

TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA PENGARUH
PERUBAHAN KOMBINASI MASSA ROLLER DAN
KONSTANTA PEGAS PADA *CONTINUOUS VARIABLE
TRANSMISSION (CVT)* TERHADAP PERFORMA
KENDARAAN VARIO 125 PGM-FI**

MUHAMMAD DWI HARIYANTO
NRP. 2109 100 147

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

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



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY AND ANALISYS EFFECT
CHANGES OF COMBINATION ROLLER ROLLER MASS
AND COEFFICIENT OF DAMPING IN CONTINUOUS
VARIABLE TRANSMISSION (CVT) TOWARDS VARIO
125 PGM-FI VEHICLE PERFORMANCE**

**MUHAMMAD DWI HARIYANTO
NRP. 2109 100 147**

**Advisor Lecture
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

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



TUGAS AKHIR- TM141585

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA PENGARUH
PERUBAHAN KOMBINASI MASSA ROLLER DAN
KONSTANTA PEGAS PADA *CONTINUOUS VARIABLE
TRANSMISSION (CVT)* TERHADAP PERFORMA
KENDARAAN VARIO 125 PGM-FI**

**MUHAMMAD DWI HARIYANTO
NRP 2109 100 147**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

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

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA PENGARUH
PERUBAHAN KOMBINASI MASSA ROLLER DAN
KONSTANTA PEGAS PADA *CONTINUOUSLY VARIABLE*
TRANSMISSION (CVT) TERHADAP PERFORMA
KENDARAAN VARIO 125 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 Nopember

Oleh:

Muhammad Dwi Hariyanto
Nrp. 2109 100 147

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA..... (Pembimbing)
(NIP. 19650810199102100f)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD..... (Penguji 1)
(NIP. 195106051978031002)
3. Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc..... (Penguji 2)
(NIP. 197805102001121001)
4. Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD..... (Penguji 3)
(NIP. 198202102006041002)

SURABAYA
Januari, 2016

DAFTAR ISI

| | |
|--|------|
| HALAMAN JUDUL | i |
| LEMBAR PENGESAHAN | iii |
| ABSTRAK | iv |
| KATA PENGANTAR | viii |
| DAFTAR ISI | x |
| DAFTAR GAMBAR | xiii |
| DAFTAR TABEL | xv |
| | |
| BAB I PENDAHULUAN | 1 |
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Tujuan Tugas Akhir..... | 2 |
| 1.4 Batasan Masalah..... | 2 |
| 1.5 Manfaat Tugas Akhir..... | 3 |
| | |
| BAB II DASAR TEORI | 5 |
| 2.1 Penelitian Terdahulu..... | 5 |
| 2.2 Transmisi Otomatis | 9 |
| 2.3 Komponen Transmisi Otomatis..... | 11 |
| 2.4 Analisa Gaya Pada Elemen Continuous Variable Transmission (CVT) | 21 |
| 2.4.1 Pada Elemen Driver Pulley..... | 21 |
| 2.4.2 Pada Elemen Driven Pulley | 27 |
| 2.5 Gaya Dorong Kendaraan | 28 |
| 2.6 Gaya Hambat pada Kendaraan | 30 |
| 2.7 Percepatan yang dapat dihasilkan..... | 33 |
| 2.8 Kecepatan Kendaraan..... | 34 |
| 2.9 Sudut Tanjakan Maksimal..... | 35 |
| | |
| BAB III METODOLOGI | 37 |
| 3.1 Identifikasi Masalah | 37 |
| 3.2 Diagram Alir Tugas Akhir Secara Umum..... | 37 |

| | |
|--|-----------|
| 3.3 Studi Literatur | 38 |
| 3.4 Spesifikasi Vario 125 PGM-FI..... | 39 |
| 3.5 Tahap Pengujian dan Analisa | 40 |
| 3.6 Skema Pengujian | 43 |
| 3.7 Tahap Perhitungan Secara Teoritis..... | 44 |
| 3.8 Kriteria Penentuan Tren Kurva Terbaik | 46 |
| BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN..... | 47 |
| 4.1 Data Kendaraan | 47 |
| 4.2 Hasil Dynotest Kendaraan..... | 48 |
| 4.3 Contoh Perhitungan Pada Continuous Variable Transmission..... | 48 |
| 4.3.1 Perhitungan Teoritis | 48 |
| 4.3.2 Perhitungan Hasil Pengujian | 55 |
| 4.4 Analisa Teoritis Perbandingan Performa Kendaraan | 56 |
| 4.4.1 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Pada Berbagai Variasi Kombinasi | 56 |
| 4.4.2 Perbandingan Percepatan Kendaraan Pada Berbagai Variasi Kombinasi | 58 |
| 4.5 Analisa Eksperimen Perbandingan Performa Kendaraan.... | 59 |
| 4.5.1 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Terhadap Variasi Konstanta Pegas | 59 |
| 4.5.2 Perbandingan Percepatan Kendaraan Terhadap Variasi Massa Roller..... | 61 |
| 4.6 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Teoritis Dan Pengujian..... | 62 |
| BAB V KESIMPULAN DAN SARAN | 65 |
| 5.1 Kesimpulan..... | 65 |
| 5.2 Saran..... | 66 |
| DAFTAR PUSTAKA | 67 |
| LAMPIRAN..... | 69 |
| BIODATA PENULIS..... | 81 |

DAFTAR TABEL

| | |
|--|----|
| Tabel 2.1 <i>Tabel Spesifikasi Pegas</i> | 28 |
| Tabel 2.2 <i>Koefisien Hambat Aerodinamis untuk Kendaraan</i> | 31 |
| Tabel 2.3 <i>Keterangan dari simbol rumus drive train</i> | 33 |
| Tabel 3.1 <i>Spesifikasi Mesin Vario 125 PGM-FI</i> | 39 |
| Tabel 4.1 <i>Data Radius Pulley</i> | 47 |
| Tabel 4.2 <i>Nilai Putaran Engine Tiap Kombinasi</i> | 51 |
| Tabel 4.3 <i>Kombinasi Massa Roller dan Konstanta Pegas</i> | 52 |



(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

| | | |
|-------------|---|----|
| Gambar 2.1 | <i>Grafik Perbandingan Gaya Dorong Vario 125 dengan Vario 110</i> | 6 |
| Gambar 2.2 | <i>Grafik Perbandingan Percepatan New Vario 110 FI dan Vario 125 PGM-FI</i> | 6 |
| Gambar 2.3 | <i>Grafik Gaya Dorong Vario 125 PGM-FI Variasi Massa dengan teoritis</i> | 7 |
| Gambar 2.4 | <i>Grafik Percepatan Vario 125 PGM-FI Variasi Massa</i> | 7 |
| Gambar 2.5 | <i>Grafik Perbandingan Gaya Dorong Vario 125 PGM-FI Variasi Pegas dengan Gaya Dorong Teoritis</i> | 8 |
| Gambar 2.6 | <i>Grafik Perbandingan Percepatan Vario 125 PGM-FI Variasi Pegas</i> | 8 |
| Gambar 2.7 | <i>Transmisi Otomatis</i> | 9 |
| Gambar 2.8 | <i>Mekanisme sistem transmisi</i> | 10 |
| Gambar 2.9 | <i>Drive Pulley</i> | 13 |
| Gambar 2.10 | <i>Roller dan rumah roller CVT</i> | 13 |
| Gambar 2.11 | <i>Panjang belt, jarak pulley, dan sudut kontak</i> | 16 |
| Gambar 2.12 | <i>Dimensi Variator Pulley Potongan Melintang</i> | 17 |
| Gambar 2.13 | <i>Pulley sekunder atau Driven Pulley</i> | 18 |
| Gambar 2.14 | <i>Final Drive</i> | 20 |
| Gambar 2.15 | <i>Lintasan Roller</i> | 21 |
| Gambar 2.16 | <i>Lintasan Linier atau Lintasan 1</i> | 22 |
| Gambar 2.17 | <i>Lintasan II</i> | 22 |
| Gambar 2.21 | <i>Free body diagram roller CVT</i> | 24 |
| Gambar 2.22 | <i>Poligon Segitiga Gaya</i> | 25 |
| Gambar 2.23 | <i>Free body diagram pegas CVT</i> | 27 |
| Gambar 2.24 | <i>Skema aliran daya mesin</i> | 29 |
| Gambar 2.25 | <i>Pengaruh Tekanan ban pada f_0 dan f_s</i> | 32 |
| Gambar 3.1 | <i>Diagram alir Tugas Akhir secara umum</i> | 37 |
| Gambar 3.2 | <i>Diagram alir pengujian dan analisa</i> | 40 |
| Gambar 3.3 | <i>Set up pengujian dynotest</i> | 42 |

| | | |
|------------|--|----|
| Gambar 3.4 | <i>Skema Pengujian</i> | 33 |
| Gambar 3.5 | <i>Diagram alir perhitungan secara teoritis</i> | 44 |
| Gambar 4.1 | <i>Karakteristik Torsi Mesin Vario 125 PGM FI</i> | 47 |
| Gambar 4.2 | <i>Grafik Perbandingan Torsi Vs rpm</i> | 48 |
| Gambar 4.3 | <i>Grafik Teoritis Perbandingan Gaya Dorong Vs kecepatan</i> | 57 |
| Gambar 4.4 | <i>Grafik Teoritis Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan</i> | 58 |
| Gambar 4.5 | <i>Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Terhadap Variasi Konstanta Pegas ...</i> | 60 |
| Gambar 4.6 | <i>Grafik Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan Terhadap Variasi Massa Roller</i> | 61 |
| Gambar 4.7 | <i>Grafik Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan Teoritis Dan Pengujian Kombinasi Massa 15 gram – Konstanta Pegas 9,5 N/mm</i> | 63 |

