga dari mesin hingga sampai ke roda. Sistem transmisi adalah sistem yang berfungsi untuk mengkonversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda-beda untuk diteruskan ke penggerak akhir. Konversi ini mengubah kecepatan putar yang tinggi menjadi lebih rendah tetapi lebih bertenaga, atau sebaliknya.

Salah satu sistem transmisi yang sedang dikembangkan adalah sistem transmisi otomatis. Sistem transmisi otomatis merupakan sistem transmisi yang menggunakan sistem *pulley and belt* dalam proses menyalurkan tenaga dari mesin. Dalam fokus pembahasan kali ini objek yang dianalisa adalah Vario 125 PGM-FI yang memiliki sistem transmisi *Continuoualy Variable Transmission (CVT)* yang berbasis V-belt. CVT adalah sistem transmisi tanpa gigi yang prinsip kerjanya dengan memanfaatkan perubahan diameter antara pulley penggerak (*drive pulley*) dan pulley yang digerakan (*driven pulley*). Transmisi CVT ini memiliki perubahan speed ratio yang kontinyu, sehingga tidak terjadi kehilangan tenaga yang sia – sia saat terjadi perpindahan rasio putar. Perubahan speed ratio terjadi secara otomatis sewaktu berputar.

Sekarang ini kendaraan Vario 125 PGM-FI menjadi salah satu kendaraan bebek skuter matic yang diminati oleh banyak masyarakat serta banyak digunakan sebagai kendaraan balap, sehingga banyak pula perusahaan manufaktur part racing yang memproduksi beberapa komponen yang dapat digunakan untuk merubah performa standar dari Vario 125 PGM-FI apabila

pengguna ingin kendaraannya memiliki performa lebih, baik dalam segi tarikan ataupun memiliki akselerasi yang lebih sehingga dapat memacu kendaraan lebih cepat. Salah satunya dengan mengganti *drive pulley* yang berpengaruh terhadap pergerakan belt dan berdampak pada kenaikan nilai torsi roda jika digunakan.

Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan analisa yang diindikasikan pada sistem transmisi khususnya bagian CVT dengan maksud mendapatkan performa yang lebih baik daripada sebelumnya dengan mengganti komponen *drive pulley* dengan beberapa variasi dengan merubah sudut kemiringan permukaan *drive pulley* yang akan menyebabkan terjadinya perbedaan kontak antara belt dan pulley. Dengan melakukan percobaan maka dapat diketahui performa dari sistem ini.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang terdapat dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap torsi yang dihasilkan pada kendaraan Vario 125 PGM-FI.
2. Bagaimana pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap rasio transmisi pada Vario 125 PGM-FI.
3. Bagaimana pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap terjadinya slip pada belt.

1.3 Tujuan Tugas Akhir

Dengan mengacu pada perumusan masalah di atas, maka tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mencari pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap torsi yang dihasilkan pada kendaraan Vario 125 PGM-FI.
2. Mencari pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap rasio transmisi pada Vario 125 PGM-FI.
3. Mencari pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap terjadinya slip pada belt.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam tugas akhir kali ini adalah:

1. Kendaraan yang digunakan adalah Honda Vario 125 PGM-FI 125cc keluaran tahun 2013.
2. Variasi drive pulley yang digunakan memiliki sudut kontak kemiringan (β) 12^0, 13^0 dan 14^0.
3. Menggunakan massa roller standar 18 gram
4. Menggunakan pegas standar 8,8 N/mm
5. Radius dinamik ban kendaraan kendaraan dianggap konstan.
6. Kinerja *engine* tidak dipengaruhi lingkungan sekitar.
7. Massa pengemudi 60 kg.
8. Menggunakan bahan bakar premium.
9. Sudut kontak kendaraan terhadap jalan adalah 0^0.
10. V-belt yang digunakan adalah V-belt standar tipe A dengan cakupan daya (3-20) HP

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap torsi yang dihasilkan pada kendaraan Vario 125 PGM-FI.
2. Mengetahui pengaruh terjadinya slip pada belt dengan penggantian *drive pulley* standar pada Vario 125 PGM-FI sehingga menjadi pengetahuan untuk masyarakat.
3. Mengetahui pengaruh sudut kontak kemiringan (β) terhadap rasio transmisi pada Vario 125 PGM-FI.
4. Untuk mendapatkan performa yang optimal pada Vario 125 PGM-FI.
5. Sebagai acuan dalam penelitian serta riset berikutnya.

1.6 Sistematika Laporan

Sistematika penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab 1 Pendahuluan, bab ini berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan.
2. Bab 2 Dasar Kajian Pustaka, bab ini berisi dasar – dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.
3. Bab 3 Metodologi, bab ini berisi urutan langkah – langkah analisa Vario 125 PGM FI.
4. Bab 4 Hasil dan Analisa, pada bab ini membahas hasil performa dari Vario 125 PGM FI.
5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran, berisi kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran – saran untuk membuat penelitian ini lebih baik.

BAB II
DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Pada penelitian yang dilakukan sebelumnya oleh saudara Nanda Tito Prasetyo yaitu membandingkan peforma Vario 110 dengan Vario 125 PGM-FI dimana yang akan dicari adalah gaya dorong, gaya dorong di tanjakan dan percepatan. Dengan mencari perhitungan gaya hambat kendaraan terlebih dahulu yang menggunakan variabel aerodinamis, rolling resistance dan sudut tanjakan untuk komponen perhitungannnya. Setelah itu dilakukan pengujian dengan cara dynotest yang dimana akan didapatkan besarnya torsi dan putaran Dari data yang didapatkan tersebut maka bisa dihitung besarnya gaya dorong, gaya dorong pada tanjakan, serta besarnya percepatan.

Bimo Bagus Putranto melakukan penelitian yaitu membandingkan pengaruh massa roller CVT (15,16,17, dan 18 gram) terhadap performa Vario 125 PGM-FI dimana yang akan dicari adalah gaya dorong dan percepatannya. Dengan melakukan pengujian dynotest dimana akan didapatkan besarnya torsi dan putaran. Dari data yang didapatkan tersebut maka dapat dihitung besarnya gaya dorong serta besarnya percepatan. Hasil dari penelitian ini adalah performa kendaraan dengan menggunakan massa roller 15 gram menghasilkan performa yang lebih baik dibandingkan dengan menggunakan massa roller lainnya, hal ini didapatkan setelah melihat grafik perbandingan gaya dorong dan percepatannya.

Danan Wiratmoko melakukan penelitian dengan membandingkan pengaruh konstanta pegas CVT (8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm, dan 9,8 N/mm) terhadap performa Vario 125 PGM-FI. Dengan varian yang ada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui berapa nilai konstanta pegas CVT yang dapat menghasilkan performa optimal pada kendaraan tersebut. Dengan melakukan pengujian dynotest didapatkan data yang kemudian dikonversikan menjadi nilai gaya dorong beserta percepatannya.

Hasil dari penelitian ini adalah pegas standar (8,8 N/mm) yang digunakan pada kendaraan Vario 125 PGM-FI menghasilkan performa terbaik dibandingkan dengan yang lain.

2.2 Pengertian Transmisi

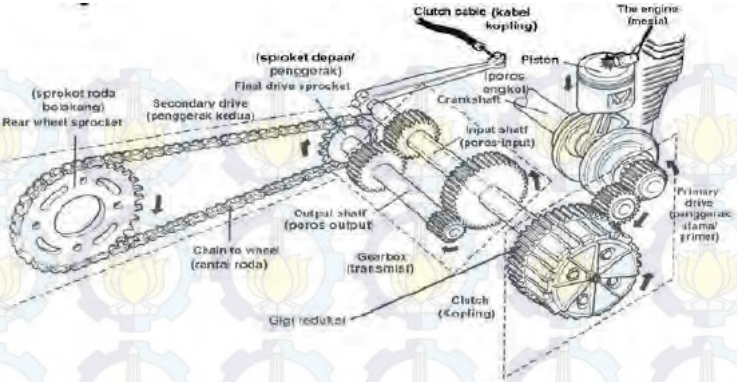
Transmisi yaitu salah satu bagian dari sistem pemindah tenaga yang berfungsi untuk mendapatkan variasi momen dan kecepatan sesuai dengan kondisi jalan dan kondisi pembebanan, yang umumnya menggunakan perbandingan roda gigi. Prinsip dasar transmisi adalah bagaimana mengubah kecepatan putaran suatu poros menjadi kecepatan putaran yang diinginkan. Gigi transmisi berfungsi untuk mengatur tingkat kecepatan dan momen mesin sesuai dengan kondisi yang dialami sepeda motor.

Sistem pemindah tenaga secara garis besar terdiri dari unit kopling, transmisi, penggerak akhir (*final drive*). Fungsi transmisi adalah untuk mengatur perbedaan putaran antara mesin dengan putaran poros yang keluar dari transmisi. Pengaturan putaran ini dimaksudkan agar kendaraan dapat bergerak sesuai beban dan kecepatan kendaraan.

Rangkaian pemindah pada transmisi manual tenaga berawal dari sumber tenaga (*engine*) ke sistem pemindah tenaga yaitu masuk ke unit kopling (*clutch*), diteruskan ke transmisi (*gear box*), kemudian menuju *final drive*. Final drive adalah bagian terakhir dari sistem pemindah tenaga yang memindahkan tenaga mesin ke roda belakang.

2.2.1 Transmisi Manual

Transmisi manual adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara langsung oleh pengemudi. Transmisi manual dan komponen-komponennya merupakan bagian dari sistem pemindah tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber tenaga (*engine*) ke roda kendaraan, seperti yang ditunjukan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Transmisi Manual [10]

Komponen utama dari gigi transmisi pada sepeda motor terdiri dari susunan gigi-gigi yang berpasangan yang berbentuk dan menghasilkan perbandingan gigi-gigi tersebut terpasang. Salah satu pasangan gigi tersebut berada pada poros utama (*main shaft/ counter shaft*). Jumlah gigi kecepatan yang terpasang pada transmisi tergantung kepada model dan kegunaan sepeda motor yang bersangkutan. Untuk memasukkan gigi pedal pemindah harus diinjak.

Cara kerja transmisi manual adalah sebagai berikut :

Pada saat pedal/tuas pemindah gigi ditekan poros pemindah gigi berputar. Bersamaan dengan itu lengan pemutar *shift drum* akan mengait dan mendorong *shift drum* hingga dapat berputar. Pada *shift drum* dipasang garpu pemilih gigi yang diberi pin (pasak). Pasak ini akan mengunci garpu pemilih pada bagian ulir cacing. Agar *shift drum* dapat berhenti berputar pada titik yang dikehendaki, maka pada bagian lainnya (dekat dengan pemutar *shift drum*), dipasang sebuah roda yang dilengkapi dengan pegas dan bintang penghenti putaran *shift drum*.

Penghentian putaran *shift drum* ini berbeda untuk setiap jenis sepeda motor, tetapi prinsipnya sama.

Garpu pemilih gigi dihubungkan dengan gigi geser (*sliding gear*). Gigi geser ini akan bergerak ke kanan atau ke kiri mengikuti gerak garpu pemillih gigi. Setiap pergerakannya berarti mengunci gigi kecepatan yang dikehendaki dengan bagian poros tempat gigi itu berada.

Gigi geser, baik yang berada pada poros utama (*main shaft*) maupun yang berada pada poros pembalik (*counter shaft/output shaft*), tidak dapat berputar bebas pada porosnya. Selain itu gigi kecepatan (1, 2, 3, 4, dan seterusnya), gigi-gigi ini dapat bebas berputar pada masing-masing porosnya. Jadi yang dimaksud gigi masuk adalah mengunci gigi kecepatan dengan poros tempat gigi itu berada, dan sebagai alat penguncinya adalah gigi geser.

2.2.2 Transmisi Otomatis

Transmisi otomatis adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara otomatis dengan memanfaatkan gaya sentrifugal. Transmisi yang digunakan yaitu transmisi otomatis "V" *belt* atau yang dikenal dengan CVT (*Continuous Variable Transmission*). CVT adalah sistem transmisi daya dari mesin menuju ban belakang menggunakan sabuk yang menghubungkan antara *driver pulley* dengan *driven pulley*, transmisi otomatis dapat diilustrasikan seperti pada gambar 2.2.

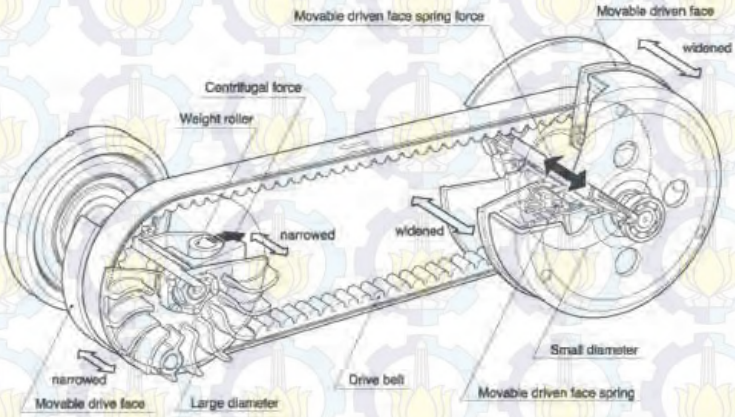
Cara Kerja Transmisi Otomatis adalah sebagai berikut :

Seperti yang ditunjukan pada gambar 2.2 transmisi CVT terdiri dari dua buah pulley yang dihubungkan oleh sabuk (belt). Pulley penggerak/driver pulley sentripugal unit diikatkan ke ujung poros engkol (crankshaft), bertindak sebagai pengatur kecepatan berdasarkan gaya sentrifugal. Pulley yang digerakkan/driven pulley berputar pada bantalan poros utama (input shaft) transmisi. Bagian tengah kopling

sentrifugal/centrifugal clutch diikatkan/dipasangkan ke pulley dan ikut berputar bersama pulley tersebut. Drum kopling/clucth drum berada pada alur poros utama (input shaft) dan akan memutarkan poros tersebut jika mendapat gaya dari kopling.

Kedua pulley masing-masing terpisah menjadi dua bagian, dengan setengah bagiannya dibuat tetap dan setengah bagian lainnya bisa bergeser mendekat atau menjauhi sesuai arah poros. Pada saat mesin tidak berputar, celah pulley penggerak berada pada posisi maksimum dan celah pulley yang digerakkan berada pada posisi minimum.

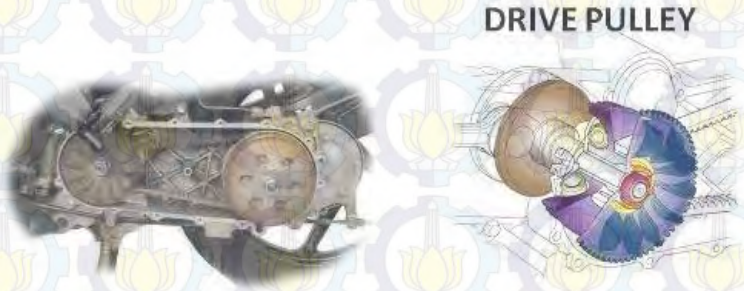
Pergerakkan pulley dikontrol oleh pergerakkan roller. Fungsi roller hampir sama dengan plat penekan pada kopling sentrifugal. Ketika putaran mesin naik, roller akan terlempar ke arah luar dan mendorong bagian pulley yang bias bergeser mendekati pulley yang diam, sehingga celah pulleynya akan menyempit.