KATA PENGANTAR

Segala puji saya panjatkan bagi Allah SWT. Dengan rahmat dan hidayahNya penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **“Studi Eksperimen Dan Analisa Pengaruh Perubahan Kombinasi Massa Roller Dan Konstanta Pegas Pada *Continuously Variable Transmission (CVT)* Terhadap Performa Kendaraan Vario 125 PGM-FI”**

Penyusunan Tugas Akhir ini tidak lepas dari peran berbagai pihak. Oleh karena itu pada kesempatan kali ini penulis ingin berterima kasih kepada orang-orang disekitar penulis yang secara langsung maupun tidak langsung ikut terlibat dalam penulisan tugas akhir ini. Secara khusus penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc, PhD., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA selaku dosen pembimbing yang telah banyak memberikan pengarahan, bimbingan dan waktu ditengah segala kesibukannya sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D, Dr. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng, dan Alief Wikarta, ST., M.Sc., Ph.D selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu untuk menguji dan memberikan saran terbaik hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
4. Bapak Tarmuji dan Ibu Juyatmi tercinta atas kasih sayang yang tak pernah terputus serta do'a beliau yang senantiasa menemani dan menguatkan penulis dalam menghadapi segala tantangan dalam hidup.
5. Bapak Suwaji dan Ibu Umi siswati selaku orang tua kedua penulis yang senantiasa mensupport dalam bentuk apapun.
6. Muhammad Didik Agus Wijayanto kakak penulis yang selalu mengingatkan, memberikan motivasi dan dukungannya.

7. Shella Pungky Artha yang telah memberikan do'a dan dukungan serta motivasi terbaik untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Segenap dosen Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah mendidik penulis baik tentang ilmu keteknikan maupun ilmu kehidupan selama menjalani kuliah.
9. Segenap karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS, terima kasih atas segala bantuan yang diberikan.
10. Teman-teman M52 yang selalu menemani dalam suka maupun duka. Semoga silaturahmi terus terjaga.
11. Teman-teman Himpunan Mahasiswa Mesin, Mesin Music Club, ITS Team Sapuaringin, Laboraturium Desain Otomotif “Republik Sulap”, Laboraturium Perpindahan Panas dan Massa “Negara Api”, Tim Futsal Mesin, dan Tim Futsal FTI yang telah memberikan warna dalam pembentukan jati diri penulis.
12. Seluruh pihak yang belum disebutkan diatas yang telah memberikan do'a, bantuan dan dukungannya hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.

Penulis berharap dengan adanya laporan Tugas Akhir ini, dapat memberikan manfaat bagi semua pihak. Tidak dapat dipungkiri bahwa dengan keterbatasan waktu yang ada, masih banyak terdapat kekurangan dari laporan ini. Saran dan kritik untuk perbaikan laporan ini sangat saya harapkan agar mampu membuahkan hasil yang lebih baik.

Surabaya, 24 Januari 2016

Penulis

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALITIS PENGARUH
PERUBAHAN KOMBINASI MASSA ROLLER DAN
KONSTANTA PEGAS PADA *CONTINUOUS VARIABLE
TRANSMISSION (CVT)* TERHADAP PERFORMA
KENDARAAN VARIO 125 PGM-FI**

Nama Mahasiswa : Muhammad Dwi Hariyanto
NRP : 2109 100 147
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRAK

Saat ini inovasi otomotif khususnya sepeda motor terus dikembangkan untuk mendapatkan kestabilan dan 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. Dipasaran terdapat banyak variasi massa roller dan pegas CVT yang dijual namun memiliki nilai massa dan tingkat kekerasan yang berbeda-beda. Diindikasikan bahwa pemilihan kombinasi massa roller dan pegas CVT yang sesuai, dapat memperbaiki performa dari kendaraan. Dari hal itu dapat dilihat apakah ada pengaruh dari sistem transmisi terhadap performa kendaraan

Parameter pembanding dari kendaraan yang memiliki kombinasi massa roller dan pegas CVT yang sesuai mengacu pada dua hal yaitu gaya dorong dan percepatan kendaraan. Untuk mendapatkan gaya dorong dari masing-masing variasi kombinasi, perlu dilakukan pengujian dynotest pada roda belakang yang nantinya akan didapatkan output berupa torsi engine sebagai fungsi putaran engine. dari data ini akan dirubah

menjadi gaya traksi sebagai fungsi kecepatan kendaraan. Percepatan masing-masing kombinasi didapatkan dari hasil gaya dorong bersih dibagi dengan faktor massa dari komponen kendaraan yang berotasi dikali massa total kendaraan. Nilai gaya dorong dan percepatan pada setiap variasi kombinasi nantinya dibandingkan dengan nilai hasil perhitungan. Hasil perhitungan pengujian tersebut kemudian dibandingkan dengan hasil perhitungan secara analitis. Untuk mendapatkan gaya dorong dan percepatan berpedoman pada karakteristik torsi mesin Vario 125 PGM FI sebagai fungsi rpm. Dari data torsi mesin akan dirubah menjadi gaya dorong dengan terlebih dahulu mencari rasio CVT tiap-tiap variasi kombinasi dengan persamaan keseimbangan gaya pada pulley driven dan driver. Sedangkan untuk mendapatkan nilai percepatan sama dengan perhitungan pada pengujian.

Dari penelitian ini didapatkan kombinasi massa roller 15 gr dan konstanta pegas 9,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong dan percepatan paling tinggi dibandingkan dengan dengan kombinasi lain yang ada dipasaran pada kecepatan awal hingga 50 km/jam yaitu 906,899 N dan 3,433 m/s² pada kecepatan 10,61 km/jam. Pada kombinasi ini mampu melalui sudut tanjakan maksimal sebesar 31,8°. Pada kondisi perkotaan disarankan menggunakan kombinasi 18 gr dan konstanta pegas 34,9 N/mm karena memiliki nilai gaya dorong sebesar 997,484 N, nilai percepatan sebesar 3,7868 m/s² pada kecepatan 9,646 km/jam, serta mampu menempuh sudut tanjakan maksimal 35,5°.

Kata kunci: *Transmisi Otomatis, Ratio Pulley, Roller, Pegas, Continuously Variable Transmission,*

EXPERIMENTAL STUDY AND ANALISYS EFFECT CHANGES OF COMBINATION ROLLER MASS AND COEFFICIENT OF DAMPING IN CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION (CVT) TOWARDS VARIO 125 PGM-FI VEHICLE PERFORMANCE

Student Name : Muhammad Dwi Hariyanto
NRP : 2109 100 147
Departement : Teknik Mesin FTI – ITS
Advisor Lecturer : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRACT

Currently automotive innovation especially motorcycles continue to be developed to get the stability and comfort in the control. Automotive manufacturers especially two wheel (motorcycle) has been producing vehicles that use automatic transmission system famous CVT (Continuously Variable Transmission) system. This transmission system does not use gears, but utilizing pulley and belt system.. In the market there are many variations of mass and spring CVT sold but have masses and the different level of stiffness. The hypothesis is the choice for mass roller and spring right combination can fix the vehicle performance. From that thing can see if there is an effect from the transmission system towards vehicle performance.

Comparing parameter from the vehicle which have mass roller and spring right combination refer to thrust force and acceleration of vehicle. To obtain thrust force from every variation combination, we must doing the dynamometer test experiment to get engine torque and rotation from the rear wheel. To get thrust force from convert the data as vehicle velocity. Each acceleration from every combination got by dividing thrust force by result of mass factor from rotating component of vehicle and total mass of vehicle. The result of the experiment compare by

analytical result. To get the thrust force and acceleration vehicle based on engine torque characteristic Vario 125 PGM-FI as engine rotation function. To get thrust force from convert the data as vehicle velocity firstly we find CVT ratio every combination with equilibrium equation at driver and driven pulley, on the other hand to get value of acceleration same with the experiment calculation.

From the experiment we get largest value of thrust force and acceleration with combination of roller mass 15 gram and coefficient damping 9,5 N/mm compare by the other combination in the market from the start until 50 km/h is 906,899 N and 3,433 m/s² at speed 10,61 km/h. with this combination can through the inclination of slope maximum is 31,8°. In the city suggest use combination roller mass 18 gram and coefficient damping 34,9 N/mm because have largest value thrust force and acceleration is 997,484 N and 3,7868 m/s² at speed 9,646 km/h. and can through the inclination of slope maximum is 35,5°.