Gambar 2.2 Transmisi Otomatis [3]

2.3 Komponen Transmisi Otomatis pada Sepeda Motor

Komponen yang terdapat pada transmisi otomatis adalah sebagai berikut :



Gambar 2.3 Komponen CVT dan Driver Pulley [3]

1) **Pulley Penggerak/ pulley primer (*Driver Pulley/ Driven Pulley*)**

   Pulley primer adalah komponen yang berfungsi mengatur kecepatan sepeda motor berdasar gaya sentrifugal dari *roller*, yang terdiri dari beberapa komponen berikut :

   a) **Dinding luar pulley penggerak dan kipas pendingin**

      Dinding luar pulley penggerak merupakan komponen pulley penggerak tetap. Selain berungsi untuk memperbesar perbandingan rasio di bagian tepi komponen ini terdapat kipas pendingin yang berfungsi sebagai pendingin ruang CVT agar belt tidak cepat panas dan aus.

   b) **Dinding dalam pulley penggerak (*movable driver face*)**

      Dinding dalam merupakan komponen pulley yang bergerak menekan CVT agar diperoleh kecepatan yang diinginkan.

c) ***Bushing*/bos pulley**

Komponen ini berfungsi sebagai poros dinding dalam pulley agar dinding dalam dapat bergerak mulus sewaktu bergeser.

d) **6 buah peluru sentrifugal (*roller*)**

Roller merupakan salah satu komponen yang terdapat pada transmisi otomatis atau CVT. *Roller* adalah suatu material yang tersusun dengan Teflon sebagai permukaan luarnya dan tembaga atau alumunium sebagai lapisan dalamnya. Seperti yang ditunjukan pada gambar 2.4 *Roller* berbentuk seperti bangun ruang yaitu silinder yang mempunyai diameter dan berat tertentu. *Roller* barfungsi untuk menekan dinding dalam pulley primer sewaktu terjadi putaran tinggi. Prinsip kerja *roller*, hampir sama dengan plat penekan pada kopling sentrifugal. Ketika putaran mesin naik, *roller* akan terlempar ke arah luar dan mendorong bagian pulley yang bisa bergeser mendekati pulley yang diam, sehingga celah pulleynya akan menyempit. *Roller* bekerja akibat adanya putaran yang tinggi dan adanya gaya sentrifugal.

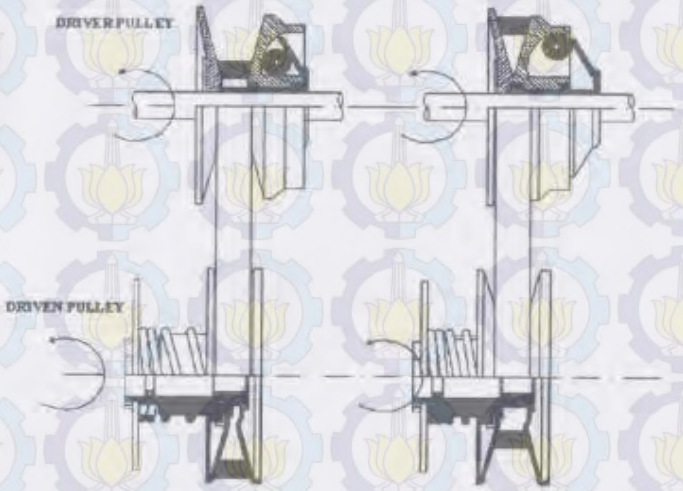
Semakin berat *roller*nya maka dia akan semakin cepat bergerak mendorong *movable driver face* pada *driver pulley* sehingga bisa menekan *belt* ke posisi terkecil. Namun supaya *belt* dapat tertekan hingga maksimal butuh *roller* yang beratnya sesuai. Artinya jika *roller* terlalu ringan maka tidak dapat menekan *belt* hingga maksimal, efeknya tenaga tengah dan atas akan berkurang. Harus diperhatikan juga jika akan mengganti *roller* yang lebih berat harus memperhatikan torsi mesin. Sebab jika mengganti *roller* yang lebih berat bukan berarti lebih responsif, karena *roller* akan terlempar terlalu cepat sehingga pada saat akselerasi perbandingan rasio antara pulley

primer dan pulley sekunder terlalu besar yang kemudian akan membebani mesin.

Besar kecilnya gaya tekan *roller* sentrifugal terhadap *sliding sheave / movable driver fac*e ini berbanding lurus dengan berat *roller* sentrifugal dan putaran mesin. Semakin berat *roller* sentrifugal semakin besar gaya dorong *roller* sentrifugal terhadap *movable driver face* sehingga semakin besar diameter dari pulley primer tersebut. Sedangkan pada pulley sekunder pergerakan pulley diakibatkan oleh tekanan pegas, pulley sekunder ini hanya mengikuti gerakan sebaliknya dari pulley primer, jika pulley primer membesar maka pulley sekunder akan mengecil, begitu juga sebaliknya. Jadi berat *roller* sentrifugal sangat berpengaruh terhadap perubahan ratio diameter dari pulley primer dengan pulley sekunder..

Gambar 2.4 Rumah roller serta Roller CVT pada driver pulley [9]

Pada gambar 2.5 memberikan ilustrasi bahwa sistim CVT yang bergerak sehingga driven pulley yang terdorong oleh beban roller sehingga driven pulley menyempit, dan juga sebaliknya driver pulley akan melebar dan juga oleh pengaruh pegas yang melawan gaya yang ditransferkan dari driven pulley melalui belt.



Gambar 2.5 Kerja sistim CVT [3]

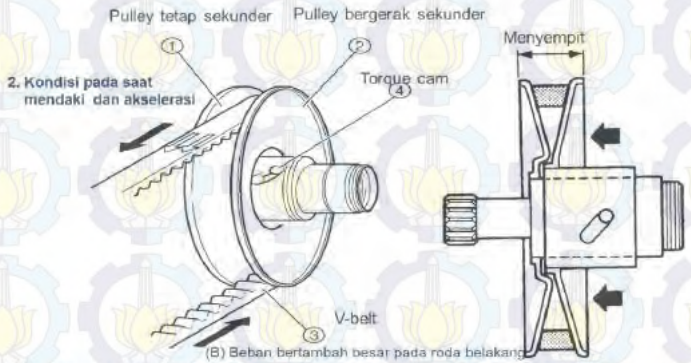
e) **Plat penahan**
Komponen ini berfungsi untuk menahan gerakan dinding dalam agar dapat bergeser ke arah luar sewaktu terdorong oleh *roller*.

f) **V belt**
Berfungsi sebagai penghubung putaran dari pulley primer ke pulley sekunder. Besarnya diameter V-belt bervariasi tergantung pabrikan motornya. Besarnya diameter V-belt biasanya diukur dari dua poros, yaitu poros *crankshaft* poros *driven driver gear shift*. V-

belt terbuat dari karet dengan kualitas tinggi, sehingga tahan terhadap gesekan dan panas.

2) **Pulley yang digerakkan/ pulley sekunder (*Driven Pulley/ Driver Pulley*)**

Pulley sekunder adalah komponen yang berfungsi yang berkesinambungan dengan pulley primer mengatur kecepatan berdasar besar gaya tarik sabuk yang diperoleh dari pulley primer seperti seperti pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Pulley Sekunder [3]

a) **Dinding luar pulley sekunder**

Bagian ini berfungsi menahan sabuk / sebagai lintasan agar sabuk dapat bergerak ke bagian luar. Bagian ini terbuat dari bahan yang ringan dengan bagian permukaan yang halus agar memudahkan belt untuk bergerak.

b) Pegas pengembali

Pegas pengembali berfungsi untuk mengembalikan posisi pulley ke posisi awal yaitu posisi *belt* terluar. Prinsip kerjanya adalah semakin keras per maka *belt* dapat terjaga lebih lama di kondisi paling luar dari *driven pulley*. Namun kesalahan kombinasi antara roller dan per CVT dapat menyebabkan keausan bahkan kerusakan pada sistem CVT. Berikut beberapa kasus yang sering terjadi:

1. Per CVT yang terlalu keras dapat membuat driver *belt* jauh lebih cepat aus karena belt tidak mampu menekan dan membuka *driven pulley*. Belt semakin lama akan terkikis karena panas dan gerakan berputar pada *driven pulley*.
2. Per CVT yang terlalu keras jika dipaksakan dapat merusak *clutch* / kupling. Panas yang terjadi di bagian CVT akibat perputaran bagian-bagiannya dapat membuat tingkat kekerasan materi partsnya memuai. Pada tingkat panas tertentu, materi parts tidak akan sanggup menahan tekanan pada tingkat tertentu pula. Akhirnya per CVT bukannya melentur dan menyempit ke dalam tapi justru malah bertahan pada kondisi yang masih lebar. Kopling yang sudah panas pun bisa rusak karenanya.

c) Kampas kopling dan rumah kopling

Seperti pada umumnya fungsi dari kopling adalah untuk menyalurkan putaran dari putaran pulley sekunder menuju gigi reduksi. Cara kerja kopling sentrifugal adalah pada saat putaran stasioner/

langsam (putaran rendah), putaran poros pulley sekunder tidak diteruskan ke penggerak roda. Ini terjadi karena rumah kopling bebas (tidak berputar) terhadap kampas, dan pegas pengembali yang terpasang pada poros pulley sekunder. Pada saat putaran rendah (stasioner), gaya sentrifugal dari kampas kopling menjadi kecil sehingga sepatu kopling terlepas dari rumah kopling dan tertarik kearah poros pulley sekunder akibatnya rumah kopling menjadi bebas. Saat putaran mesin bertambah, gaya sentrifugal semakin besar sehingga mendorong kampas kopling mencapai rumah kopling dimana gayanya lebih besar dari gaya pegas pengembali.

d) Dinding dalam pulley sekunder

Bagian ini memiliki fungsi yang kebalikan dengan dinding luar pulley primer yaitu sebagai rel agar sabuk dapat bergerak ke posisi paling dalam pulley sekunder.

e) Torsi cam

Apabila mesin membutuhkan membutuhkan torsi yang lebih atau bertemu jalan yang menanjak maka beban di roda belakang meningkat dan kecepatannya menurun. Dalam kondisi seperti ini posisi *belt* akan kembali seperti semula, seperti pada keadaan diam. *Driver pulley* akan membuka sehingga dudukan *belt* membesar, sehingga kecepatan turun saat inilah torsi cam bekerja. Torsi cam ini akan menahan pergerakan *driven pulley* agar tidak langsung menutup. Jadi kecepatan tidak langsung jatuh.

3) Gigi reduksi

Gambar 2.7 menunjukan komponen dari final drive, komponen ini berfungsi untuk mengurangi kecepatan putaran yang diperoleh dari cvt agar dapat melipat gandakan tenaga yang akan dikirim ke poros roda. Pada gigi reduksi jenis dari roda gigi yang digunakan adalah jenis roda gigi helical yang bentuknya miring terhadap poros.

Gambar 2.7 Final drive [7]

2.4 Gaya dorong kendaraan

Skema proses dari cara kerja CVT dapat digambarkan seperti yang ditunjukan pada gambar 2.8

Gambar 2.8 Skema Aliran Daya Mesin [7]

Tenaga piston biasa disebut indikatif HP, ini dihasilkan langsung oleh proses pembakaran dalam ruang bakar. Dari IHP (Indicated Horsepower) setelah melewati poros engkol kemudian keluar ke poros utama mesin akan disebut BHP (Brake Horsepower). Daya yang disalurkan dari mesin akan masuk ke driver train. Dalam driver train terdapat efisiensi yang mengakibatkan daya berkurang. Dari driver train akan berpindah ke roda. Daya di roda disebut RHP (Rated Horsepower). RHP ini merupakan kebutuhan tenaga untuk menggerakkan kendaraan. Daya disini bisa kita turunkan menjadi gaya, sehingga bisa diketahui berapa gaya penggerak kendaraan atau biasa disebut F trust (Ft).

$$F_t = Te\ i_t\ i_g\ \mu_t / r \qquad (2.1)$$

Keterangan:

Te	: Torsi mesin	(Nm)
i_t	: Rasio transmisi	
i_g	: Rasio final drive	
μ_t	: Efisiensi transmisi	
r	: Jari jari roda	(m)

Gaya Dorong adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan arah gerak gaya hambat kendaraan, gaya dorong ini dihasilkan dari daya yang dihasilkan oleh kendaraan melalui sistem transmisi sehingga roda bisa bergerak. Selain itu untuk mencari nilai Ft juga bisa dilakukan dynotest pada kendaraan Vario 125 PGM-FI.

2.5 Mesin Vario 125 PGM-FI

Tabel (2.1) menunjukan spesifikasi dari kendaraan Vario 125 PGM-FI.

Tipe mesin	4 langkah, SOHC
Sistem pendinginan	Pendinginan udara

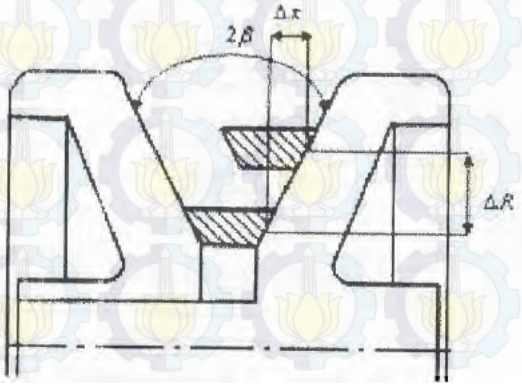
	dengan cairan
Diameter x langkah	52,4 x 57,9 mm
Volume langkah	124.8 cc
Perbandingan kompresi	11,0 : 1
Daya maksimum	11,3 PS / 8500 rpm
Torsi maksimum	1,1 kgf.m / 5000 rpm
Kopling	Otomatis, sentrifugal, tipe kering
Starter	Pedal & Elektrik
Busi	ND U22EPR-9, CPR7EA-9
Sistem bahan bakar	Injeksi (PGM-FI)

Tabel 2.1 Speaifikasi mesin vario 125 PGM-FI [2]

2.6 Analisa Dasar Continuously Variable Transmission (CVT)

2.6.1 Ratio dan Gerak Aksial Pulley

Skema pergerakan belt pada driver pulley ditunjukan seperti gambar 2.9



Gambar 2.9 Dimensi Driver pulley Potongan Melintang [4]

Dimana :

Δx = Selisih jarak perpindahan pulley secara aksial
ΔR = Selisih jarak perubahan radius driver pulley
β = Sudut Kemiringan Pulley
μ = Koefisien gesek belt dan pulley

Adanya perubahan salah satu radius, misalnya radius driver pulley dari R_{1-1} ke R_{1-2}, maka radius pulley driven ikut berubah menjadi R_{2-1} menjadi R_{2-2}. Untuk mencari putaran output pulley driven yang dihasilkan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2} \qquad (2.2)$$

Pada gambar 2.9 menunjukan bahwa perubahan radius driver pulley (ΔR) merupakan selisih radius pada kondisi mesin saat rasio rendah, dan radius pada kondisi mesin saat mencapai rasio maksimum atau dapat dituliskan menjadi R_{1-1} dan R_{1-2}. Hal ini berakibat perpindahan pulley kearah aksial (Δx) dan persamaannya dapat ditulis :

$$\Delta R_1 = R_{1-2} - R_{1-1} \qquad (2.3)$$

Sedangkan untuk perpindahan pulley kearah sumbu aksial (Δx) dapat ditulis sebagai berikut :

$$tan\ \beta = \frac{\Delta x}{\Delta R} \qquad (2.4)$$

$$\Delta x = tan\ \beta\ .\Delta R \qquad (2.5)$$

Rasio transmisi secara kontinyu dari system transmisi CVT belt dan pulley ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$i_t = \frac{\Delta R_2 - \frac{\Delta X_2}{\tan\beta}}{\Delta R_1 + \frac{\Delta X_1}{tan\beta}} \qquad (2.6)$$

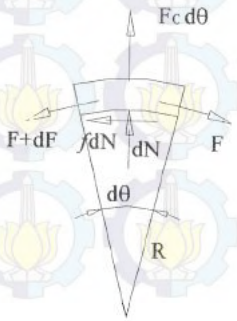
Dimana :

Δx_1 = Selisih jarak perpindahan driver pulley secara aksial
Δx_2 = Selisih jarak perpindahan driven pulley secara aksial
ΔR_1 = Selisih jarak perubahan radius driver pulley
ΔR_2 = Selisih jarak perubahan radius driven pulley
β = sudut kemiringan pulley (°)

2.6.2 Analisa Gaya pada Belt

Berfungsi sebagai penghubung putaran dari puli primer ke puli sekunder. Besarnya diameter V-belt bervariasi tergantung pabrikan motornya. Besarnya diameter V-belt biasanya diukur dari dua poros, yaitu poros *crankshaft* poros *primary drive gear shift*. V-belt terbuat dari karet dengan kualitas tinggi, sehingga tahan terhadap gesekan dan panas. Belt memiliki keunggulan dibandingkan dengan roda gigi, yaitu :

- Gaya yang dibutuhkan untuk memutar poros input lebih kecil
- Factor getaran yang ditimbulkan lebih kecil
- Gesekan yang terjadi tidak terlalu besar
- Proses dan biaya produksi yang dibutuhkan lebih ringan



Gambar 2.10 Keseimbangan gaya pada flat belt

Keseimbangan gaya dalam arah radial :

$$(F + dF)sin\frac{d\theta}{2} + F\ sin\frac{d\theta}{2} - qv^2\ d\theta - dN = 0 \quad (2.7)$$

Bila $sin\frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$, maka :

$$Fd\theta - qv^2\ d\theta - dN = 0 \quad (2.8)$$

Keseimbangan gaya dalam arah tangensial *(Arah kanan, positif)* :

$$(F + dF)cos\frac{d\theta}{2} + F\ cos\frac{d\theta}{2} - dN = 0 \quad (2.9)$$

jika $dF = fdN$, maka dN dapat dieliminasi dengan persamaan (2.8) maka :

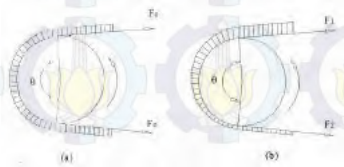
$$(F - qv^2)d\theta = \frac{1}{f}dF \quad (2.11)$$

$$\int_0^\theta f d\theta = \int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F - qv^2} \quad (2.12)$$

$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{f\theta} = m' \quad (2.13)$$

- **Tegangan Belt**

Pada kondisi transmisi diam maka tidak ada daya yang ditransmisikan, akan tetapi terdapat gaya awal pada belt sehingga besarnya gaya awal pada kedua cabang belt adalah sama. Ketika transmisi beroperasi, belt akan tertarik sehingga ujung belt yang tertarik akan menerima gaya yang lebih besar daripada ujing belt yang mengikuti, $F_1 > F_2$.