Keyword: Automatic transmission, Ratio Pulley, Roller, Spring, Continuously Variable Transmission,

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam dunia otomotif khususnya roda dua, tuntutan untuk berinovasi berbagai macam sistem dan teknologi pada kendaraan sangat tinggi. Persaingan industri dan keinginan manusia untuk mendapatkan yang terbaik salah satu pemicu hal tersebut. Berbagai macam teknologi mulai ditemukan dan diterapkan pada kendaraan roda dua sekarang ini. Salah satunya adalah sistem transmisi otomatis atau biasa disebut *Continuously Variable Transmission (CVT)*.

Continuously Variable Transmission adalah sistem transmisi tanpa gigi yang prinsip kerjanya dengan memanfaatkan perubahan diameter antara *pulley* penggerak (*primary pulley*) dan *pulley* yang digerakkan (*secondary pulley*). Pada CVT terdapat beberapa komponen utama yaitu pulley, roller, v-belt, dan pegas. Fokus pembahasan kali ini objek yang dianalisa adalah massa roller dan pegas CVT dari Vario 125 PGM-FI. Pegas dan massa roller CVT merupakan parameter penting dalam transfer daya dari *pulley primer* ke *pulley sekunder*. Dimana massa roller dan Pegas CVT mempengaruhi perubahan rasio transmisi yang berpengaruh pula terhadap performa kendaraan. Terdapat beberapa varian konstanta pegas dan massa roller yang diindikasikan bahwa dengan kekerasan pegas dan massa roller yang tepat akan didapatkan performa mesin yang sesuai dengan kondisi perkotaan dimana sering terjadi kemacetan, serta perlunya akselerasi kendaraan guna mempermudah dalam menyalip kendaraan lain. Maka dari itu perlu dilakukan analisa kombinasi massa roller dan pegas CVT Vario 125 PGM-FI manakah yang menghasilkan performa kendaraan paling sesuai dengan karakter kondisi perkotaan.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana Pengaruh kombinasi pegas dan massa roller CVT terhadap gaya dorong (Ft) kendaraan Vario 125 PGM-FI.
2. Bagaimana Pengaruh kombinasi pegas dan massa roller CVT terhadap percepatan kendaraan Vario 125 PGM-FI.
3. Berapa sudut tanjakan maksimum (θ maks) yang mampu dilalui oleh Vario 125 PGM-FI berdasarkan kombinasi pegas dan massa roller CVT.

1.3 Tujuan Tugas Akhir

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

1. Mengetahui pengaruh perubahan kombinasi pegas dan massa roller CVT terhadap nilai gaya dorong (Ft) kendaraan Vario 125 PGM-FI
2. Mengetahui pengaruh perubahan kombinasi pegas dan massa roller CVT terhadap nilai percepatan kendaraan Vario 125 PGM-FI.
3. Mengetahui sudut tanjakan maksimum (θ maks) yang mampu dilalui oleh Vario 125 PGM-FI berdasarkan kombinasi pegas dan massa roller CVT.

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 2014.
2. Berat pengemudi 60 kg.
3. Massa roller yang digunakan 15gr, 17 gr, dan 18 gr.

4. Pegas yang digunakan dengan nilai konstanta pegas 8,8 N/mm, 9N/mm, 9,5 N/mm.
5. Kendaraan diuji pada jalan yang datar.
6. Panjang belt dianggap konstan
7. Gaya belt pada pulley diabaikan
8. Angin diam
9. Radius dinamik ban kendaraan dianggap konstan.
10. Kinerja *engine* tidak dipengaruhi lingkungan sekitar.
11. Titik CG kendaraan berhimpit dengan titik CP kendaraan.
12. Gaya gesek antara variator pulley dan poros diabaikan.
13. Pegas tekan pada driven pulley diasumsikan terdefleksi sempurna.
14. Massa pulley diabaikan.

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh perubahan kombinasi pegas dan massa roller CVT terhadap nilai gaya dorong (Ft) kendaraan Vario 125 PGM-FI sehingga menjadi manfaat untuk masyarakat dan perusahaan dalam mengembangkan produknya.
2. Mengetahui pengaruh perubahan kombinasi pegas dan massa roller CVT terhadap nilai percepatan kendaraan Vario 125 PGM-FI sehingga menjadi pengetahuan untuk masyarakat dan perusahaan.
3. Mengetahui sudut tanjakan maksimum (θ maks) yang mampu dilalui oleh Vario 125 PGM-FI berdasarkan kombinasi pegas dan massa roller CVT sehingga menjadi pengetahuan untuk masyarakat dan perusahaan.
4. Sebagai acuan dalam penelitian serta riset berikutnya.



BAB II

DASAR TEORI

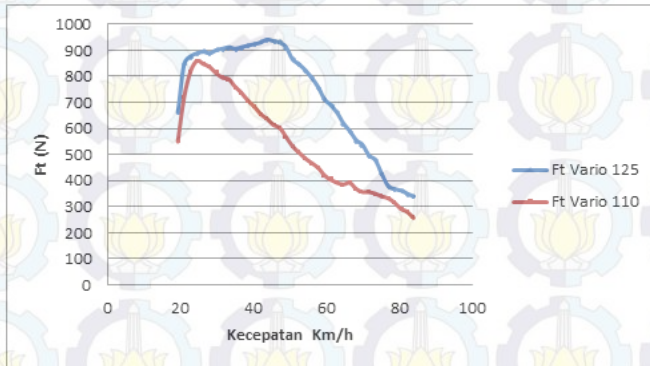
2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang CVT [1] telah dilakukan dengan membandingkan performa Vario 110 FI dengan Vario 125 PGM-FI. Pada penelitian ini dilakukan pengujian untuk mengetahui performa kendaraan dengan menggunakan alat uji dynotest. Hasil yang didapatkan dari penelitian ini yaitu performa Vario 125 PGM-FI lebih baik daripada New Vario 110 FI dilihat dari gaya dorong serta percepatan pada berbagai variasi kecepatan kendaraan. Akan tetapi pada penelitian ini tidak dijelaskan secara rinci pengaruh dari komponen-komponen yang terdapat pada CVT. Perbandingan gaya dorong dan percepatan antara vario 125 PGM-FI dan vario 110 FI pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.1 dan 2.2.

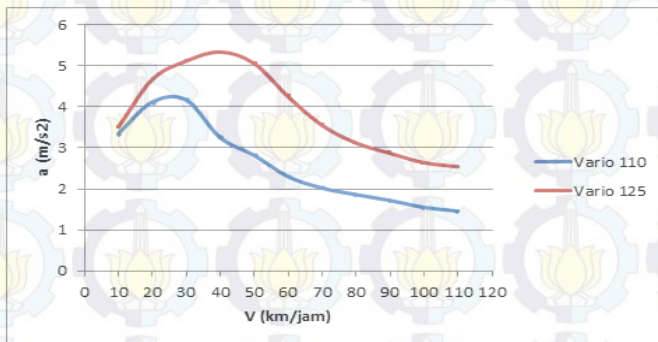
Berikutnya penelitian tentang CVT [2] membahas pengaruh perubahan massa roller CVT (15,16,17, dan 18 gram) terhadap performa Vario 125 PGM-FI. Dengan pengujian dynotest dari penelitian ini didapatkan nilai kinerja traksi kendaraan Vario 125 PGM-FI lebih baik pada penggunaan massa roller 15 gram dibandingkan dengan 3 variasi lainnya. Akan tetapi pada perhitungan penelitian ini perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) dianggap sama. Meskipun pada kenyataannya perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) berbeda. Perbandingan gaya dorong dan percepatan akibat dari perubahan massa roller pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.3 dan 2.4.

Sedangkan penelitian CVT [3] difokuskan pada pengaruh konstanta pegas (8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm, dan 9.8 N/mm) CVT terhadap performa Vario 125 PGM-FI. Dari penelitian ini didapatkan penggunaan pegas dengan nilai konstanta 8,8 N/mm mendapatkan hasil kinerja traksi lebih baik dibandingkan dengan 3 variasi pegas lainnya. Akan tetapi pada perhitungan penelitian

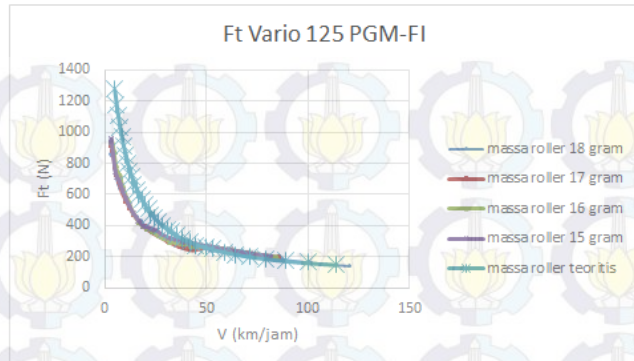
ini perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) dianggap sama. Meskipun pada kenyataannya perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) berbeda. Perbandingan gaya dorong dan percepatan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.5 dan 2.6.