Gambar 2.11 Gaya tegang belt

Dari gambar 2.11 hubungan gaya tegang belt dengan sudut kontaknya sebagai berikut:

$$ln\left(\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2}\right) = f\theta \qquad (2.13)$$

atau,

$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{f\theta} \qquad (2.14)$$

Dimana :

F_1 = Gaya tegang belt
F_2 = Gaya kendur belt
f = koefisien gesekan antara belt dan pulle
q = massa belt per satuan panjang
v = kecepatan tangensial belt
θ = sudut kontak belt dan pulley

Khusus pada *V-belt*, gaya normal bekerja pada kedua sisi belt yang bergesekan dengan sisi pulley. Gaya normal dikedua sisi belt menjadi $dN'/_2$ yang menghasilkan gaya friksi total sebesar $fdN'/_2$. Gaya radial dN pada persamaan (2.8) diganti menjadi dN'sinβ . Hal ini menyebabkan persamaan (2.13) menjadi.

$$ln\left(\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2}\right) = \frac{f\theta}{sin\beta} \qquad (2.15)$$

atau,

$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{f\theta/sin\beta} \qquad (2.16)$$

2.6.3 Kinematika Belt

- Transmission Power

Adapun daya input yang ditransmisikan ke pulley driver digunakan persamaan :

$$H = \frac{2\pi}{60}\, n\, T \qquad (2.17)$$

Dimana :

H = daya yang ditransmisi (W)
n = kecepatan putaran (rpm)
T = torsi (Nm)

- Dan torsi yang ditransmisikan digunakan untuk memutar pulley

$$T = (F_1 - F_2)R \qquad (2.18)$$

Dimana :

F_1 = gaya belt ujung tegang (N)
F_2 = gaya belt ujung kendor (N)
R = jari – jari pulley (m)

- Kecepatan Sabuk (ν)

$$\nu = \frac{\pi d_p n_1}{60 \times 1000} \qquad (2.19)$$

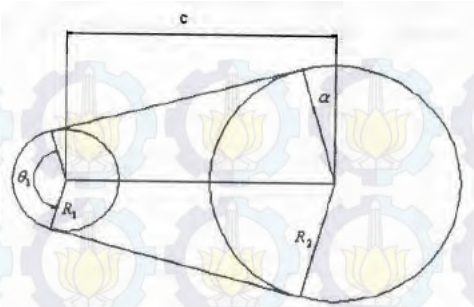
Dimana :

ν = kecepatan pulley ($^{m}/_{s}$)
d_p = diameter pulley (mm)
n_1 = putaran pulley (rpm)

- Ratio dan Gerak Aksial Pulley

Prinsip kerja perpindahan pulley kearah aksial dapat dijelaskan pada gambar 2.12 dimana panjang belt (L) dituliskan dengan rumus sebagai berikut :

$$L = 2c + \pi(R_2 + R_1) + \frac{(R_2 + R_1)^2}{c} \qquad (2.20)$$



Gambar 2.12 Geometri Belt dan Pulley

Dimana :

$$\sin\alpha = \frac{(R_2 + R_1)}{c} \tag{2.21}$$

Sehingga :

$$\theta_1 = \pi - 2\alpha \text{ (rad)} \tag{2.22}$$

Dari persamaan (2.15) dapat kita cari nilai torsi driver pulley (T_1) per putaran mesinnya.

$$T_1 = \frac{H}{\frac{2\pi}{60} n_1} \tag{2.23}$$

Persamaan (2.16) dapat kita tulis ulang sebagai persamaan berikut,

$$F_2 = F_1 - \frac{T_1}{R_1} \tag{2.24}$$

Persamaan (2.21) dapat kita gunakan untuk mengeliminasi persamaan (2.16), sehingga kita dapatkan persamaan sebagai berikut,

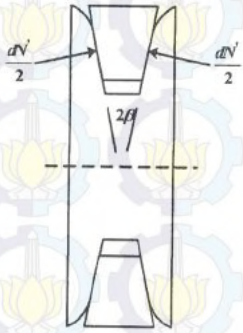
$$F_1 = F_c + \left(\frac{e^{f\theta_1/\sin\beta}}{e^{f\theta_1/\sin\beta} - 1} \right) \frac{T_1}{R_1} \quad (2.25)$$

dimana,

$$F_c = \frac{q\,\omega^2\,R^2}{g}$$

2.6.4 Gaya Normal Belt Terhadap Sisi Pulley

Keseimbangan gaya dalam arah radial dapat dirumuskan sebagai berikut,



Gambar 2.13 Penampang pulley

$$(F + dF)\sin\frac{d\theta}{2} + F\sin\frac{d\theta}{2} - qv^2 d\theta - dN = 0 \quad (2.26)$$

Bila $\sin {d\theta}/{2} = {d\theta}/{2}$, maka :

$$Fd\theta - qv^2 d\theta - dN = 0 \quad (2.27)$$

Maka didapat :

$$dN = (F - qv^2)d\theta \quad (2.28)$$

Untuk type V-belt , gaya normal di kedua sisi belt yang bergesekan dengan sisi pulley menjadi $dN'/2$ yang menghasilkan gaya friksi total sebesar $fdN'/2$. Gaya radial dN pada persamaan (2.20) diganti menjadi $dN' \sin\beta$, sehingga persamaannya menjadi :

$$dN' \sin\beta = (F - qv^2)d\theta \qquad (2.29)$$

Sehingga didapat :

$$dN' = \frac{(F-qv^2)}{\sin\beta} d\theta$$

Dan untuk setiap sisi pulley berlaku :

$$1/2\, dN' = \frac{(F-qv^2)}{2\sin\beta} d\theta \qquad (2.30)$$

Sehingga :

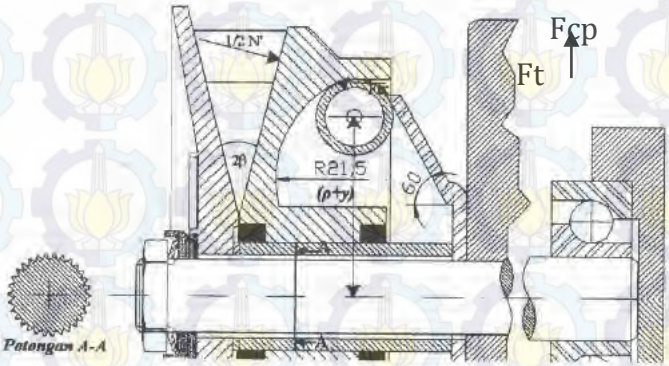
$$\int 1/2\, dN' = \int_0^\theta \frac{(F-qv^2)}{2\sin\beta} d\theta$$

Maka gaya normal disetiap sisi pulley adalah

$$1/2\, N' = \frac{F\theta - qv^2\theta}{2\sin\beta}$$

2.5 Analisa gaya pada elemen roller penggerak

Untuk menganalisa gaya – gaya yang terdapat pada driver pulley gambar 2.14 dapat menunjukan potongan pada driver pulley serta gaya yang bekerja pada rollernya.



Gambar 2.14 Potongan Driven pulley serta gaya yang bekerja pada roller [4]

Untuk menghitung besarnya harga Ft pada tiap titik garis singgung kurva lingkaran, dapat diilustrasikan seperti pada gambar 2.13, sehingga dapat digunakan rumusan sebagai berikut :

$$\frac{Ft}{\sin 60°} = \frac{Fcp}{\sin(30°+\gamma°)}$$

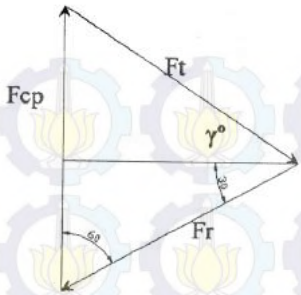
$$Ft = \frac{Fcp \times \sin 60°}{\sin(30°+\gamma°)} \qquad (2.31)$$

Dimana :

Fcp = Gaya sentrifugal

Ft = Gaya tekan trller terhadap dinding jalur roller

Fr = Gaya tekan pengembali roller



Gambar 2.15 Poligon segitiga gaya [4]

Untuk nilai Fcp didapatkan dengan rumusan sebagai berikut :

$$Fcp = \frac{m\,v^2}{\rho} \tag{2.32}$$

Dimana :

m = massa roller

v = kecepatan tangensial

$\rho =$ radius putar awal

Karena *roller* pada *drive pulley* bergerak secara radius, sehingga nilai Ft dapat dirumuskan sebagai berikut :

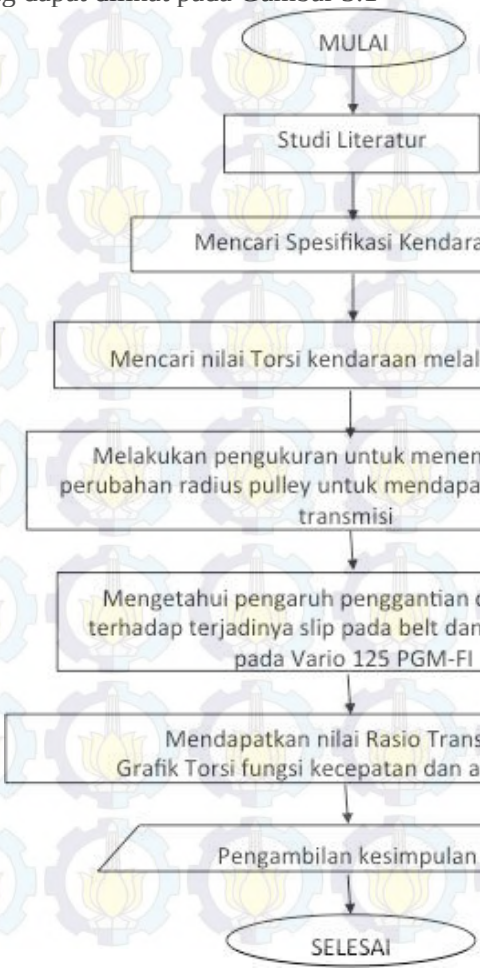
$$Ft = \frac{m\omega^2(\rho+y) \times \sin 60°}{\sin(30°+\gamma°)} \times \cos\gamma° \tag{2.33}$$

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III
METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini akan dilakukan melalui beberapa tahapan yang dapat dilihat pada Gambar 3.1



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.1.1 Mencari nilai Torsi kendaraan melalui dynotest dengan mendapatkan grafik torsi fungsi RPM

Untuk mendapatkan nilai Torsi pada pengujian tugas akhir ini dapat dilakukan dengan melakukan *dynotest*, yang nantinya pada saat *dynotest* bisa didapatkan data melalui grafik Torsi Roda fungsi RPM. Dengan grafik yang didapatkan, kita bisa melihat trendline yang dihasilkan dari *dynotest* dengan variasi yang akan diuji. Nantinya akan didapatkan 3 (tiga) grafik Torsi Roda fungsi RPM yang akan dibandingkan, sehingga dapat diketahui perbedaan trendline yang dihasilkan dari variasi penggantian sudut kemiringan *driver pulley* tersebut, dan bisa didapatkan hasil kesimpulan untuk nilai Torsi yang terbaik berdasarkan Torsi tertinggi yang dapat dicapai dan pada putaran RPM rendah.

3.1.2 Melakukan perhitungan untuk menentukan rasio transmisi

Untuk mendapatkan nilai rasio transmisi dapat dilakukan dengan melakukan analisa secara perhitungan, dengan adanya data yang didapatkan maka data yang akan diperoleh tersebut akan diolah dan dilakukan perhitungan untuk mencari nilai rasio perbandingan untuk tiap – tiap variasi yang akan dilakukan. Data – data yang diperlukan untuk mengolah perhitungan yaitu: ΔR *driver pulley* (R_1), ΔR *driven pulley* (R_2), pergeseran arah aksial *driver pulley* (Δx_1), pergeseran arah aksial *driven pulley* (Δx_2), serta sudut kontak kemiringan *driver pulley* yang divariasikan (β)

3.1.3 Melakukan analisa terjadinya fenomena slip pada belt yang terjadi apabila ada perubahan sudut kontak kemiringan *driver pulley*

Analsa slip dapat dianalisa dengan cara analitis dengan melakukan perhitungan yang nantinya akan didapatkan nilai persentase tertentu yang bisa menentukan apakah terjadi slip atau tidak jika dilakukan variasi perubahan sudut.

3.2 Studi Literatur

Langkah awal didalam melakukan penelitian ini adalah merumuskan permasalahan-permasalahan yang ada dan kemudian mencari ide serta solusi atas permasalahan tersebut. Setelah itu memulai mengkaji studi literatur dan studi pustaka terkait teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan.

3.3 Spesifikasi Vario 125 PGM-FI

SPESIFIKASI HONDA VARIO

MESIN | KAPASITAS | KELISTRIKAN | DIMENSI | RANGKA

	TECHNO	CBS
Tipe mesin :	4 langkah, SOHC pendinginan dengan cairan	
Diameter x langkah :	52,4 x 57,9 mm	
Volume langkah :	124,8 cc	
Perbandingan kompresi :	11,0 : 1	
Daya maksimum :	11,3 PS / 8500 rpm	
Torsi maksimum :	1,1 kgf.m / 5000 rpm	
Kopling :	Otomatis, sentrifugal, tipe kering	
Starter :	Pedal dan elektrik	
Busi :	ND U22EPR-9, CPR7EA-9	
Sistem Bahan Bakar :	Injeksi (PGM-FI)	

MESIN | KAPASITAS | KELISTRIKAN | DIMENSI | RANGKA

	TECHNO	CBS
Kapasitas tangki bahan bakar :	5,5 liter bahan bakar	
Kapasitas minyak pelumas mesin :	0,8 liter pada penggantian periodik	
Transmisi :	Otomatis, V-Matic	

MESIN | KAPASITAS | KELISTRIKAN | DIMENSI | RANGKA

	TECHNO	CBS
Aki :	12 V – 5 Ah (tipe MF)	
Sistem pengapian :	Fulltransisterize, Baterai	

MESIN | KAPASITAS | KELISTRIKAN | DIMENSI | RANGKA

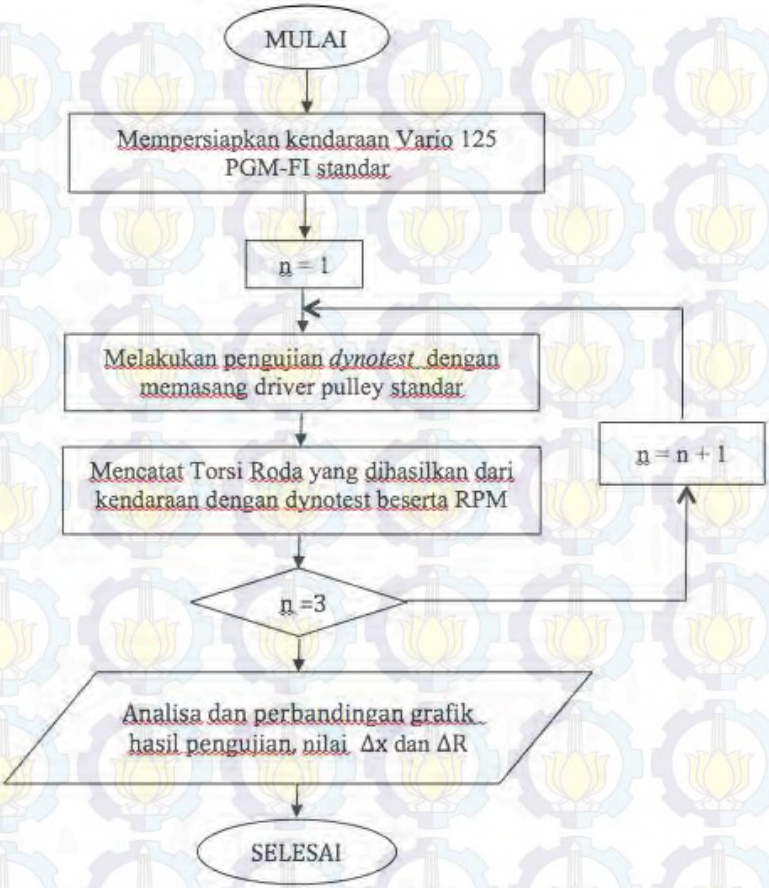
	TECHNO	CBS
Panjang x lebar x tinggi :	1,904 x 689 x 1,103 mm	
Jarak sumbu roda :	1,281 mm	
Jarak terendah ke tanah :	128 mm	
Berat kosong :	112 kg	

MESIN | KAPASITAS | KELISTRIKAN | DIMENSI | RANGKA

	TECHNO	CBS
Tipe rangka	Tulang Punggung	
Tipe suspensi depan	Teleskopik	
Tipe suspensi belakang	Lengan ayun dengan shockbreaker tunggal	
Ukuran ban depan	80/90 – 14 M/C 40P	
Ukuran ban belakang	90/90 – 14 M/C 46P	
Rem depan	Cakram hidrolik dengan piston tunggal	
Rem belakang	Tromol	
Sistem Pengereman	Tromol	Combi Brake System (CBS)

Gambar 3.2 Spesifikasi Honda Vario 125 PGM-FI

3.4 Flowchart Pengujian

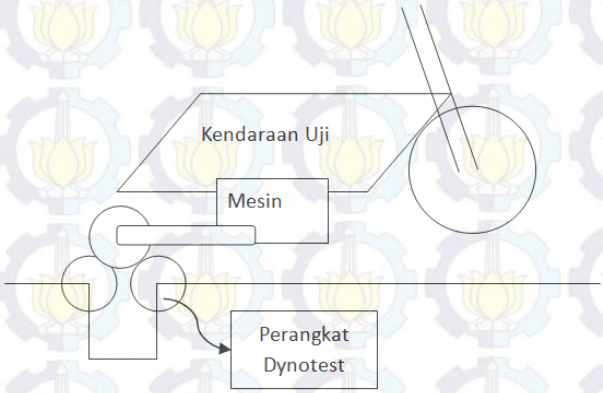


Gambar 3.3 Flowchart Pengujian

3.5 Skema Pengujian Dynotest

Untuk mendapatkan nilai torsi Vario 125 PGM-FI perlu dilakukan pengujian dynotest. Set up untuk pengujian Torsi Roda

kendaraan bisa dilihat pada gambar 3.4 dimana pengujian dilakukan.



Gambar 3.4 Set Up Dynotest Torsi Kendaraan

Sebelum dilakukan pengujian, kendaraan dipasang driver pulley dengan sudut variasi yang diperlukan. Hal ini dilakukan dengan tiga kali penggantian *driver pulley dengan sudut yang sudah di tentukan, yaitu dengan sudut* 14°, 13°, dan 12°.

Skema pengujian Torsi Roda kendaraan bisa dilihat pada gambar 3.5. Awalnya kendaraan harus di set pada alat *dynotest*. Kendaraan harus diikat dengan sabuk pengaman agar tidak mengalami guncangan dan pergeseran saat pengujian. Selanjutnya diukur ΔR *driver pulley* (R_1), ΔR *driven pulley* (R_2), pergeseran arah aksial *driver pulley* (Δx_1), pergeseran arah aksial *driven pulley* (Δx_2).

Gambar 3.5 Skema Pengujian Torsi sebagai Fungsi Putaran

Alat *dynotest* dinyalakan dan parameter rasio dimasukkan. Rasio ini dimasukkan agar hasil pengukuran langsung keluar berupa Torsi dari Roda dan bukan dari silinder *dynotest*. Pada pengujian diatur ptaran gas hingga mencapai kisaran 2000 RPM yaitu pada putaran stationer sebelum roller bergerak menekan *driver pulley*, setelah itu langsung menekan tombol untuk mencatat hasil *dynotest* throttle dibuka seratus persen dan tinggal menunggu output dari alat *dynotest* berupa Torsi Roda sebagai putaran dari mesin itu sendiri.

3.6 Parameter Pengujian

a. **Kendaraan**

Kendaraan menggunakan skuter matik Vario 125 PGM-FI standar pabrik.

b. **Driver Pulley**

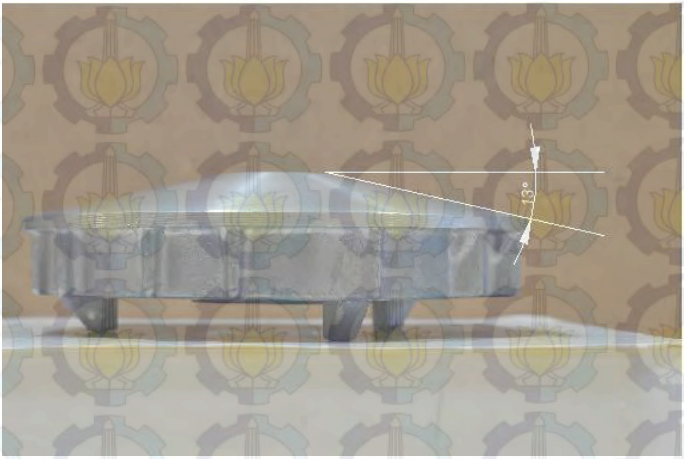
Driver pulley yang digunakan telah dibubut untuk merubah sudut kontak kemiringannya, sehingga dalam pengujian dapat dilakukan tiga pengujian dengan driver pulley dengan sudut 14°, 13°, dan 12°.

(a) face movable driver pulley sebelum dilakukan bubut

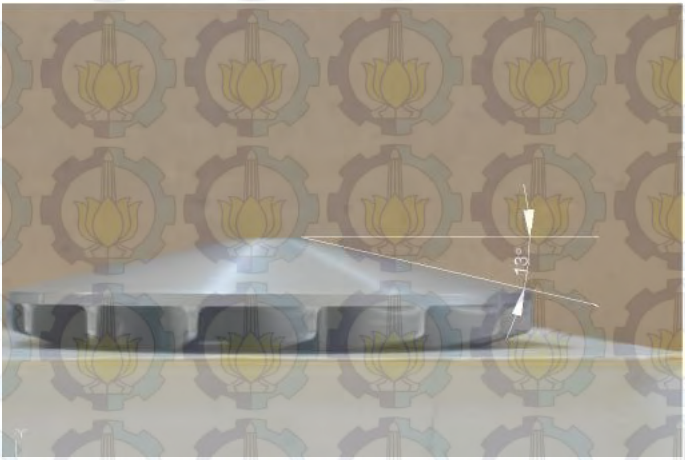
(b) face comp driver pulley sebelum dilakukan bubut

Gambar 3.6 Driver Pulley standar sudut 14°

Pulley setelah proses bubut :

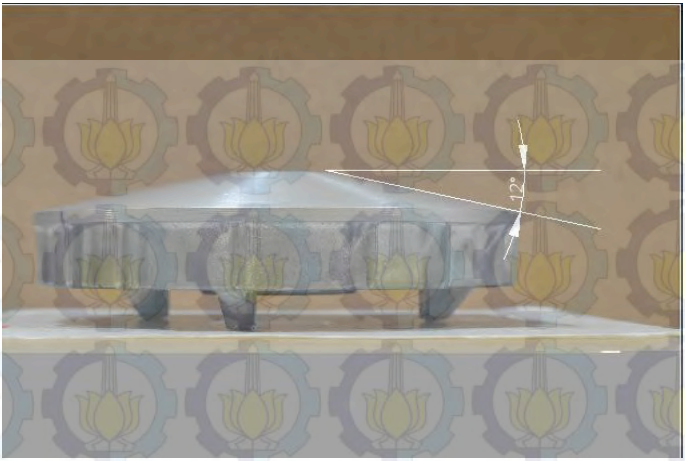


(a) face movable driver pulley

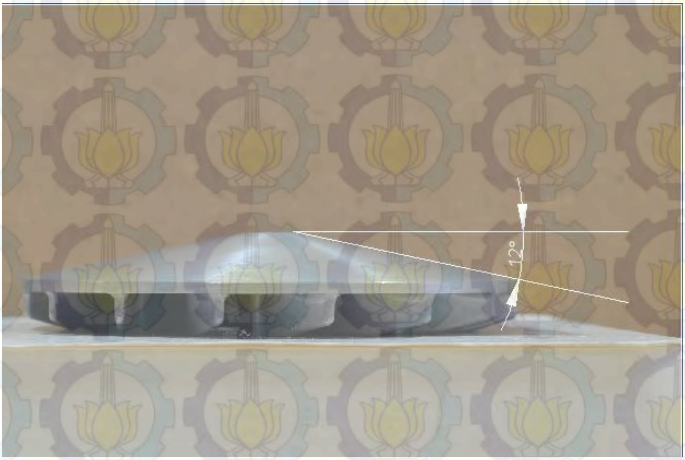


(b) face comp driver pulley

Gambar 3.7 Driver Pulley dengan sudut 13°



(a) face movable driver pulley



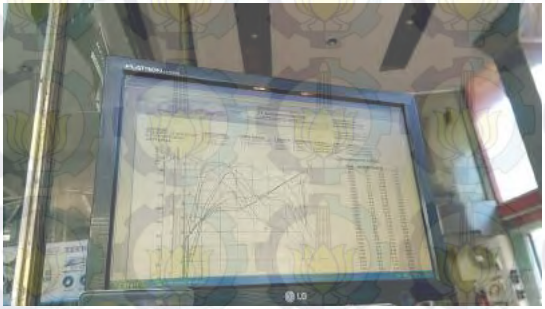
(b) face comp driver pulley

Gambar 3.8 Driver Pulley dengan sudut 12°

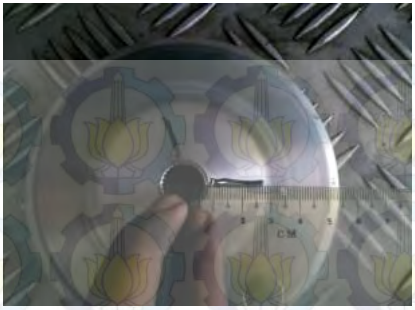
c. Pengambilan Data

Proses dynotest dilakukan di (PT. Banyuwangi Motor). Untuk mendapatkan nilai Torsi pada Roda yang dibutuhkan untuk data awal. Dan juga pengukuran untuk mengetahui ΔR, dan pengukuran dilakukan pada permukaan driver pulley maupun driven pulley setelah dilakukan pengujian *dynotest* dan pengujian dilakukan sebanyak tiga kali dengan ketiga variasi sudut *driver pulley* yang berbeda.

Gambar 3.9 Pengujian dynotest kendaraan



Gambar 3.10 Data dan grafik yang ditunjukan monitor pada pengujian dynotest



Gambar 3.11 Pengukuran pada face driver pulley untuk mendapatkan nilai ΔR

3.7 Set Up Pengujian

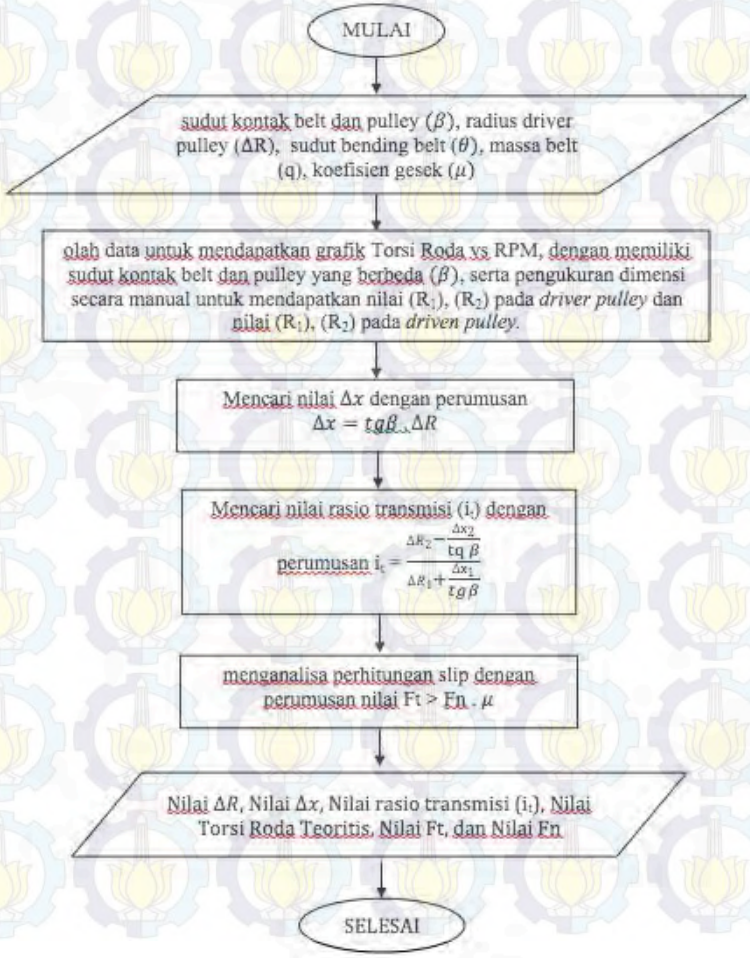
Untuk mendapatkan hasil pengujian yang bagus maka kendaraan yang digunakan seharusnya dalam kondisi standar pabrik. Bukaan throttle saat *dynotest* juga maksimal, artinya bukaan throttle 100%. Kondisi kilometer yang sudah dilalui kendaraan juga diharapkan tidak mempengaruhi umur mesin dan pengaruh *cycle* kerja kendaraan bisa dihilangkan.

3.8 Langkah Pengujian

1. Menyiapkan kendaraan Vario 125 PGM-FI dengan kondisi standar pabrik dan belum pernah di tune up.
2. Kendaraan diuji untuk mendapatkan nilai Torsi Roda dengan dilakukan dynotest.
3. Mencatat nilai Torsi Roda yang dan juga RPM pada saat *dynotest.*
4. Mengulangi langkah 1-3 dengan menggunakan *driver pulley* yang berbeda dengan sudut kontak kemiringan (β) 13° dan 12° pada kendaraan yang sama, Vario 125 PGM-FI.
5. Membandingkan nilai Torsi Roda dari kendaraan dan mencari perbedaan, jika terdapat perbedaan pada hasilnya.

6. Membandingkan pengaruh nilai persentase slip pada belt jika dilakukan perubahan sudut kontak kemiringan pada driver pulley

3.9 Flowchart Perhitungan



Gambar 3.12 Flowchart Perhitungan

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Dyno Test Kendaraan

Untuk mendapatkan data torsi kendaraan, maka dilakukan pengujian dynotest pada Vario 125 PGM-FI, sehingga didapatkan data nilai torsi mesin fungsi RPM dan ditabelkan sebagai berikut.