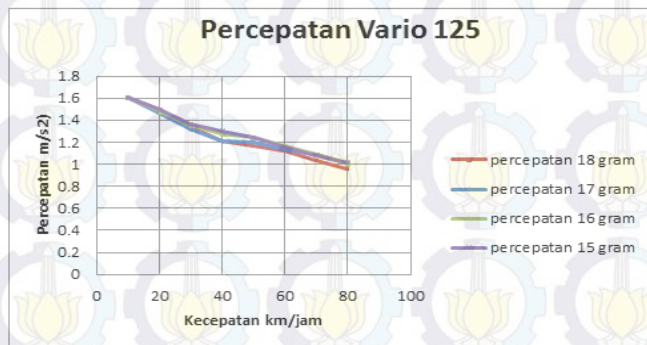
Gambar 2.1 Grafik Perbandingan Gaya Dorong Vario 125 dengan Vario 110 [1]



Gambar 2.2 Grafik Perbandingan Percepatan New Vario 110 FI dan Vario 125 PGM-FI [1]



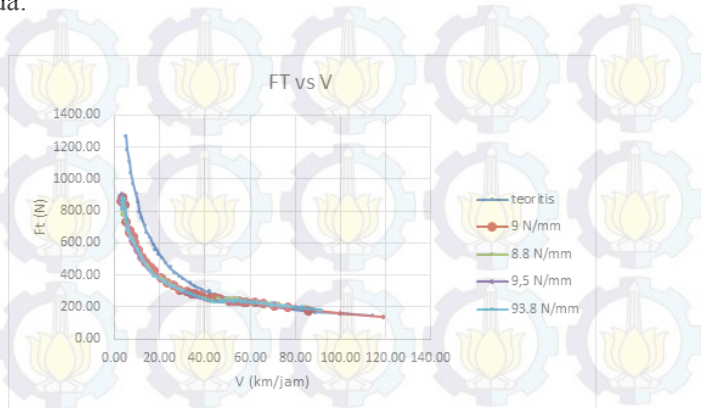
Gambar 2.3 Grafik Gaya Dorong Vario 125 PGM-FI Massa Roller 18 gram, 17 gram, 16 gram, 15 gram dengan teoritis [2]



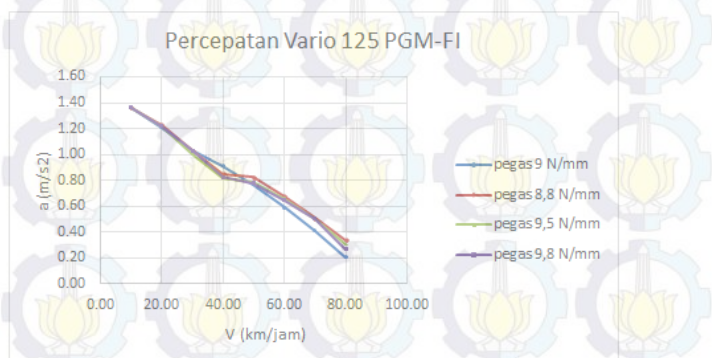
Gambar 2.4 Grafik Percepatan Vario 125 PGM-FI Massa Roller 18 gram, 17 gram, 16 gram, 15 gram [2]

penelitian tentang CVT [5] membahas pengaruh perubahan massa roller CVT terhadap performa Yamaha Mio. Dengan metode analisa, dari penelitian ini didapatkan nilai kinerja traksi kendaraan Vario 125 PGM-FI lebih baik pada penggunaan massa roller 8 gram dibandingkan dengan variasi lainnya. Akan tetapi pada perhitungan penelitian ini perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) dianggap sama. Meskipun pada

kenyataannya perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) berbeda.



Gambar 2.5 Grafik Perbandingan Gaya Dorong Vario 125 PGM-FI Pegas 8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm dan Pegas 9,8 N/mm dengan Gaya Dorong Teoritis [3]

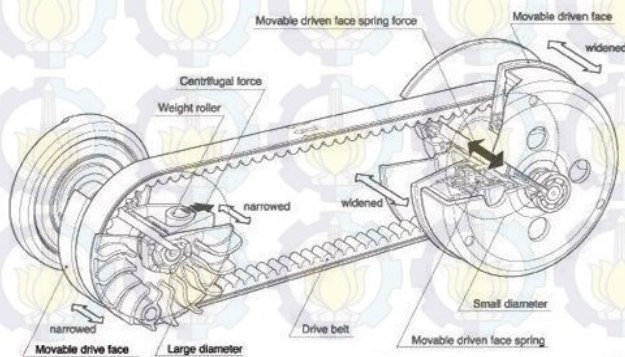


Gambar 2.6 Grafik Perbandingan Percepatan Vario 125 PGM-FI Pegas 8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm dan Pegas 9,8 N/mm [3]

Dengan melihat penelitian yang telah dilakukan diatas, maka pada penelitian ini dilakukan pengembangan dengan melakukan pengujian dan analisa perubahan kombinasi massa roller dan konstanta pegas terhadap performa kendaraan Vario 125 PGM-FI dimana perubahan pergeseran pulley driver dan driven (Δx) berbeda karena dengan asumsi panjang belt tetap membuat pergeseran pulley driver dan driven (Δx) berbeda. Sehingga diharapkan dari penelitian ini diketahui pengaruh perubahan massa roller dan konstanta pegas terhadap performa kendaraan Vario 125 PGM-FI dilihat dari nilai gaya dorong dan percepatan terhadap berbagai variasi kecepatan dengan lebih akurat. Serta didapatkan kombinasi massa roller dan konstanta pegas yang lebih tepat pada kendaraan Vario 125 PGM-FI.

2.2 Transmisi Otomatis (*Continuous Variable Transmission*)

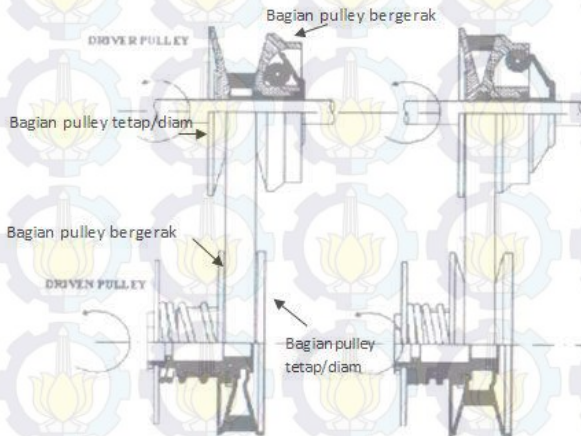
Transmisi otomatis adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara otomatis dengan memanfaatkan gaya sentrifugal. Transmisi yang digunakan yaitu transmisi otomatis “V” belt atau yang dikenal dengan CVT (*Continuous Variable Transmission*). CVT adalah sistem transmisi daya dari mesin menuju ban belakang menggunakan sabuk yang menghubungkan antara *drive pulley* dengan *driven pulley*. Rangkaian transmisi otomatis dapat dilihat seperti gambar 2.7.



Gambar 2.7 Transmisi Otomatis [4]

Cara Kerja Transmisi Otomatis

Transmisi CVT terdiri dari dua buah pulley yang dihubungkan oleh sabuk (*belt*). Pulley penggerak/*drive pulley* sentrifugal 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/*clutch drum* berada pada alur poros utama (*input shaft*) dan akan memutar poros tersebut jika mendapat gaya dari kopling.



Gambar 2.8 Mekanisme sistem transmisi [5]

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 kondisi awal, celah driver pulley berada pada posisi maksimum dan celah driven pulley berada pada posisi minimum. Pada keadaan ini bagian pulley bergerak dan pulley diam pada driver pulley akan berada pada jarak terjauh dalam menghimpit v-belt, sedangkan bagian pulley bergerak dan pulley

diam pada driven pulley akan berada pada jarak terdekat seperti yang terlihat pada gambar 2.8.

Pergerakan pulley dikontrol oleh pergerakan *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 bergerak bergeser mendekati pulley yang diam. Pada putaran maksimal, bagian pulley bergerak dan pulley diam pada driver pulley akan berada pada jarak terdekat dalam menghimpit v-belt, sedangkan bagian pulley bergerak dan pulley diam pada driven pulley akan berada pada jarak terjauh seperti yang terlihat pada gambar 2.8

2.3 Komponen Transmisi Otomatis pada Sepeda Motor

Pada transmisi otomatis (continuous variable transmission) memiliki komponen-komponen yang berbeda dengan komponen pada transmisi manual. Komponen-komponen pada transmisi otomatis adalah sebagai berikut:

1) Puli Penggerak/ puli primer (*Drive Pulley/ Primary Pulley*)

Puli primer adalah komponen yang berfungsi mengatur kecepatan sepeda motor berdasar gaya sentrifugal dari *roller*. Puli primer pada kendaraan dapat dilihat pada gambar 2.9. Drive pulley atau pulley primer terdiri dari beberapa komponen berikut:

a) Dinding luar puli penggerak dan kipas pendingin

Dinding luar puli penggerak merupakan komponen puli penggerak tetap. Selain berfungsi 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 puli penggerak (*movable drive face*)

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

c) **Bushing/bos puli**

Komponen ini berfungsi sebagai poros dinding dalam puli 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 aluminium sebagai lapisan dalamnya. *Roller* berbentuk seperti bangun ruang yaitu silinder yang mempunyai diameter dan berat tertentu. *Roller* berfungsi untuk menekan dinding dalam puli 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 puli yang bisa bergeser mendekati puli yang diam, sehingga celah pulinya akan menyempit. *Roller* bekerja akibat adanya putaran yang tinggi dan adanya gaya sentrifugal.