Tabel 4.1 Hasil Dynotest Vario 125 PGM-FI dengan tiga variasi sudut driver pulley

RPM	14º		13º		12º	
	HP	Tm (N-m)	HP	Tm (N-m)	HP	Tm (N-m)
2250.00	3.30	10.61	0.80	2.46	2.10	6.64
2500.00	3.90	11.12	3.10	8.88	4.10	11.76
2750.00	4.90	12.82	5.10	13.23	5.10	13.13
3000.00	5.70	13.54	6.20	14.92	6.30	14.95
3250.00	6.40	14.12	7.10	15.83	7.40	16.36
3500.00	7.10	14.59	8.00	16.40	8.10	16.73
3531.00	7.20	14.61	8.20	16.45	8.20	16.72
3750.00	7.60	14.33	8.50	16.10	8.50	16.15
4000.00	8.00	14.27	8.50	15.23	8.70	15.67
4250.00	8.30	13.78	8.60	14.49	8.70	15.38
4500.00	8.60	13.57	8.60	13.66	8.20	13.67
4750.00	9.00	13.40	8.70	13.56	8.00	12.58
5000.00	9.10	12.95	8.50	12.70	7.80	11.70
5002.00	9.10	12.95	8.10	11.50	7.70	10.96
5250.00	8.90	12.02	7.90	10.70	7.60	10.30

5500.00	8.60	11.07	7.90	10.22	7.50	9.63
5750.00	8.10	10.01	7.90	9.68	7.00	8.54
6000.00	7.90	9.28	7.50	8.85	6.70	7.93
6250.00	7.50	8.44	7.20	8.22	6.80	7.70
6500.00	7.40	8.05	7.60	8.24	6.70	7.32
6750.00	7.60	8.00	7.70	8.04	6.60	6.87
7000.00	7.70	7.78	7.30	7.42	6.50	6.57
7250.00	7.90	7.69	7.30	7.10	6.30	6.17
7500.00	7.80	7.36	7.30	6.86	6.40	6.00
7750.00	7.70	7.03	7.20	6.53	6.40	5.80
8000.00	7.50	6.59	6.80	6.04	6.10	5.40
8250.00	7.20	6.13	6.50	5.60	5.70	4.89
8500.00	6.80	5.65	6.20	5.19	5.00	4.17
8750.00	6.00	4.81	5.60	4.50	4.20	3.40
9000.00	5.30	4.13	4.70	3.68	3.40	2.64
9250.00	5.30	3.46	3.90	2.98	2.60	1.97
9500.00	3.90	2.88	3.40	2.49	2.00	1.46

4.2 Perhitungan Rasio CVT

Setelah dilakukan pengujian pada kendaraan Vario 125 PGM-FI dengan alat dynotest dengan penggunaan tiga variasi sudut driver pulley yang berbeda, maka dilakukan pengukuran secara manual untuk mendapatkan jarak radius perpindahan belt pada penampang driver pulley dan driven pulley. Dari data yang didapat nilai *it* (Rasio Transmisi) bisa dicari dengan perumusan :

$$it = \frac{\Delta R_2 - \frac{\Delta x_2}{\tan \beta}}{\Delta R_1 + \frac{\Delta x_1}{tan\beta}}$$

Dimana :

Δx_1 = Selisih jarak perpindahan driver pulley secara aksial

Δx_2 = Selisih jarak perpindahan driven pulley secara aksial

ΔR_1 = Selisih jarak perubahan radius driver pulley

ΔR_2 = Selisih jarak perubahan radius driven pulley

β = sudut kemiringan pulley (°)

Sehingga didapatkan nilai rasio transmisi sebagai berikut :

Tabel 4.2 Nilai Rasio Transmisi CVT dengan penggantian sudut driver pulley yang berbeda.

	12°	**13°**	**14°**
ΔR1-1 (driver) depan (m)	26	28	23
ΔR1-2 (driver) depan (m)	57	56	54
ΔR2-1 (driven) blkg (m)	25	26	22
ΔR2-2 (driven) blkg (m)	56	55	55
tan β	0.212	0.230	0.249
Rasio Transmisi (it) max	2.38	2.30	2.65
Rasio Transmisi (it) min	0.42	0.43	0.47

Sehingga dari data yang ditunjukan pada pengujian dynotest, kita bisa lakukan perhitungan untuk mencari nilai torsi roda dari Vario 125 PGM-FI dengan rumusan sebagai berikut :

$$Tr = Tm\ i_t\ i_g\ \mu_t$$

Dimana:

Tm : Torsi mesin (Nm)

i_t : Rasio transmisi

i_g : Rasio final drive

μ_t : Efisiensi transmisi

Sehingga kita dapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :

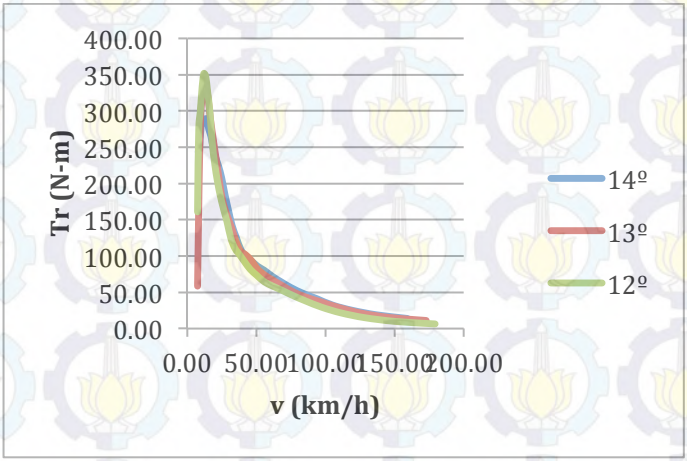
Tabel 4.3 Nilai Torsi Roda

RPM	14º		13º		12º	
	HP	Tr (N-m)	HP	Tr (N-m)	HP	Tr (N-m)
2250	3.30	243.50	0.80	58.04	2.10	161.03
2500	3.90	248.24	3.10	203.64	4.10	277.08
2750	4.90	278.17	5.10	294.65	5.10	300.31
3000	5.70	285.31	6.20	322.42	6.30	331.63
3250	6.40	288.69	7.10	331.62	7.40	351.63
3500	7.10	289.17	8.00	332.72	8.20	347.84
3750	7.60	275.04	8.50	315.99	8.50	324.85
4000	8.00	264.96	8.50	288.84	8.70	298.76
4250	8.30	247.23	8.60	265.23	8.20	256.12
4500	8.60	234.97	8.60	241.00	8.00	227.03
4750	9.00	223.64	8.50	215.67	7.80	203.08
5000	9.10	208.02	8.10	187.68	7.70	182.68
5250	8.90	185.55	7.90	167.55	7.60	164.58
5500	8.60	163.96	7.90	153.28	7.50	147.23
5750	8.10	141.99	7.90	138.78	7.00	124.68
6000	7.90	125.83	7.50	121.03	6.70	110.31
6250	7.50	109.15	7.20	106.98	6.80	101.80
6500	7.40	99.07	7.60	101.79	6.70	91.73
6750	7.60	93.45	7.70	94.00	6.60	81.36
7000	7.70	86.01	7.30	81.85	6.50	73.27
7250	7.90	80.20	7.30	73.62	6.30	64.56
7500	7.80	72.15	7.30	66.60	6.40	58.64
7750	7.70	64.51	7.20	59.07	6.40	52.69
8000	7.50	56.35	6.80	50.65	6.10	45.33

8250	7.20	48.58	6.50	43.26	5.70	37.68
8500	6.80	41.24	6.20	36.66	5.00	29.26
8750	6.00	32.09	5.60	28.81	4.20	21.51
9000	5.30	24.97	4.70	21.12	3.40	14.88
9250	5.30	18.75	3.90	15.14	2.60	9.75
9500	3.90	13.81	3.40	11.00	2.00	6.22

4.3 Grafik Gabungan Torsi Roda Vario 125 PGM-FI dengan sudut driver pulley 12°, 13°,dan 14°

Setelah dilakukan pengujian dynotest dengan ketiga variasi akan didapatkan data seperti tabel 4.1, dari data yang didapat bisa diolah dan digambarkan dalam grafik torsi roda fungsi kecepatan seperti gambar 4.1



Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Torsi Vario 125 PGM FI dengan Tiga Variasi Sudut Driver Pulley

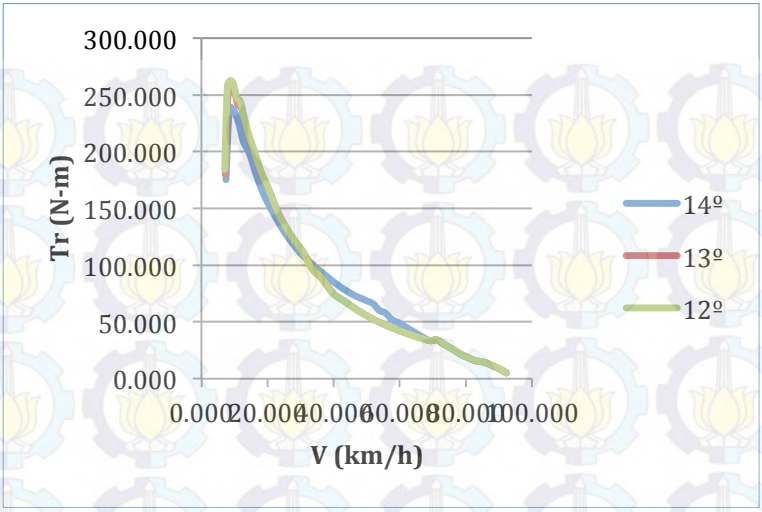
Grafik di atas dapat dilihat *trandline* dari torsi vario 125 dengan tiga variasi sudut yang berbeda sebagai fungsi dari

putaran mesin. Pada grafik diatas, nilai torsi mulai terlihat pada putaran awal mesin. Nilai torsi ini mengalami peningkatan secara drastis dilihat dari kemiringan grafiknya. Peningkatan akan terus terjadi sampai kecepatan berkisar 15 km/h pada variasi sudut 14°. Dan setelah melalui 15 km/h, *trandline* dari torsi ini mengalami penurunan yang artinya slopenya bernilai negatif. Torsi akan mengalami penurunan nilai sampai putaran mesin tertinggi dengan *trandline* yang cenderung menurun, tidak seperti pada saat mengalami kenaikan dari putaran mesin awal hingga kecepatan 15 km/h dan penurunan nilai torsi yang terjadi sampai kecepatan tertinggi. Begitu juga dengan variasi sudut 13° dan 12° dimana nilai torsi terjadi peningkatan sampai kecepatan 15 km/h kemudian mengalami penurunan.

Secara besarnya nilai memang torsi yang dimiliki oleh variasi sudut driver pulley 12° dengan nilai torsi roda tertinggi 351.63 N-m dan dicapai dengan kecepatan yang lebih rendah yaitu pada 12.16 km/h. Namun secara *trandline* dari ketiga grafik memiliki karakteristik yang sama. Ketiganya sama-sama mengalami kenaikan sampai kecepatan yang cenderung dekat, dan kemudian mengalami penurunan sampai kecepatan tertinggi. Nilai torsi tertinggi kedua dicapai oleh variasi sudut driver pulley 13° dengan nilai torsi tertinggi 332.72 N-m dicapai dengan pada 13.87 km/h.. Dan pada sudut driver pulley standar 14° didapat nilai torsi tertinggi 289.17 N-m dan dicapai dengan pada 14.20 km/h.

4.4 Grafik Torsi Teoritis Vario 125 PGM-FI dengan sudut driver pulley 12°, 13°,dan 14°

Data – data yang didapat selama pengujian dapat digunakan untuk perhitungan mencari nilai torsi teoritisnya, dan dibuat grafik seperti gambar 4.2



Gambar 4.2 Grafik Torsi Teoritis Mesin Vario 125 PGM FI dengan tiga variasi sudut driver pulley

Dari grafik diatas dapat dilihat terjadi grafik torsi yang memiliki karakteristik yang sama dengan grafik pada pengujian secara eksperimen meskipun pada grafik diatas menggunakan grafik fungsi Torsi vs RPM. Nilai torsi roda yang didapatkan pada grafik diatas diperoleh dengan rumus sebagai berikut :

$$Tr = Tm\,.\,it\,.\,ig\,.\,\eta$$

dimana :

	Tr	= Torsi Roda (N-m)
	Tm	= Torsi Engine (N-m)
	It	= Rasio Transmisi
	Ig	= Rasio Final drive (1 : 12)
	η	= Effisiensi (0.85)

Dengan data yang didapat dari pengukuran serta nilai yang didapat dari hasil dynotest data dapat diolah sehingga bisa didapatkan nilai rasio transmisi serta dapat dilakukan perhitungan

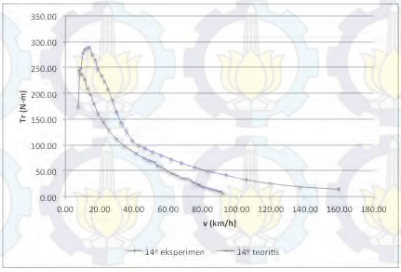
untuk memperoleh nilai Torsi Roda dan ditunjukan dalam Tabel 4.4 (terlampir)

Dari grafik diatas menunjukan bahwa nilai Torsi Roda tertinggi didapat pada pulley dengan sudut 12° dengan nilai torsi tertinggi 262.815 N-m yang dicapai pada kecepatan 8.7 km/h, kemudian diikuti dengan nilai torsi yang diperoleh dari variasi sudut pulley 13° dengan nilai torsi tertinggi 256.206 N-m yang dicapai pada kecepatan 8.95 km/h, serta nilai torsi terendah diperoleh dari variasi sudut pulley 14° dengan nilai torsi tertinggi 238.92 N-m yang dicapai pada kecepatan 8.48 km/h.

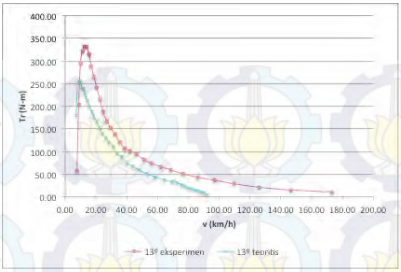
Perbandingan karakteristik torsi yang ditampilkan pada kendaraan untuk torsi pada saat pengujian dan torsi pada perhitungan terlihat sedikit berbeda. Perbedaan bisa terjadi karena beberapa faktor seperti kondisi kendaraan, *human error* , dan pengetahuan dalam mengoperasikan alat dynotest. Untuk menggunakan alat dynotest seharusnya didampingi oleh ahlinya, sehingga dapat melakukan pengujian yang tepat, dan dapat diketahui data apa saja yang akan diperoleh dan ditunjukan pada monitor alat dynotest tersebut.

4.5 Grafik Gabungan Perbandingan Nilai Torsi Eksperimen dengan Torsi Teoritis Pada Motor Vario 125 PGM-FI

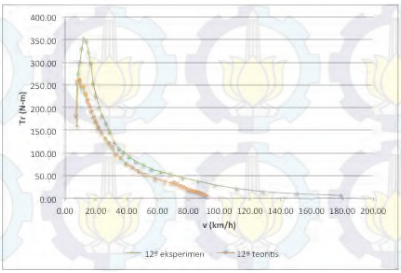
Untuk mengetahui kesesuaian nilai torsi hasil dari pengujian dynotest serta nilai torsi yang didapat secara perhitungan teoritis, maka dapat dibuat grafik gabungan torsi eksperimen dan torsi teoritisnya, seperti gambar 4.3



(a) Driver pulley 14°



(b) Driver pulley 13°



(c) Driver pulley 12°

Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Nilai Torsi Eksperimen dengan Torsi Teoritis Pada Motor Vario 125 PGM-FI

Dari grafik di atas dapat dilihat *trandline* dari torsi Vario 125 PGM-FI sebagai fungsi dari putaran mesin. Pada grafik diatas trendline grafik terlihat sama, nilai torsi naik secara cepat hingga pada kecepatan berkisar 15 km/h. Dan setelah itu *trandline* dari torsi mengalami penurunan yang artinya slopenya bernilai negatif. Torsi akan mengalami penurunan nilai sampai kecepatan tinggi dengan *trandline* yang cenderung landai tidak seperti pada saat mengalami kenaikan dari kecepatan awal hingga 15 km/h. Secara umum *trandline* dari grafik torsi pada Vario 125 PGM-FI mengalami kenaikan yang signifikan dan mengalami penurunan torsi secara halus sampai pada kecepatan tinggi.