Semakin berat *rollernya* maka dia akan semakin cepat bergerak mendorong *movable drive face* pada *drive 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 puli primer dan puli sekunder terlalu besar yang kemudian akan membebani mesin.

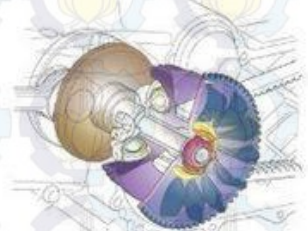
Besar kecilnya gaya tekan *roller* sentrifugal terhadap *sliding sheave / movable drive face* ini berbanding lurus dengan berat *roller* sentrifugal dan putaran mesin. Semakin

berat *roller* sentrifugal semakin besar gaya dorong *roller* sentrifugal terhadap *movable drive face* sehingga semakin besar diameter dari puli primer tersebut. Sedangkan pada puli sekunder pergerakan puli diakibatkan oleh tekanan pegas, puli sekunder ini hanya mengikuti gerakan sebaliknya dari puli primer, jika puli primer membesar maka puli sekunder akan mengecil, begitu juga sebaliknya. Jadi berat *roller* sentrifugal sangat berpengaruh terhadap perubahan ratio diameter dari puli primer dengan puli sekunder. *roller* beserta rumah *roller* dapat dilihat pada gambar 2.10.

Drive pulley / pulley penggerak



DRIVE PULLEY



Gambar 2.9 Drive Pulley [6]



Gambar 2.10 Roller dan rumah roller CVT [7]

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 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

Torsi yang ditransmisikan oleh v-belt dan digunakan untuk memutar pulley adalah :

$$T = (F_1 - F_2) \cdot R \quad (2.1)$$

Dimana :

F_1 = gaya belt ujung tegang (N)

F_2 = gaya belt ujung kendur (N)

R = jari-jari pulley (m)

Nilai dari jari-jari pulley selalu berubah tergantung perubahan rasio pulley, sehingga:

$$R_{1-1} = R_{1-0} + \frac{\Delta x}{\tan \beta} \quad (2.2)$$

Dimana :

R_{1-0} = radius awal driver pulley (m)

R_{1-1} = radius akhir driver pulley (m)

β = sudut kontak kemiringan pulley

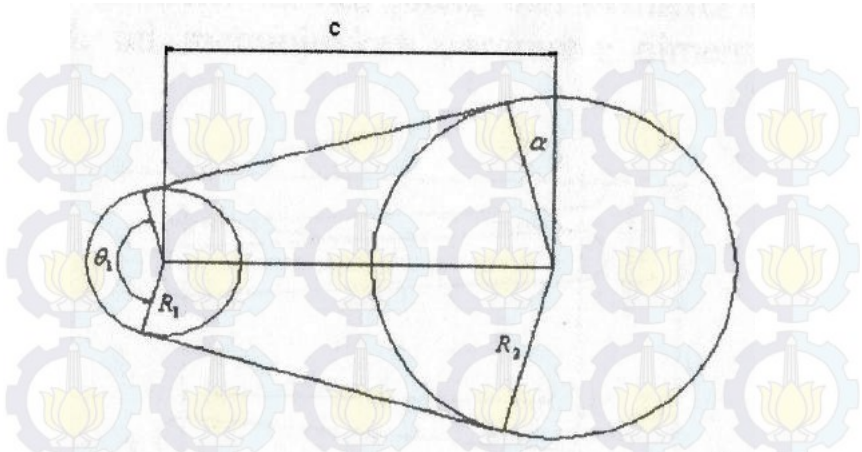
Δx = pergeseran pulley (m)

Gaya pada ujung belt (F)

$$F = \frac{T}{R_{1-0} + \frac{\Delta x}{\tan \beta}} \quad (2.3)$$

Perubahan pergerakan belt sangat mempengaruhi perpindahan pulley (Δx), ketika belt bergerak akan merubah radius dari masing-masing pulley yang berujung pada berpindahnya pulley. Untuk belt pada dua pulley dengan perbedaan radius yaitu radius driver pulley (R_1) dan radius driven pulley (R_2) dan dengan jarak pulley sebesar c seperti yang terlihat pada gambar 2.11 maka panjang belt (L) dituliskan dengan rumus sebagai berikut :

$$L = 2c + \pi(R_2 + R_1) + \frac{(R_2 + R_1)^2}{c} \quad (2.4)$$



Gambar 2.11 Panjang Belt, jarak pulley, dan sudut kontak [5]

Dimana :

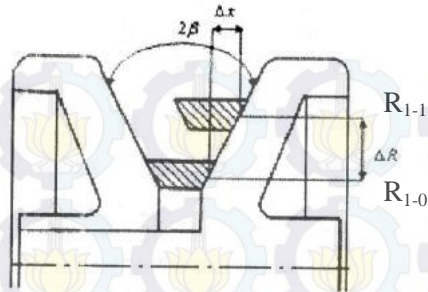
$$\theta_1 = \pi - 2\alpha \text{ (rad)} \quad (2.5)$$

$$\theta_2 = \pi + 2\alpha \text{ (rad)} \quad (2.6)$$

Sehingga :

$$\sin \alpha = \frac{(R_2 + R_1)}{c} \quad (2.7)$$

Adanya perubahan salah satu radius, misalnya radius pulley driver dari R_{1-0} ke R_{1-1} , maka radius pulley driven ikut berubah dari R_{2-0} (Radius awal driven pulley) menjadi R_{2-1} (Radius akhir driven pulley). perpindahan pulley kearah aksial (Δx) dapat dilihat seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.12 Dimensi Variator Pulley Potongan Melintang [5]

Pada gambar (2.12) tersebut terlihat bahwa perubahan radius pulley driver (ΔR_1) merupakan selisih R_{1-1} dan R_{1-0} . Hal ini berakibat perpindahan pulley kearah aksial (Δx) dan persamaannya dapat ditulis :

$$\Delta R_1 = R_{1-1} - R_{1-0} \quad (2.8)$$

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

$$\tan \beta = \frac{\Delta x \text{ driver}}{\Delta R_1} \quad (2.9)$$

$$\Delta x \text{ driver} = \tan \beta \cdot \Delta R_1 \quad (2.10)$$

Dengan persamaan panjang belt tetap seperti pada persamaan (2.4). Maka dapat diketahui perubahan radius pulley driven (R_2) berdasarkan perubahan radius pulley driver (R_1)

$$R_2 = R_{2-1}$$

$$R_2 = (R_{2-0} + \Delta R_2)$$

$$\Delta R_2 = \frac{\Delta x \text{ driven}}{\tan \beta}$$

$$\Delta R_2 = R_{2-0} - R_{2-1}$$

Sehingga :

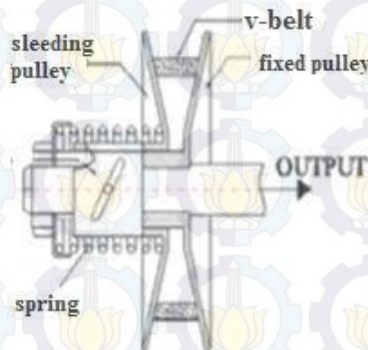
$$\Delta x \text{ driven} = \Delta R_2 \cdot \tan \beta \quad (2.11)$$

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

$$I_t = \frac{R_{2-0} \frac{\Delta x \text{ driven}}{\tan \beta}}{R_{1-0} + \frac{\Delta x \text{ driver}}{\tan \beta}} \quad (2.12)$$

2) Puli yang digerakkan/ puli sekunder (*Driven Pulley/ Secondary Pulley*)

Puli sekunder adalah komponen yang berfungsi yang berkesinambungan dengan puli primer mengatur kecepatan berdasar besar gaya tarik sabuk yang diperoleh dari puli primer. Pulley sekunder atau driven pulley dapat dilihat pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Pulley Sekunder Atau Driven Pulley [7]

Seperti pada pulley primer, pulley sekunder juga terdiri dari beberapa komponen, antara lain :

a) **Dinding luar puli 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 puli 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*.

c) **Kampas kopling dan rumah kopling**

Seperti pada umumnya fungsi dari kopling adalah untuk menyalurkan putaran dari putaran puli sekunder menuju gigi reduksi. Cara kerja kopling sentrifugal adalah pada saat putaran stasioner/ langsam (putaran rendah), putaran poros puli sekunder tidak diteruskan ke penggerak roda. Ini terjadi karena rumah kopling bebas (tidak berputar) terhadap kampas, dan pegas pengembali yang terpasang pada poros puli sekunder. Pada saat putaran rendah (stasioner), gaya sentrifugal dari kampas kopling menjadi kecil sehingga sepatu kopling terlepas dari rumah kopling dan tertarik ke arah poros puli 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 puli sekunder**

Bagian ini memiliki fungsi yang kebalikan dengan dinding luar puli primer yaitu sebagai rel agar

sabuk dapat bergerak ke posisi paling dalam puli 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. *Drive pulley* akan membuka sehingga kedudukan *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**

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. Gigi reduksi atau Final Drive dapat dilihat pada gambar 2.14

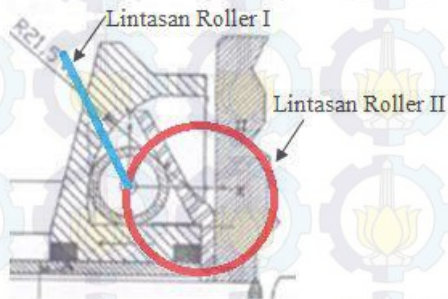


Gambar 2.14 Final Drive [4]

2.4 Analisa Gaya Pada Elemen Continuously Variable Transmission (CVT)

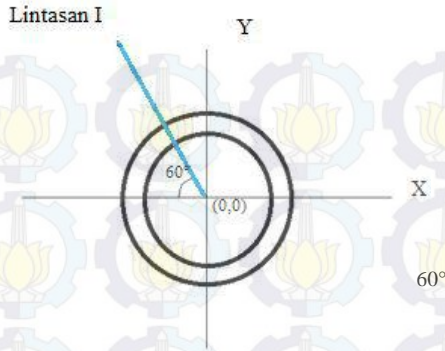
2.4.1 Gaya Pada Elemen Driver Pulley

- Analisa gerak Variator Pulley terhadap sumbu x
Pergerakan roller pada saat pulley berputar dapat dilihat pada kurva pergerakan roller seperti yang terlihat pada gambar 2.15. roller akan mendorong pulley sehingga terjadi pergerakan variator pulley terhadap sumbu x.



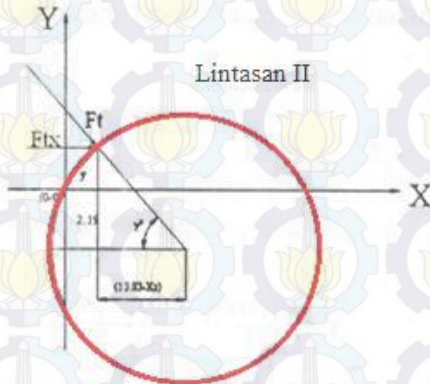
Gambar 2.15 lintasan roller [5]

Untuk mendapatkan nilai pergerakan pulley kearah axial x, perlu diketahui jarak perpindahan roller dengan berdasarkan lintasan linier (x_1) dan lintasan sesuai sudut alir roller (x_2). Selisih kedua nilai perpindahan tersebut merupakan jarak perpindahan variator pulley driver. x_1 dan x_2 dapat dicari dengan persamaan 2 buah lintasan roller seperti yang terlihat pada gambar 2.16 dan 2.17.



Gambar 2.16 Lintasan Linier atau Lintasan I

Gambar 2.16 memperlihatkan lintasan roller searah dengan plat penahan. Dengan sudut kemiringan 60° dan pusat pengalihan terdapat pada pusat roller, didapatkan persamaan roller terhadap sumbu x. Persamaan ini merupakan persamaan perpindahan roller berdasarkan lintasan linier atau lintasan I (x_1).



Gambar 2.17 Lintasan II [5]

Gambar 2.17 memperlihatkan lintasan roller searah dengan alur lintasan roller pada *movable drive face*. Dengan mencari pusat alur lintasan roller pada dinding dalam pulley didapatkan radius roller. Kemudian dari radius roller didapatkan nilai x , dimana ketika x bernilai minimal adalah $(x_2-13,83)$ dan y pada kondisi minimal yaitu $(y+2,19)$ yang kemudian didapat persamaan 2.14. dari persamaan ini didapatkan perpindahan roller berdasarkan lintasan II (x_2).

Pergeseran Variator pulley adalah sejauh Δx *driven* yaitu :

$$\Delta x \text{ driven} = x_2 - x_1 \quad (2.12)$$

Persamaan lintasan I adalah :

$$\tan \theta = \frac{y}{-x}, \text{ dimana } \theta = 60^\circ$$

$$\text{Jadi } x_1 = -\frac{y}{\sqrt{3}}$$

Sedangkan persamaan lintasan II adalah :

$$(13.83 - x_2)^2 + (y + 2.19)^2 = 14^2$$

$$x_2^2 - 27.66x_2 + 191.27 + (y + 2.19)^2 = 14^2$$

$$x_2^2 - 27.66x_2 + \{(y + 2.19)^2 - 4.73\} = 0 \quad (2.14)$$

Dari persamaan (2.14) dengan menggunakan rumus ABC maka didapat :

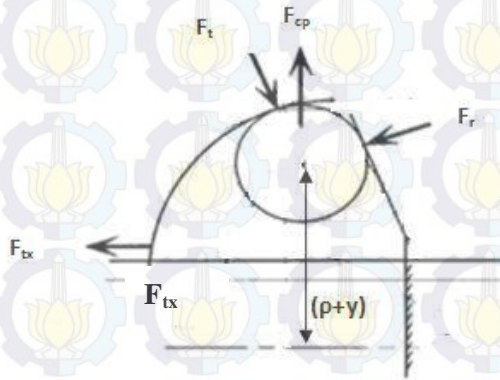
$$x_2 = \frac{27.66 - \sqrt{784 - (2y + 4.38)^2}}{2} \quad (2.15)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.13) dan (2.15) ke persamaan (2.12) didapat:

$$\Delta x \text{ driver} = \left(\frac{27.66 - \sqrt{784 - (2y + 4.38)^2}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}} \quad (2.16)$$

➤ Analisa gaya pada elemen roller penggerak

Pada roller penggerak terdapat banyak gaya yang terjadi. Gaya tersebut ada karena adanya pergerakan dari roller. Hal ini berpengaruh terhadap pergerakan pulley penggerak terhadap sumbu x. Gaya-gaya tersebut dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.18 Free body diagram roller CVT [2]

Dimana:

F_{cp} = Gaya sentrifugal

F_t = Gaya reaksi variator pulley
karena pengaruh gaya sentrifugal

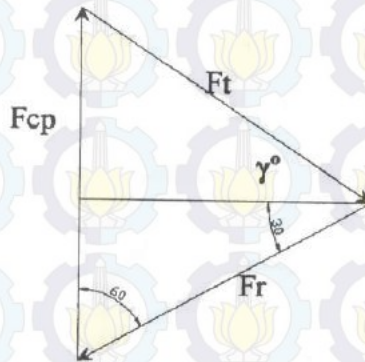
F_{tx} = Gaya reaksi F_t arah sumbu x

F_r = Gaya reaksi plat penahan
ketika roller bergerak

ρ = Radius putar awal

y = perubahan jarak titik pusat roller dari posisi awal ke posisi akhir secara vertikal

Untuk menghitung besarnya harga F_t pada tiap titik garis singgung kurva lingkaran kita dapat menggunakan rumusan sesuai dengan poligon segitiga gaya seperti gambar 2.19.