Dari grafik diatas pada driver pulley 12° menunjukan nilai torsi eksperimen dan teoritis yang berbeda, pada awalnya kenaikan nilai torsi terjadi pada kecepatan awal hingga 15 km/h, kemudian kedua nilai torsi menunjukan penurunan pada setelah kecepatan sekitar 15 km/h. Begitu juga dengan grafik yang ditunjukan pada grafik eksperimen dan teoritis pada driver pulley 13° dan driver pulley 14°, dimana torsi mengalami kenaikan yang tajam hingga torsi puncaknya pada kecepatan berkisar 15 km/h setelah itu mengalami penurunan yang landau hingga kecepatan tinggi.

Pada grafik torsi teoritis cenderung memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan grafik torsi eksperimen, hal ini disebabkan karena nilai teoritis didapatkan dengan rumusan yang hasilnya menunjukan nilai torsi hanya pada keluaran transmisi saja, bukan perumusan yang menunjukan nilai torsi pada roda. Namun secara grafik yang ditunjukan memiliki trendline yang sama. Dan juga dalam perhitungan rasio transmisi, untuk rasio transmisi pada spesifikasi kendaraan standar yang dikeluarkan oleh pabrik Honda adalah 2.64 – 0.82 saja, namun pada eksperimennya didapatkan nilai rasio transmisi yang berbeda, hal ini dikarenakan dalam perhitungan rasio transmisi menggunakan alat ukur yang kurang presisi dan juga adanya factor lain, seperti dimensi belt yang sudah berkurang karena penggunaannya.

Torsi roda yang ditunjukan secara eksperimen kendaraan ini didapat melalui pengujian langsung ke drum yang dilakukan dengan pengujian *dynotest.* Hasil dari pengujian memunculkan nilai torsi sebagai fungsi dari putaran mesin kendaraan. Secara ideal, grafik torsi eksperimen berada di atas grafik torsi teoritis, dan grafik diatas menunjukan hal yang sama seperti pada kondisi idealnya. Namun masih ada beberapa nilai yang tidak terlalu tepat dikarenakan perumusan yang tidak sesuai dengan apa yang harus dilakukan. Perbedaan ini bisa terjadi karena kondisi nyata yang dialami kendaraan saat diuji berbeda dengan kondisi ideal. Perbedaan bisa terjadi karena beberapa faktor seperti kondisi *roller, dynotest, human error,* dan pemilihan metode pengujian.

4.6 Pengaruh perubahan sudut variasi pada driver pulley pada terjadinya slip

Dari tabel 4.5 (terlampir) dapat ditunjukan bahwa nilai persentase yang didapat dengan perbandingan nilai dari gaya tarik belt terhadap gaya normal belt terhadap sisi penampang pulley. Ketiga variasi pulley yang dilakukan untuk percobaan menunjukan nilai persentase yang sama, walaupun menggunakan variasi sudut kontal pulley yang berbeda. Persentase terjadinya slip ditunjukan dengan perhitungan nilai gaya tarik F_1 dan F_2 V-belt dengan rumus dari persamaan (2.23) dan (2.24).

Dan juga nilai gaya normal belt terhadap sisi penampang driver pulley dengan rumusan seperti persamaan (2.30). Sehingga gaya normal pada kedua penampang pulley yang terjadi kontak terhadap belt dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$fdN' = fdF'$$

Dimana : dF' = F_1- F_2
f = Gaya gesek (0.3)

Dari nilai $F_{1pulley}$ dan juga fdN' yang didapatkan dapat dilakukan perhitungan persentase perbandingan gaya yang disebabkan oleh putaran mesin. Dan dari tabel yang ditunjukan terlihat bahwa nilai $F_{1pulley}$ lebih besar dari nilai fdN', hal ini menunjukan bahwa tidak terjadi slip pada belt terhadap pulley.

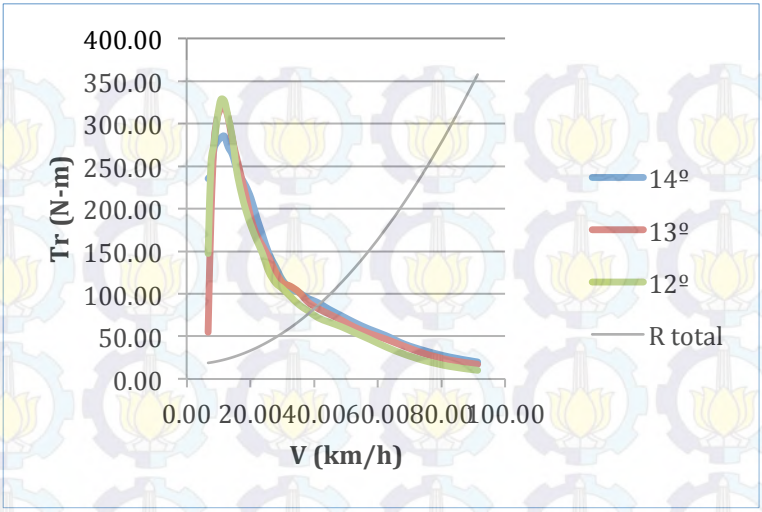
Secara idealnya seharusnya terdapat perbedaan nilai persentase yang signifikan, karena dalam percobaan menggunakan 3 variasi sudut yang berbeda. Namun pada perhitungannya nilai sudut kemiringan pulley (β) yang divariasikan memiliki sudut yang relatif kecil yaitu berbeda 1^0 saja, dari sudut standar driver pulley yaitu 14^0 dan variasi yang dilakukan percobaan memiliki sudut kontak sebesar 13^0 serta 12^0. Nilai β pada perhitungan digunakan sebagai nilai pembagi. Dan dari hasil yang didapatkan perbedaan menunjukan angka yang

relatif kecil. Sehingga pada persentase perbandingan gaya tarik terhadap gaya normal menunjukan nilai yang sedikit berbeda.

4.7 Grafik Gabungan Torsi Fungsi Kecepatan dan Total Gaya Hambat

Pada pengujian dynotest, kendaraan diuji dalam kondisi tidak mendapatkan gaya hambat aerodinamisnya. Untuk mengetahui kemampuan Vario 125 PGM-FI dapat dilakukan perhitungan dan digambarkan dalam grafik untuk mengetahui batasan kemampuan melawan gaya hambat tersebut. Perhitungan gaya hambat rolling dan gaya aerodinamisnya dapat dilihat pada tabel 4.6 (terlampir).

Pada gambar 4.4 dapat dilihat trendline grafik torsi kendaraan yang dihasilkan sebagai fungsi kecepatan kendaraan beserta gaya hambat yang terjadi. Pembahasan grafik torsi kendaraan telah dibahas sebelumnya. Gaya hambat yang terjadi adalah gaya hambat rolling dan gaya hambat udara. Karena pada saat proses *dynotest* nilai torsi dan putaran mesin merupakan hasil kalkulasi yang telah memperhitungkan gaya hambat rolling, maka gaya hambat yang diperhitungkan pada gambar 4.4 hanya gaya hambat udara. Nilai gaya hambat udara dipengaruhi oleh densitas udara, koefisien drag, luas frontal kendaraan dan pengendara, serta kecepatan relatif udara dan kendaraan ($Ra = ½ . \rho . C_D . V^2 . A_f$). Karena pada saat proses *dynotest* udara dianggap tidak bergerak, maka kecepatan udara yang menerpa kendaraan dianggap sama dengan kecepatan kendaraan. Semakin meningkat kecepatan kendaraan, maka semakin meningkat pula nilai gaya hambat udara. Setelah diperoleh kedua data maka akan dihasilkan grafik torsi kendaraan dan gaya hambat udara yang merupakan fungsi dari kecepatan kendaraan.



Gambar 4.4 Grafik Torsi Fungsi Keepatan dan Total Gaya Hambat

Dari kedua trendline grafik pada gambar 4.4 diperoleh nilai kecepatan maksimum yang mampu dicapai kendaraan. Nilai kecepatan maksimum diperoleh akibat adanya titik potong antara trendline grafik torsi kendaraan dan gaya hambat udara. Titik potong ini berarti nilai torsi kendaraan sama dengan nilai gaya hambat udara terhadap kendaraan. Sehingga pada kecepatan dimana terdapat titik potong tersebut, merupakan kecepatan maksimum kendaraan.

4.8 Sudut Tanjakan Maksimum

Untuk mengetahui sudut tanjakan maksimum yang mampu dilalui kendaraan adalah dengan menggunakan persamaan, yaitu :

$$R_r + (m.g)\sin\theta_{max} = F_t - R_a$$

Dari data yang didapat, diolah sehingga :

- Sudut pulley 14^0

Dengan memasukkan variabel pada nilai Ft tertinggi, maka

$0.010000985 + 172x9.81.\sin\theta_{max} = 1101.59 – 5.743618074$
$0.010000985 + 1687.32.\sin\theta_{max} = 1095.85$
$\theta_{max} = 40.18239247°$

- Sudut pulley 13^0

Dengan memasukkan variabel pada nilai Ft tertinggi, maka

$0.010000985 + 172x9,81.\sin\theta_{max} = 1238.25 – 5.743618074$
$0.010000985 + 1687.32.\sin\theta_{max} = 1232.50$
$\theta_{max} = 46.63455195°$

- Sudut pulley 12^0

Dengan memasukkan variabel pada nilai Ft tertinggi, maka

$0.010000985 + 172x9,81.\sin\theta_{max} = 1262.41 – 5.743618074$
$0.010000985 + 1687.32.\sin\theta_{max} = 1256.67$
$\theta_{max} = 47.85627812°$

Dari perhitungan diatas dapat dilihat bahwa driver pulley dengan sudut 12° memiliki nilai sudut tanjakan maksimum yang lebih besar daripada variasi driver pulley lainnya. driver pulley dengan sudut 12° mampu melaju dengan kecepatan konstan tanpa mengalami percepatan atau perlambatan hingga sampai pada lintasan dengan sudut kemiringan 47.85627812°

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Torsi yang dihasilkan oleh Vario 125 PGM-FI dengan variasi sudut pulley 12° memiliki karakteristik yang lebih baik dan torsi maksimum 351.63 N-m dicapai pada kecepatan yang lebih rendah daripada variasi sudut pulley 13° yang hanya 332.72 N-m pada dan variasi sudut pulley 14° nilai Torsi maksimum 289.17 N-m pada kecepatan berkisar 15 km/jam
2. Untuk penggunaan kendaraan di jalan kota yang umumnya menggunakan kecepatan rendah saat pemakaian bisa dikatakan lebih efektif jika menggunakan variasi sudut pulley 12°. Hal ini dapat dilihat pada pengujiannya memiliki nilai torsi yang tinggi dan dapat dicapai pada kecepatan berkisar 15 km/jam, namun dengan kecepatan diatas 15 km/jam, nilai torsi yang dihasilkan pada variasi sudut pulley 12° cenderung lebih cepat menurun dibandingkan dengan variasi sudut pulley 13° dan variasi sudut pulley 14°.
3. Dengan penggunaan 3 variasi sudut driver pulley yang berbeda, dalam perhitungannya terdapat adanya slip. Hal ini ditunjukan dengan adanya nilai presentase yang menunjukan gaya tarik belt lebih besar daripada gaya normal pada sisi driver pulley. Namun dari ketiga variasi yang digunakan memiliki nilai slip yang sama yang menunjukan adanya losses pada gaya yang ditransmisikan.

5.2 Saran

Dari berbagai kendala yang didapat pada saat pengujian, adapun saran yang diusulkan oleh penulis sebagai berikut :

1. Dalam proses melakukan uji *dynotest* kendaraan untuk mendapatkan data yang lebih konstan sebaiknya dilakukan sebanyak 2 – 3 kali dengan dibantu oleh montir penguji yang lebih berpengalaman untuk melakukan *dynotest.*
2. Dalam pengujian hendaknya menggunakan kendaraan yang dalam kondisi mesin yang terawat dan tidak memiliki kendala pada mesin.
3. Sebaiknya jarak waktu antara tune up motor dengan jadwal pengujian dynotest tidak jauh supaya hasil data yang didapatkan bisa lebih baik

DAFTAR PUSTAKA

[1] Sutantra, I. N., & Sampurno. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Surabaya: Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.

[2] Anonim. (2013). *Spesifikasi Honda Vario 125 PGM-FI*. Accessed at http://gobankbrekele.blogspot.com/2012/07/spesifikasi-detil-honda-vario-125-pgm.html

[3] Anonim.(2014). *CVT pada Motor Matic*. Accessed at http://a3tech.net/index.php/otomotif/15-cvt-pada-motor-matic

[4] Wijanarko, (2007). *Analisa Pengaruh Perubahan Massa Roller Penggerak Variator Pulley Pada Continuously Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Pada Sepeda Motor Yamaha Mio.*Surabaya.Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

[5] Kadek Rihendra Dantes, (2008). *Pengembangan Continuous Variable Transmission (CVT) Dengan Push Metal V-Belt Untuk Otomotif*. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember

[6] Prasetyo Nanda Tito, (2014). *Analisa Perbandingan Performa Vario 125*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

[7] Andika Wibowo Nadeak, (2015). *Analisa Sistem Transmisi Fuboru TXDM50 Berdasarkan Pengamatan pada Rasio Transmisi dengan Menggunakan Transmisi Otomatis Berupa CVT*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

[8] Danan Wiratmoko, (2015). *Studi Eksperimen Variasi Pegas 8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm dan 9,8 N/mm Pada Continuous Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Kendaraan Vario 125 PGM-FI*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

[9] Bimo Bagus Putranto, (2015). *Studi Eksperimen Pengaruh Massa Roller Pada Continuous Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Kendaraan Vario 125 PGM-FI.* Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

[10] Saftari, Firmansyah. (2011). *Utak-Atik Otomotif Saft7*. Bandung: Mizan.