Gambar 2.19 Poligon segitiga gaya [5]

Dimana:

γ = sudut antara F_{ix} dan F_t

Berdasarkan gambar 2.19 didapatkan :

$$\frac{F_t}{\sin 60^\circ} = \frac{F_{cp}}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)}$$

$$F_t = \frac{F_{cp} \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \quad (2.17)$$

F_{cp} adalah gaya sentrifugal

$$F_{cp} = m\omega^2(\rho + y) \quad (2.18)$$

Dimana :

m = massa roller

ω = kecepatan sudut ($\frac{\text{rad}}{\text{detik}}$)

Untuk mendapatkan harga F_{tx} pada tiap titik singgung dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_{tx} = \frac{F_{cp} \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \times \cos \gamma^\circ \quad (2.19)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.18) ke persamaan (2.19), maka :

$$F_{tx} = \frac{m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \times \cos \gamma^\circ$$

$$F_{tx} = \frac{m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \cos \gamma^\circ + \cos 30^\circ \times \sin \gamma^\circ} \times \cos \gamma^\circ$$

Berdasarkan gambar 2.19 didapatkan $\cos \gamma^\circ = \frac{13,83 - x_2}{14}$ dan $\sin \gamma^\circ = \frac{2,19 + y}{14}$ maka didapat :

$$F_{tx} = \frac{m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) + \cos 30^\circ \times \left(\frac{2,19 + y}{14}\right)} \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right)$$

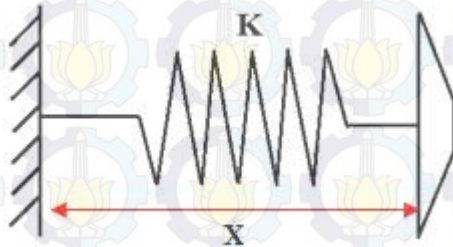
Karena jumlah roller penggerak Variator Driver Pulley adalah 6 buah maka :

$$F_{tx_{total}} = \frac{6 \times m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) + \cos 30^\circ \times \left(\frac{2,19 + y}{14}\right)} \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) \quad (2.20)$$

2.4.2 Gaya Pada Elemen Driven Pulley

➤ Gaya Pada Elemen Pegas Heliks Tekan

Gaya axial yang dihasilkan oleh *roller* sentrifugal pada *driver pulley* diteruskan oleh *V-belt* ke *driven pulley*, ($1/2 N'$). Gaya axial tersebut akan mendapat perlawanan oleh gaya aksial pegas pada *driven pulley* (F_{pegas}). ketika kedua gaya tersebut setimbang, maka gerakan berada dalam kondisi *steady state*. Gaya-gaya tersebut dapat dilihat pada gambar 2.20.



Gambar 2.20 Free Body Diagram Pegas

Berdasarkan gambar 2.20 didapatkan persamaan :

$$\begin{aligned} F_{\text{pegas}} &= k \cdot x \\ F_{\text{pegas}} &= k \cdot (x_0 + \Delta x) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Dimana:

- F_{pegas} = gaya pegas
- x_0 = jarak awal pulley bergerak dengan penahan pegas
- x = jarak akhir pulley bergerak dengan penahan pegas ketika terjadi perubahan radius pulley
- Δx = jarak perpindahan pulley bergerak ke arah sumbu x

k = konstanta pegas

Berikut adalah tabel spesifikasi pegas yang akan digunakan dalam pengujian maupun perhitungan teoritis.

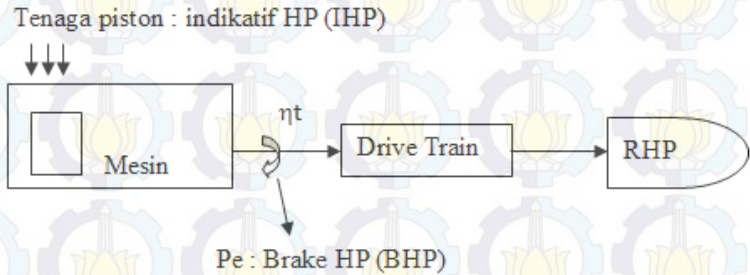
Tabel 2.1 Tabel Spesifikasi Pegas [3]

| SPESIFIKASI | PEGAS | | | |
|--------------------------------|---------|-----------|-----------|-----------|
| | STANDAR | TYPE 1 | TYPE 2 | TYPE 3 |
| DIA DALAM COIL (mm) | 49,8 | 49 | 49,3 | 49,5 |
| DIA LUAR COIL (mm) | 57,8 | 57,5 | 57,9 | 57,7 |
| DIA RATA- RATA COIL (mm) | 53,8 | 53,3 | 53,6 | 53,6 |
| DIA KAWAT (mm) | 4,3 | 4,2 | 4,3 | 4,5 |
| PITCH COIL (mm) | 20,35 | 29,8 | 33,5 | 33,6 |
| TINGGI BEBAS (mm) | 100,6 | 113 | 112,6 | 105,1 |
| LILITAN AKTIF | 6 | 5 | 5 | 5 |
| KONSTANTA PEGAS (N/mm) | 8,8 | 9 | 9,5 | 9,8 |

2.5 Gaya dorong kendaraan

Pada prinsipnya dalam proses kendaraan berjalan terdapat aliran daya dari mesin hingga ke roda kendaraan. Daya untuk menggerakkan kendaraan berasal dari mesin dalam proses pembakaran didalam ruang bakar berupa tenaga piston. Kemudian setelah melewati poros engkol kemudian keluar ke poros utama mesin yang akan disebut brake horse power (BHP). Daya yang disalurkan dari mesin akan masuk ke drive train.

Dalam drive train terdapat efisiensi yang mengakibatkan daya berkurang. Dari drive train akan berpindah ke roda. Aliran daya ini dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.21 Skema Aliran Daya Mesin

Dimana:

IHP= Indikatif HP (Tenaga Piston)

BHP = Brake HP

RHP = Daya pada roda kendaraan

Daya disini bisa kita turunkan menjadi gaya, sehingga bisa diketahui berapa gaya penggerak kendaraan atau biasa disebut F trust (Ft).

$$F_t = T e i_t i_g \mu_t / r \quad (2.22)$$

$$F_t = T/r \quad (2.23)$$

Dimana:

T_e : Torsi mesin (Nm)

i_t : Rasio transmisi

i_g : Rasio final drive

μ_t : Efisiensi transmisi

r : Jari jari roda (m)

T : Torsi roda

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 F_t juga bisa dilakukan dynotest pada kendaraan Vario 125 PGM-FI.

2.6 Gaya Hambat pada Kendaraan

Gaya hambat adalah gaya yang bekerja dalam arah horisontal (paralel terhadap aliran) dan berlawanan dengan arah gerak maju kendaraan. Gaya yang menghambat laju kendaraan antara lain gaya hambat (drag) aerodinamik dan gaya rolling kendaraan. Gaya hambat secara total dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_t = R_a + R_r + W \sin \theta \quad (2.24)$$

Dimana :

F_t = Gaya traksi kendaraan

R_a = Gaya hambat aerodinamik

R_r = Gaya Hambat Rolling Resistance

W = gaya berat total

Dengan begitu gaya hambat berlawanan dengan arah pergerakan benda, dan dalam sebuah kendaraan yang digerakkan mesin diatasi dengan gaya dorong.

(a) Aerodinamika bentuk bodi

Salah satu gaya hambat pada kendaraan saat bergerak dengan kecepatan tertentu adalah bentuk bodi, dimana jika bentuk bodi kendaraan semakin aerodinamis maka gaya hambat aerodinamis pada kendaraan juga semakin kecil sehingga ini juga berpengaruh pada performa kendaraan saat bergerak dengan kecepatan tertentu. Pengertian aerodinamis disini adalah ilmu yang mempelajari tentang sifat dan karakteristik udara serta gas lainnya dalam keadaan bergerak (angin). Secara umum perumusan gaya hambat angin adalah :

$$R_a = F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_f (V^2) \quad (2.25)$$

Dimana :

ρ = massa jenis angin atau udara

C_d = koefisien drag

A_f = luas permukaan kendaraan

V = kecepatan kendaraan

Dan berikut adalah tabel umum referensi untuk koefisien hambatan tentang bentuk bodi kendaraan yang mempengaruhi gaya hambatan aerodinamis.

Tabel 2.2 Koefisien Hambatan Aerodinamis untuk Kendaraan [9]

| No | jenis kendaraan | koefisien hambatan |
|----|---------------------------|--------------------|
| 1 | kendaraan penumpang | 0,3 - 0,6 |
| 2 | kendaraan convertible | 0,4 - 0,65 |
| 3 | kendaraan balap | 0,25 - 0,3 |
| 4 | Bus | 0,6 - 0,7 |
| 5 | Truck | 0,8 - 1 |
| 6 | tractor - trailer | 0,8 - 1,3 |
| 7 | sepeda motor + pengendara | 1,8 |

(b) Rolling resistance antara ban dan jalan

Gaya hambatan pada kendaraan salah satunya juga disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara permukaan ban dan jalan dimana yang lebih dikenal dengan rolling resistance dimana faktor ini juga sangat mempengaruhi performa kendaraan saat bergerak, jika gesekan antara permukaan ban dan jalan semakin kecil maka hal ini juga mempengaruhi performa kendaraan. Berikut ini adalah Nilai rata-rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan untuk perhitungan rolling resistance kendaraan. Gaya hambatan rolling pada kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$R_r = f_r \cdot W \text{ pada kondisi jalan datar} \quad (2.26)$$

$$R_r = f_r \cdot W \cos \theta \text{ pada kondisi tanjakan} \quad (2.27)$$

Dimana :

f_r = koefisien rolling resistance

W = berat total (kendaraan+penumpang)

θ = sudut tanjakan

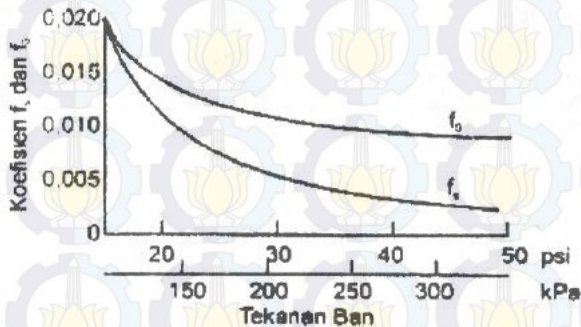
Dari hasil eksperimen J.J. Taborek dihasilkan dua rumus dasar untuk harga koefisien hambatan rolling, yang mana pada eksperimen ini mengambil tekanan ban dan kecepatan kendaraan sebagai parameter pokok. Rumusan yang pertama yaitu:

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5} \quad (2.28)$$

Dimana :

f_0 dan f_s adalah koefisien yang tergantung pada tekanan ban dan didapat dari gambar 2.30

V adalah kecepatan kendaraan dalam km/jam



Gambar 2.22 Pengaruh tekanan ban pada f_0 dan f_s [9]

Rumusan diatas dapat disederhanakan menjadi :

$$f_r = 0.01 \left(1 + \frac{V}{100} \right)$$

Dimana tekanan ban sekitar 26 psi dan kecepatan kendaraan sampai 128 km/jam.