[11] Herdinsyah. (n.d). *Cara Kerja Torsi Cam*, from Herdiansyah: http://herdiansyah09.blogspot.com/2013/11/cara-kerja-torque-cam.html

[12] *CVT Principles How it Works.* (n.d), from: http://modernvespa.com/forum/wiki-cvt-principles-how-it-works-how-to-improve-it.html

[13] *Uji dyno test Honda Vario dan Beat.* (n.d), from ototrend: http://www.ototrend.com/index.php?option=com_content&view=article&id=1303:uji-dyno-test-honda-vario-a-beat&catid=79:guides&Itemid=422

Lampiran

Tabel 4.4 Perhitungan Torsi Roda Teoritis

RPM	Perhitungan Torsi Roda Teoritis					
	12		13		14	
	ratio (it)	Tr (N-m)	ratio (it)	Tr (N-m)	ratio (it)	Tr (N-m)
2200	2.48	184.48	2.41	179.68	2.35	175.27
2400	2.41	258.11	2.35	251.50	2.23	238.92
2600	2.34	262.81	2.28	256.21	2.11	236.49
2800	2.27	259.87	2.22	253.46	1.98	226.73
3000	2.21	247.65	2.15	241.66	1.86	208.88
3200	2.14	244.43	2.09	238.65	1.74	198.62
3400	2.07	230.37	2.02	225.05	1.62	179.62
3600	2.00	216.72	1.96	211.84	1.49	161.37
3800	1.94	205.46	1.89	200.97	1.37	145.27
4000	1.87	192.57	1.83	188.49	1.25	128.40
4200	1.80	180.10	1.76	176.41	1.12	112.29
4400	1.73	169.80	1.70	166.47	1.00	97.94
4600	1.67	156.39	1.64	153.45	0.88	82.32
4800	1.60	143.52	1.57	140.96	0.82	73.60
5000	1.53	132.77	1.51	130.53	0.82	71.09
5200	1.46	122.43	1.44	120.50	0.82	68.58
5400	1.40	112.50	1.38	110.87	0.82	66.08
5600	1.33	97.57	1.31	96.28	0.82	60.22
5800	1.26	88.75	1.25	87.71	0.82	57.71
6000	1.19	75.47	1.18	74.71	0.82	51.86
6200	1.13	67.75	1.12	67.20	0.82	49.35
6400	1.06	59.37	1.05	59.00	0.82	46.00

6600	0.99	51.53	0.99	51.34	0.82	42.66
6800	0.92	44.25	0.92	44.21	0.82	39.31
7000	0.86	37.52	0.86	37.60	0.82	35.97
7200	0.82	33.46	0.82	33.46	0.82	33.46
7400	0.82	34.29	0.82	34.29	0.82	34.29
7600	0.82	30.95	0.82	30.95	0.82	30.95
7800	0.82	27.60	0.82	27.60	0.82	27.60
8000	0.82	24.26	0.82	24.26	0.82	24.26
8200	0.82	20.91	0.82	20.91	0.82	20.91
8400	0.82	18.40	0.82	18.40	0.82	18.40
8600	0.82	15.89	0.82	15.89	0.82	15.89
8800	0.82	15.06	0.82	15.06	0.82	15.06
9000	0.82	13.38	0.82	13.38	0.82	13.38
9200	0.82	10.87	0.82	10.87	0.82	10.87
9400	0.82	8.36	0.82	8.36	0.82	8.36
9600	0.82	5.02	0.82	5.02	0.82	5.02

Tabel 4.5 (a) Persentase gaya tarik belt terhadap penampang driver pulley 14°

							14º								
RPM	w (rad/s)	it	(ΔR1) driver (m)	(ΔR2) driven (m)	α (rad)	θ (rad)	γ	Fc	F1 (belt)	F2 (belt)	fdF (belt)	HP	T1 (pulley)	F1 (pulley)	%
2250	235.50	2.25	0.02375	0.055	0.122	2.895	36.2453225	0.603	4.605	0.713	1.168	3.30	0.092	3.892	30.000
2500	261.67	2.10	0.025	0.05375	0.113	2.915	37.14014984	0.824	4.866	0.933	1.180	3.90	0.098	3.933	30.000
2750	287.83	1.95	0.02625	0.0525	0.103	2.935	38.05603834	1.100	5.493	1.215	1.283	4.90	0.112	4.278	30.000
3000	314.00	1.83	0.0275	0.05125	0.093	2.954	38.99355206	1.437	5.906	1.551	1.306	5.70	0.120	4.354	30.000
3250	340.17	1.71	0.02875	0.05	0.083	2.974	39.95327328	1.843	6.270	1.954	1.295	6.40	0.124	4.317	30.000
3500	366.33	1.60	0.03	0.04875	0.073	2.993	40.93580331	2.327	6.695	2.434	1.279	7.10	0.128	4.262	30.000
3750	392.50	1.50	0.03125	0.0475	0.064	3.013	41.94176316	2.898	7.086	2.998	1.226	7.60	0.128	4.087	30.000
4000	418.67	1.41	0.0325	0.04625	0.054	3.033	42.97179441	3.567	7.538	3.659	1.164	8.00	0.126	3.878	30.000
4250	444.83	1.32	0.03375	0.045	0.044	3.052	44.02656002	4.342	8.074	4.427	1.094	8.30	0.123	3.647	30.000
4500	471.00	1.24	0.035	0.04375	0.034	3.072	45.10674516	5.236	8.755	5.314	1.032	8.60	0.120	3.441	30.000
4750	497.17	1.17	0.03625	0.0425	0.024	3.091	46.2130582	6.258	9.625	6.331	0.988	9.00	0.119	3.294	30.000
5000	523.33	1.10	0.0375	0.04125	0.015	3.111	47.34623162	7.420	10.545	7.486	0.918	9.10	0.115	3.059	30.000
5250	549.50	1.03	0.03875	0.04	0.005	3.130	48.50702304	8.735	11.550	8.793	0.827	8.90	0.107	2.757	30.000
5500	575.67	0.97	0.04	0.03875	-0.005	3.150	49.69621628	10.215	12.730	10.266	0.739	8.60	0.099	2.464	30.000
5750	601.83	0.91	0.04125	0.0375	-0.015	3.169	50.91462247	11.874	14.069	11.917	0.646	8.10	0.089	2.152	30.000
6000	628.00	0.86	0.0425	0.03625	-0.024	3.189	52.16308122	13.724	15.715	13.762	0.586	7.90	0.083	1.953	30.000
6250	654.17	0.81	0.04375	0.035	-0.034	3.208	53.44246187	15.781	17.542	15.814	0.519	7.50	0.076	1.729	30.000
6500	680.33	0.76	0.045	0.03375	-0.044	3.228	54.75366477	18.058	19.682	18.087	0.478	7.40	0.072	1.594	30.000
6750	706.50	0.71	0.04625	0.0325	-0.054	3.247	56.09762267	20.570	22.132	20.598	0.460	7.60	0.071	1.534	30.000
7000	732.67	0.67	0.0475	0.03125	-0.064	3.267	57.4753021	23.334	24.820	23.360	0.438	7.70	0.069	1.460	30.000
7250	758.83	0.63	0.04875	0.03	-0.073	3.287	58.88770498	26.365	27.798	26.390	0.423	7.90	0.069	1.409	30.000
7500	785.00	0.59	0.05	0.02875	-0.083	3.306	60.33587014	29.681	31.014	29.703	0.393	7.80	0.066	1.311	30.000
7750	811.17	0.55	0.05125	0.0275	-0.093	3.326	61.82087502	33.297	34.539	33.317	0.367	7.70	0.063	1.222	30.000
8000	837.33	0.51	0.0525	0.02625	-0.103	3.345	63.34383749	37.231	38.375	37.249	0.338	7.50	0.059	1.125	30.000
8250	863.50	0.48	0.05375	0.025	-0.113	3.365	64.90591769	41.503	42.542	41.519	0.307	7.20	0.055	1.023	30.000
8500	889.67	0.48	0.05375	0.025	-0.113	3.365	64.90591769	44.056	45.009	44.071	0.281	6.80	0.050	0.938	30.000
8750	915.83	0.48	0.05375	0.025	-0.113	3.365	64.90591769	46.686	47.502	46.698	0.241	6.00	0.043	0.804	30.000
9000	942.00	0.48	0.05375	0.025	-0.113	3.365	64.90591769	49.391	50.093	49.402	0.207	5.30	0.037	0.691	30.000
9250	968.17	0.48	0.05375	0.025	-0.113	3.365	64.90591769	52.174	52.856	52.184	0.202	5.30	0.036	0.672	30.000
9500	994.33	0.48	0.05375	0.025	-0.113	3.365	64.90591769	55.032	55.521	55.039	0.144	3.90	0.026	0.481	30.000

Tabel 4.5 (b) Persentase gaya tarik belt terhadap penampang driver pulley 13°

13º															
RPM	w (rad/s)	it	(ΔR1) driver (m)	(ΔR2) driven (m)	α (rad)	θ (rad)	γ	Fc	F1 (belt)	F2 (belt)	fdF (belt)	HP	T1 (pulley)	F1 (pulley)	%
2250	235.50	2.31	0.0235	0.056	0.127	2.885	35.80563534	0.590	1.571	0.617	0.286	0.80	0.022	0.954	30.000
2500	261.67	2.15	0.02475	0.05475	0.117	2.905	36.69013808	0.808	4.054	0.897	0.947	3.10	0.078	3.158	30.000
2750	287.83	2.01	0.026	0.0535	0.108	2.925	37.59542661	1.079	5.697	1.202	1.349	5.10	0.117	4.495	30.000
3000	314.00	1.88	0.02725	0.05225	0.098	2.944	38.52205609	1.411	6.318	1.538	1.434	6.20	0.130	4.780	30.000
3250	340.17	1.76	0.0285	0.051	0.088	2.964	39.4705996	1.811	6.767	1.936	1.449	7.10	0.138	4.831	30.000
3500	366.33	1.65	0.02975	0.04975	0.078	2.984	40.44164885	2.288	7.253	2.411	1.453	8.00	0.144	4.842	30.000
3750	392.50	1.54	0.031	0.0485	0.068	3.003	41.4358149	2.852	7.575	2.966	1.382	8.50	0.143	4.608	30.000
4000	418.67	1.45	0.03225	0.04725	0.059	3.023	42.45372894	3.512	7.765	3.612	1.246	8.50	0.134	4.153	30.000
4250	444.83	1.36	0.0335	0.046	0.049	3.042	43.49604313	4.278	8.175	4.368	1.142	8.60	0.128	3.807	30.000
4500	471.00	1.28	0.03475	0.04475	0.039	3.062	44.56343143	5.161	8.707	5.241	1.040	8.60	0.120	3.466	30.000
4750	497.17	1.20	0.036	0.0435	0.029	3.081	45.65659049	6.172	9.375	6.242	0.940	8.50	0.113	3.133	30.000
5000	523.33	1.13	0.03725	0.04225	0.020	3.101	46.77624062	7.322	10.122	7.381	0.822	8.10	0.102	2.741	30.000
5250	549.50	1.06	0.0385	0.041	0.010	3.120	47.92312672	8.623	11.139	8.675	0.739	7.90	0.095	2.463	30.000
5500	575.67	1.00	0.03975	0.03975	0.000	3.140	49.09801939	10.088	12.413	10.135	0.683	7.90	0.091	2.277	30.000
5750	601.83	0.94	0.041	0.0385	-0.010	3.160	50.30171596	11.730	13.885	11.773	0.634	7.90	0.087	2.112	30.000
6000	628.00	0.89	0.04225	0.03725	-0.020	3.179	51.53504165	13.563	15.465	13.600	0.559	7.50	0.079	1.865	30.000
6250	654.17	0.83	0.0435	0.036	-0.029	3.199	52.79885078	15.601	17.302	15.633	0.501	7.20	0.073	1.669	30.000
6500	680.33	0.78	0.04475	0.03475	-0.039	3.218	54.09402802	17.858	19.535	17.889	0.494	7.60	0.074	1.647	30.000
6750	706.50	0.74	0.046	0.0335	-0.049	3.238	55.42148975	20.349	21.940	20.377	0.469	7.70	0.072	1.563	30.000
7000	732.67	0.69	0.04725	0.03225	-0.059	3.257	56.78218542	23.089	24.505	23.114	0.417	7.30	0.066	1.391	30.000
7250	758.83	0.65	0.0485	0.031	-0.068	3.277	58.17709907	26.096	27.427	26.119	0.393	7.30	0.063	1.308	30.000
7500	785.00	0.61	0.04975	0.02975	-0.078	3.296	59.60725086	29.384	30.639	29.406	0.370	7.30	0.061	1.233	30.000
7750	811.17	0.57	0.051	0.0285	-0.088	3.316	61.07369872	32.973	34.140	32.992	0.344	7.20	0.059	1.148	30.000
8000	837.33	0.53	0.05225	0.02725	-0.098	3.336	62.57754006	36.878	37.919	36.894	0.308	6.80	0.054	1.025	30.000
8250	863.50	0.50	0.0535	0.026	-0.108	3.355	64.11991366	41.117	42.060	41.132	0.278	6.50	0.050	0.928	30.000
8500	889.67	0.46	0.05475	0.02475	-0.117	3.375	65.70200153	45.710	46.563	45.723	0.252	6.20	0.046	0.840	30.000
8750	915.83	0.43	0.056	0.0235	-0.127	3.395	67.32503098	50.676	51.407	50.687	0.216	5.60	0.040	0.720	30.000
9000	942.00	0.43	0.056	0.0235	-0.127	3.395	67.32503098	53.613	54.210	53.622	0.176	4.70	0.033	0.588	30.000
9250	968.17	0.43	0.056	0.0235	-0.127	3.395	67.32503098	56.633	57.115	56.640	0.142	3.90	0.027	0.475	30.000
9500	994.33	0.43	0.056	0.0235	-0.127	3.395	67.32503098	59.736	60.144	59.742	0.121	3.40	0.023	0.403	30.000

Tabel 4.5 (c) Persentase gaya tarik belt terhadap penampang driver pulley 12°

12º																
RPM	w (rad/s)	it	(ΔR1) driver (m)	(ΔR2) driven (m)	α (rad)	θ (rad)	γ	Fc	F1 (belt)	F2 (belt)	fdF (belt)	HP	T1 (pulley)	F1 (pulley)	%
2250	235.50	2.38	0.02325	0.057	0.132	2.876	35.37100987	0.578	3.181	0.651	0.759	2.10	0.059	2.530	30.000
2500	261.67	2.21	0.0245	0.05575	0.122	2.895	36.2453225	0.792	5.130	0.912	1.266	4.10	0.103	4.219	30.000
2750	287.83	2.06	0.02575	0.0545	0.113	2.915	37.14014984	1.058	5.723	1.184	1.362	5.10	0.117	4.539	30.000
3000	314.00	1.93	0.027	0.05325	0.103	2.935	38.05603834	1.385	6.419	1.517	1.471	6.30	0.132	4.902	30.000
3250	340.17	1.81	0.02825	0.052	0.093	2.954	38.99355206	1.779	6.993	1.913	1.524	7.40	0.144	5.080	30.000
3500	366.33	1.69	0.0295	0.05075	0.083	2.974	39.95327328	2.250	7.384	2.379	1.502	8.20	0.148	5.005	30.000
3750	392.50	1.59	0.03075	0.0495	0.073	2.993	40.93580331	2.806	7.569	2.923	1.394	8.50	0.143	4.646	30.000
4000	418.67	1.49	0.032	0.04825	0.064	3.013	41.94176316	3.458	7.846	3.563	1.285	8.70	0.137	4.284	30.000
4250	444.83	1.40	0.03325	0.047	0.054	3.033	42.97179441	4.215	7.959	4.302	1.097	8.20	0.122	3.657	30.000
4500	471.00	1.31	0.0345	0.04575	0.044	3.052	44.02656002	5.087	8.410	5.163	0.974	8.00	0.112	3.248	30.000
4750	497.17	1.24	0.03575	0.0445	0.034	3.072	45.10674516	6.086	9.047	6.152	0.868	7.80	0.103	2.895	30.000
5000	523.33	1.16	0.037	0.04325	0.024	3.091	46.2130582	7.224	9.905	7.282	0.787	7.70	0.097	2.623	30.000
5250	549.50	1.09	0.03825	0.042	0.015	3.111	47.34623162	8.511	10.948	8.563	0.716	7.60	0.091	2.385	30.000
5500	575.67	1.03	0.0395	0.04075	0.005	3.130	48.50702304	9.962	12.183	10.007	0.653	7.50	0.086	2.176	30.000
5750	601.83	0.97	0.04075	0.0395	-0.005	3.150	49.69621628	11.588	13.509	11.626	0.565	7.00	0.077	1.883	30.000
6000	628.00	0.91	0.042	0.03825	-0.015	3.169	50.91462247	13.403	15.113	13.437	0.503	6.70	0.070	1.676	30.000
6250	654.17	0.86	0.04325	0.037	-0.024	3.189	52.16308122	15.422	17.038	15.453	0.476	6.80	0.069	1.585	30.000
6500	680.33	0.81	0.0445	0.03575	-0.034	3.208	53.44246187	17.659	19.146	17.686	0.438	6.70	0.065	1.460	30.000
6750	706.50	0.76	0.04575	0.0345	-0.044	3.228	54.75366477	20.128	21.500	20.153	0.404	6.60	0.062	1.347	30.000
7000	732.67	0.72	0.047	0.03325	-0.054	3.247	56.09762267	22.846	24.113	22.868	0.374	6.50	0.059	1.245	30.000
7250	758.83	0.67	0.04825	0.032	-0.064	3.267	57.4753021	25.827	26.983	25.847	0.341	6.30	0.055	1.135	30.000
7500	785.00	0.63	0.0495	0.03075	-0.073	3.287	58.88770498	29.090	30.195	29.109	0.326	6.40	0.054	1.086	30.000
7750	811.17	0.59	0.05075	0.0295	-0.083	3.306	60.33587014	32.650	33.693	32.667	0.308	6.40	0.052	1.026	30.000
8000	837.33	0.55	0.052	0.02825	-0.093	3.326	61.82087502	36.526	37.465	36.541	0.277	6.10	0.048	0.924	30.000
8250	863.50	0.52	0.05325	0.027	-0.103	3.345	63.34383749	40.734	41.565	40.747	0.245	5.70	0.044	0.818	30.000
8500	889.67	0.48	0.0545	0.02575	-0.113	3.365	64.90591769	45.294	45.985	45.305	0.204	5.00	0.037	0.680	30.000
8750	915.83	0.45	0.05575	0.0245	-0.122	3.385	66.50832002	50.224	50.775	50.233	0.163	4.20	0.030	0.543	30.000
9000	942.00	0.42	0.057	0.02325	-0.132	3.404	68.15229526	55.545	55.969	55.551	0.125	3.40	0.024	0.418	30.000
9250	968.17	0.42	0.057	0.02325	-0.132	3.404	68.15229526	58.674	58.989	58.678	0.093	2.60	0.018	0.311	30.000
9500	994.33	0.42	0.057	0.02325	-0.132	3.404	68.15229526	61.888	62.124	61.891	0.070	2.00	0.013	0.233	30.000

Tabel 4.6 (a) Perhitungan gaya hambat aerodinamis dan gaya hambat rolling driver pulley 14°

14º										
RPM	Tr (N-m)	ratio	Ft	w (rad/s)	v (km/h)	v (m/s)	Fr	Rr	Ra	Rtotal
2200	175.270	2.354	677.242	230.267	7.367	2.046	0.0100003	16.87	2.216264249	19.09
2400	238.921	2.231	923.189	251.200	8.480	2.356	0.010000426	16.87	2.936550468	19.81
2600	236.491	2.108	913.800	272.133	9.723	2.701	0.010000599	16.87	3.860535593	20.73
2800	226.733	1.985	876.094	293.067	11.121	3.089	0.010000839	16.87	5.049734391	21.92
3000	208.877	1.862	807.099	314.000	12.702	3.528	0.010001169	16.88	6.588586014	23.46
3200	198.617	1.739	767.453	334.933	14.508	4.030	0.01000163	16.88	8.595090599	25.47
3400	179.615	1.616	694.031	355.867	16.589	4.608	0.010002279	16.88	11.23754834	28.11
3600	161.367	1.492	623.518	376.800	19.013	5.282	0.010003205	16.88	14.76169865	31.64
3800	145.268	1.369	561.313	397.733	21.873	6.076	0.01000455	16.88	19.53625412	36.42
4000	128.400	1.246	496.136	418.667	25.298	7.027	0.010006545	16.88	26.13239948	43.02
4200	112.285	1.123	433.869	439.600	29.473	8.187	0.010009589	16.89	35.46924984	52.36
4400	97.944	1.000	378.454	460.533	34.675	9.632	0.010014396	16.90	49.09532613	65.99
4600	82.315	0.877	318.064	481.467	41.336	11.482	0.010022338	16.91	69.77169394	86.68
4800	73.603	0.820	284.402	502.400	46.142	12.817	0.010029407	16.92	86.93625194	103.86
5000	71.094	0.820	274.706	523.333	48.064	13.351	0.010032566	16.93	94.3318706	111.26
5200	68.585	0.820	265.011	544.267	49.987	13.885	0.010035921	16.93	102.0293512	118.96
5400	66.076	0.820	255.315	565.200	51.909	14.419	0.010039476	16.94	110.0286939	126.97
5600	60.221	0.820	232.692	586.133	53.832	14.953	0.010043233	16.95	118.3298985	135.28
5800	57.712	0.820	222.997	607.067	55.754	15.487	0.010047197	16.95	126.9329651	143.89
6000	51.857	0.820	200.374	628.000	57.677	16.021	0.010051371	16.96	135.8378937	152.80
6200	49.348	0.820	190.679	648.933	59.600	16.555	0.01005576	16.97	145.0446842	162.01
6400	46.002	0.820	177.751	669.867	61.522	17.089	0.010060366	16.98	154.5533368	171.53
6600	42.656	0.820	164.824	690.800	63.445	17.624	0.010065193	16.98	164.3638513	181.35
6800	39.311	0.820	151.896	711.733	65.367	18.158	0.010070245	16.99	174.4762279	191.47
7000	35.965	0.820	138.969	732.667	67.290	18.692	0.010075525	17.00	184.8904664	201.89
7200	33.456	0.820	129.274	753.600	69.212	19.226	0.010081035	17.01	195.6065669	212.62
7400	34.292	0.820	132.505	774.533	71.135	19.760	0.010086781	17.02	206.6245294	223.64
7600	30.947	0.820	119.578	795.467	73.058	20.294	0.010092764	17.03	217.9443538	234.97
7800	27.601	0.820	106.651	816.400	74.980	20.828	0.010098987	17.04	229.5660403	246.61
8000	24.256	0.820	93.723	837.333	76.903	21.362	0.010105455	17.05	241.4895887	258.54
8200	20.910	0.820	80.796	858.267	78.825	21.896	0.01011217	17.06	253.7149992	270.78
8400	18.401	0.820	71.100	879.200	80.748	22.430	0.010119136	17.07	266.2422716	283.32
8600	15.892	0.820	61.405	900.133	82.670	22.964	0.010126354	17.09	279.071406	296.16
8800	15.055	0.820	58.173	921.067	84.593	23.498	0.010133829	17.10	292.2024024	309.30
9000	13.382	0.820	51.709	942.000	86.516	24.032	0.010141563	17.11	305.6352607	322.75
9200	10.873	0.820	42.014	962.933	88.438	24.566	0.010149559	17.13	319.3699811	336.50
9400	8.364	0.820	32.318	983.867	90.361	25.100	0.01015782	17.14	333.4065634	350.55
9600	5.018	0.820	19.391	1004.800	92.283	25.634	0.010166349	17.15	347.7450078	364.90

Tabel 4.6 (b) Perhitungan gaya hambat aerodinamis dan gaya hambat rolling driver pulley 13°

13º										
RPM	Tr (N-m)	ratio	Ft	w (rad/s)	v (km/h)	v (m/s)	Ft	Rr	Ra	Rtotal
2200	179.682	2.413	694.288	230.267	7.186	1.996	0.010000282	16.87	2.108771842	18.98
2400	251.503	2.348	971.806	251.200	8.056	2.238	0.010000375	16.87	2.650086754	19.52
2600	256.296	2.283	989.977	272.133	8.975	2.493	0.010000491	16.87	3.289272713	20.16
2800	253.458	2.219	979.360	293.067	9.948	2.763	0.010000635	16.87	4.040965838	20.92
3000	241.659	2.154	933.766	314.000	10.979	3.050	0.010000812	16.87	4.922315545	21.80
3200	238.647	2.089	922.128	334.933	12.075	3.354	0.01000103	16.87	5.953494695	22.83
3400	225.047	2.024	869.578	355.867	13.240	3.678	0.010001297	16.88	7.158331604	24.03
3600	211.844	1.959	818.561	376.800	14.483	4.023	0.010001623	16.88	8.565097842	25.44
3800	200.970	1.895	776.544	397.733	15.811	4.392	0.010002021	16.88	10.20749665	27.08
4000	188.494	1.830	728.338	418.667	17.233	4.787	0.010002507	16.88	12.12591171	29.00
4200	176.415	1.765	681.665	439.600	18.759	5.211	0.010003099	16.88	14.3689966	31.25
4400	166.467	1.700	643.225	460.533	20.402	5.667	0.010003823	16.88	16.99571406	33.88
4600	153.447	1.635	592.918	481.467	22.174	6.160	0.010004708	16.88	20.07797463	36.96
4800	140.957	1.570	544.655	502.400	24.094	6.693	0.010005794	16.88	23.7040824	40.59
5000	130.531	1.506	504.369	523.333	26.178	7.272	0.01000713	16.89	27.98327937	44.87
5200	120.502	1.441	465.617	544.267	28.451	7.903	0.010008779	16.89	33.05180295	49.94
5400	110.869	1.376	428.397	565.200	30.937	8.594	0.010010824	16.89	39.08105469	55.97
5600	96.284	1.311	372.042	586.133	33.669	9.353	0.010013375	16.90	46.2887557	63.18
5800	87.710	1.246	338.910	607.067	36.685	10.190	0.010016575	16.90	54.95439208	71.86
6000	74.712	1.181	288.687	628.000	40.033	11.120	0.010020618	16.91	65.44092585	82.35
6200	67.196	1.117	259.644	648.933	43.769	12.158	0.010025771	16.92	78.22582503	95.14
6400	59.003	1.052	227.988	669.867	47.966	13.324	0.0100324	16.93	93.94623831	110.87
6600	51.340	0.987	198.376	690.800	52.714	14.643	0.010041023	16.94	113.4661258	130.41
6800	44.205	0.922	170.809	711.733	58.130	16.147	0.010052385	16.96	137.9783381	154.94
7000	37.600	0.857	145.285	732.667	64.365	17.879	0.010067582	16.99	169.1639185	186.15
7200	33.456	0.820	129.274	753.600	69.212	19.226	0.010081035	17.01	195.6065669	212.62
7400	34.292	0.820	132.505	774.533	71.135	19.760	0.010086781	17.02	206.6245294	223.64
7600	30.947	0.820	119.578	795.467	73.058	20.294	0.010092764	17.03	217.9443538	234.97
7800	27.601	0.820	106.651	816.400	74.980	20.828	0.010098987	17.04	229.5660403	246.61
8000	24.256	0.820	93.723	837.333	76.903	21.362	0.010105455	17.05	241.4895887	258.54
8200	20.910	0.820	80.796	858.267	78.825	21.896	0.01011217	17.06	253.7149992	270.78
8400	18.401	0.820	71.100	879.200	80.748	22.430	0.010119136	17.07	266.2422716	283.32
8600	15.892	0.820	61.405	900.133	82.670	22.964	0.010126354	17.09	279.071406	296.16
8800	15.055	0.820	58.173	921.067	84.593	23.498	0.010133829	17.10	292.2024024	309.30
9000	13.382	0.820	51.709	942.000	86.516	24.032	0.010141563	17.11	305.6352607	322.75
9200	10.873	0.820	42.014	962.933	88.438	24.566	0.010149559	17.13	319.3699811	336.50
9400	8.364	0.820	32.318	983.867	90.361	25.100	0.01015782	17.14	333.4065634	350.55
9600	5.018	0.820	19.391	1004.800	92.283	25.634	0.010166349	17.15	347.7450078	364.90

Tabel 4.6 (c) Perhitungan gaya hambat aerodinamis dan gaya hambat rolling driver pulley 12°

12°										
RPM	Tr (N-m)	ratio	Ft	w (rad/s)	v (km/h)	v (m/s)	Ft	Rr	Ra	Rtotal
2200	184.478	2.478	712.822	230.267	6.999	1.944	0.010000264	16.87	2.000535631	18.87
2400	258.107	2.410	997.323	251.200	7.850	2.181	0.010000351	16.87	2.516211962	19.39
2600	262.815	2.342	1015.513	272.133	8.749	2.430	0.01000046	16.87	3.125925712	20.00
2800	259.872	2.275	1004.143	293.067	9.702	2.695	0.010000596	16.87	3.843958304	20.72
3000	247.649	2.207	956.911	314.000	10.714	2.976	0.010000764	16.87	4.687085115	21.56
3200	244.430	2.140	944.475	334.933	11.789	3.275	0.01000097	16.87	5.675090707	22.55
3400	230.369	2.072	890.142	355.867	12.934	3.593	0.010001223	16.88	6.831409423	23.71
3600	216.721	2.004	837.407	376.800	14.157	3.933	0.010001533	16.88	8.183926896	25.06
3800	205.462	1.937	793.904	397.733	15.465	4.296	0.010001912	16.88	9.76598973	26.64
4000	192.573	1.869	744.099	418.667	16.868	4.685	0.010002376	16.88	11.61768659	28.49
4200	180.097	1.802	695.892	439.600	18.375	5.104	0.010002943	16.88	13.78748627	30.67
4400	169.803	1.734	656.118	460.533	20.001	5.556	0.010003638	16.88	16.33434952	33.21
4600	156.386	1.667	604.273	481.467	21.758	6.044	0.01000449	16.88	19.3304761	36.21
4800	143.520	1.599	554.559	502.400	23.663	6.573	0.010005539	16.88	22.86491207	39.75
5000	132.768	1.531	513.012	523.333	25.737	7.149	0.010006833	16.88	27.04833637	43.93
5200	122.429	1.464	473.063	544.267	28.003	7.779	0.010008437	16.89	32.01948304	48.91
5400	112.504	1.396	434.712	565.200	30.487	8.469	0.010010436	16.89	37.95386378	54.84
5600	97.571	1.329	377.014	586.133	33.225	9.229	0.010012938	16.90	45.07577247	61.97
5800	88.749	1.261	342.926	607.067	36.256	10.071	0.010016094	16.90	53.67504799	70.58
6000	75.471	1.193	291.621	628.000	39.630	11.008	0.010020104	16.91	64.1308579	81.04
6200	67.752	1.126	261.794	648.933	43.410	12.058	0.010025245	16.92	76.94604331	93.86
6400	59.367	1.058	229.395	669.867	47.672	13.242	0.010031906	16.93	92.79769515	109.72
6600	51.534	0.991	199.126	690.800	52.515	14.588	0.010040638	16.94	112.61328	129.56
6800	44.252	0.923	170.989	711.733	58.069	16.130	0.010052248	16.96	137.6880758	154.65
7000	37.521	0.855	144.982	732.667	64.499	17.916	0.010067935	16.99	169.8714582	186.86
7200	33.456	0.820	129.274	753.600	69.212	19.226	0.010081035	17.01	195.6065669	212.62
7400	34.292	0.820	132.505	774.533	71.135	19.760	0.010086781	17.02	206.6245294	223.64
7600	30.947	0.820	119.578	795.467	73.058	20.294	0.010092764	17.03	217.9443538	234.97
7800	27.601	0.820	106.651	816.400	74.980	20.828	0.010098987	17.04	229.5660403	246.61
8000	24.256	0.820	93.723	837.333	76.903	21.362	0.010105455	17.05	241.4895887	258.54
8200	20.910	0.820	80.796	858.267	78.825	21.896	0.01011217	17.06	253.7149992	270.78
8400	18.401	0.820	71.100	879.200	80.748	22.430	0.010119136	17.07	266.2422716	283.32
8600	15.892	0.820	61.405	900.133	82.670	22.964	0.010126354	17.09	279.071406	296.16
8800	15.055	0.820	58.173	921.067	84.593	23.498	0.010133829	17.10	292.2024024	309.30
9000	13.382	0.820	51.709	942.000	86.516	24.032	0.010141563	17.11	305.6352607	322.75
9200	10.873	0.820	42.014	962.933	88.438	24.566	0.010149559	17.13	319.3699811	336.50
9400	8.364	0.820	32.318	983.867	90.361	25.100	0.01015782	17.14	333.4065634	350.55
9600	5.018	0.820	19.391	1004.800	92.283	25.634	0.010166349	17.15	347.7450078	364.90

BIOGRAFI PENULIS

Chrisnata Gita Prasandy dilahirkan di Gresik, Jawa Timur pada 24 Desember 1991 yang merupakan anak kedua dari 2 bersaudara.

Penulis telah selesai menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Pusaka Tuban tahun 2003. Sekolah Menengah Pertama di SMPN 1 Tuban tahun 2006 dan Sekolah Menengah Atas di SMAN 1 Tuban lulus tahun 2009. Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember sebagai mahasiswa S1 (2009-2016).

Selepas SMA penulis melanjutkan studinya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Jurusan Teknik Mesin melalui jalur Mandiri pada tahun ajaran 2009/2010. Selama kuliah di ITS penulis aktif mengikuti organisasi Mesin Music Club dan menjabat sebagai Kepala Divisi Hubungan Luar selama satu periode. Di teknik mesin penulis memilih untuk masuk Laboratorium Otomotif dan mengerjakan tugas akhir dengan topik *Analisa Dan Studi Eksperimen Terhadap Pengaruh Variasi Sudut Kontak Kemiringan Drive Pulley Pada Continuously Variable Transmission (Cvt) Dengan Variasi Sudut 14°, 13°, Dan 12° Pada Vario 125 Pgm-Fi* dibawah bimbingan Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. Pada tahun 2016 penulis menyelesaikan studi S1-nya.