Tabel 2.3 Keterangan dari simbol rumus drive train

| Symbol | Keterangan | Satuan | Nilai |
|----------|---------------------------------------|-------------------|-------|
| Ft | Gaya Traksi Kendaraan | N | - |
| Ra | Gaya Hambat Aerodinamis | N | - |
| Rr | Gaya Hambat Rolling Resistance | N | - |
| W | Gaya Berat Total | N | - |
| a | Percepatan kendaraan | m/s ² | - |
| g | Percepatan gravitasi | m/s ² | 9,81 |
| θ | sudut kemiringan jalan | - | - |
| Fr | koefisien rolling resistance | - | - |
| ρ | Massa jenis angin/udara | Kg/m ³ | 1,23 |
| Cd | Coefisien of drag | - | - |
| Af | Luas permukaan bagian depan kendaraan | m ² | - |
| V | Kecepatan Kendaraan | m/s | - |
| T | Momen Torsi Engine | Nm | - |
| It | rasio pulley | - | - |
| μ_t | efisiensi total transmisi | - | - |
| r | radius roda penggerak | M | - |
| f | koefisien gesek material clutch | - | 0,35 |

2.7 Percepatan yang dapat dihasilkan

Salah satu parameter yang amat penting untuk menggambarkan kemampuan laju kendaraan adalah percepatan yang mampu dihasilkan oleh kendaraan tersebut. Semakin mudah kendaraan dipercepat atau semakin tinggi percepatan yang dihasilkan oleh kendaraan pada setiap kecepatan semakin bagus kinerja laju kendaraan tersebut. Secara umum besarnya

percepatan kendaraan pada jalan datar dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\gamma_m \cdot M} \quad (2.30)$$

Dimana :

M = massa total kendaraan

γ_m = factor massa dari komponen yang berputar

Faktor massa γ_m dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\gamma_m = 1 + \frac{\sum I_\omega}{M \cdot r^2} + \frac{\sum I \cdot i_0^2}{M \cdot r^2} \quad (2.31)$$

Dimana :

I_ω = momen inertiya massa dari roda

I = semua momen inertiya massa dari komponen yang berputar yang berhubungan dengan driveline

i_0 = perbandingan putaran dengan roda penggerak

2.8 Kecepatan Kendaraan

Kecepatan kendaraan berhubungan erat dengan putaran mesin. Putaran dari mesin menentukan kecepatan dari kendaraan. Adapun hubungan kecepatan kendaraan dan putaran mesin adalah :

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e \cdot r}{60 \cdot i_t \cdot i_g} (1 - s) \cdot 3,6 \quad (2.32)$$

$$V = \text{RPM} \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right) \cdot r \quad (2.33)$$

Dimana :

V = kecepatan kendaraan (km/jam)

n_e = kecepatan putar mesin (rpm)

S = slip pada ban kendaraan (2-5%)

RPM = kecepatan putar roda

r = jari-jari roda

2.9 Sudut Tanjakan Maksimal

Sudut tanjak untuk kecepatan tertentu tanpa ada percepatan atau perlambatan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut :

$$F_t = R_a + R_r + W \sin \theta_{maks} \quad (2.34)$$

$$R_r + W \sin \theta_{maks} = F_t - R_a \quad (2.35)$$

$$(f_r \cdot \cos \theta_{maks} + \sin \theta_{maks}) = \frac{2 \cdot i_t \cdot i_g \cdot M_e \cdot \eta_t - r \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot W \cdot r} \quad (2.36)$$

Dimana :

F_t = Gaya traksi kendaraan

R_a = Gaya hambat aerodinamik

R_r = Gaya Hambat Rolling Resistance

W = gaya berat total

ρ = massa jenis angin atau udara

C_d = koefisien drag

A_f = luas permukaan kendaraan

V = kecepatan kendaraan

T_e = Torsi mesin (Nm)

i_t = Rasio transmisi

i_g = Rasio final drive

μ_t = Efisiensi transmisi

r = Jari jari roda (m)



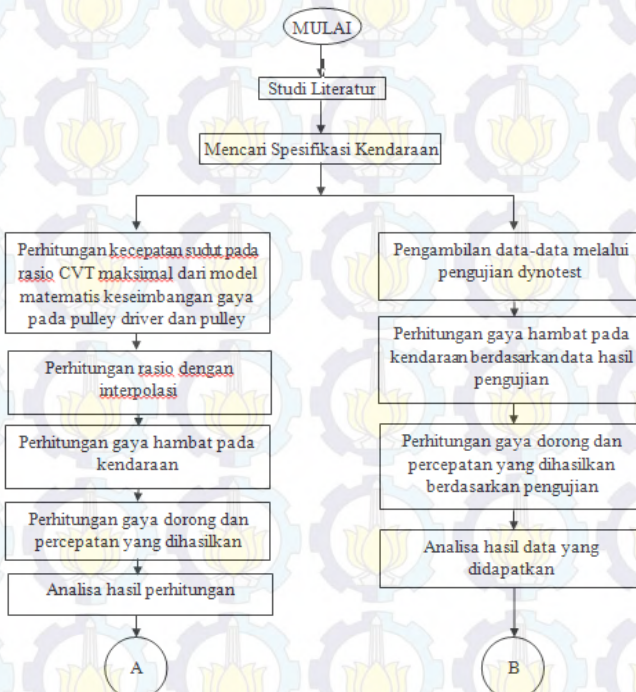
(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

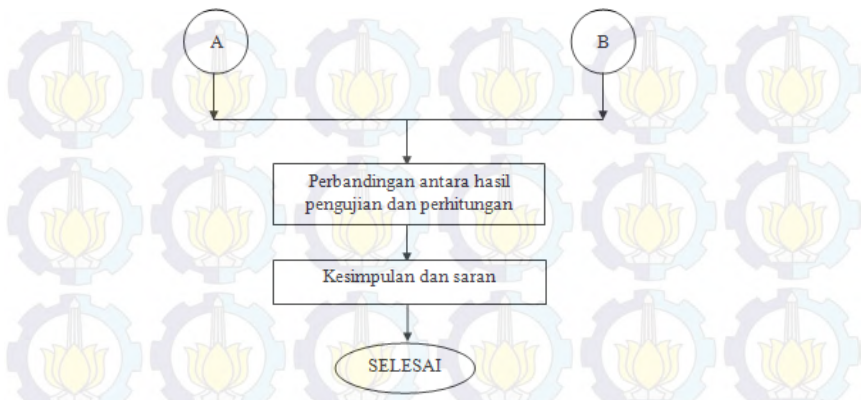
3.1 Identifikasi Masalah

Dalam penelitian tugas akhir ini, masalah-masalah yang dikaji adalah mengenai pengaruh kombinasi perubahan massa roller dan pegas pada transmisi CVT terhadap kinerja traksi dan percepatan yang dihasilkan oleh kendaraan.

3.2 Diagram Alir Tugas Akhir Secara Umum



Gambar 3.1 Diagram alir Tugas Akhir secara umum



Gambar 3.1 Diagram alir Tugas Akhir secara umum (lanjutan)

Pelaksanaan Tugas Akhir ini secara global pada gambar 3.1 dimulai dengan studi literatur dan pencarian spesifikasi kendaraan Vario 125 PGM-FI lalu setelah itu dibagi menjadi dua bagian yaitu tahap pengujian aktual dan tahap perhitungan teoritis. Untuk tahap pengujian aktual dilakukan dengan pengambilan data dengan alat Dynotest, lalu dari data tersebut digunakan untuk mencari nilai gaya hambat, gaya dorong, serta percepatannya, setelah itu melakukan analisa hasil percobaan. Untuk tahap perhitungan teoritis dimulai dari mencari jarak perpindahan pulley bias dari model matematis keseimbangan gaya pada kedua pulley, lalu melakukan perhitungan gaya hambat, gaya dorong, dan percepatannya, kemudian melakukan analisa data dari hasil perhitungan. Setelah itu dilakukan verifikasi dan perbandingan antara aktual dan perhitungan dan dapat ditarik kesimpulan untuk Tugas Akhir ini.

3.3 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.

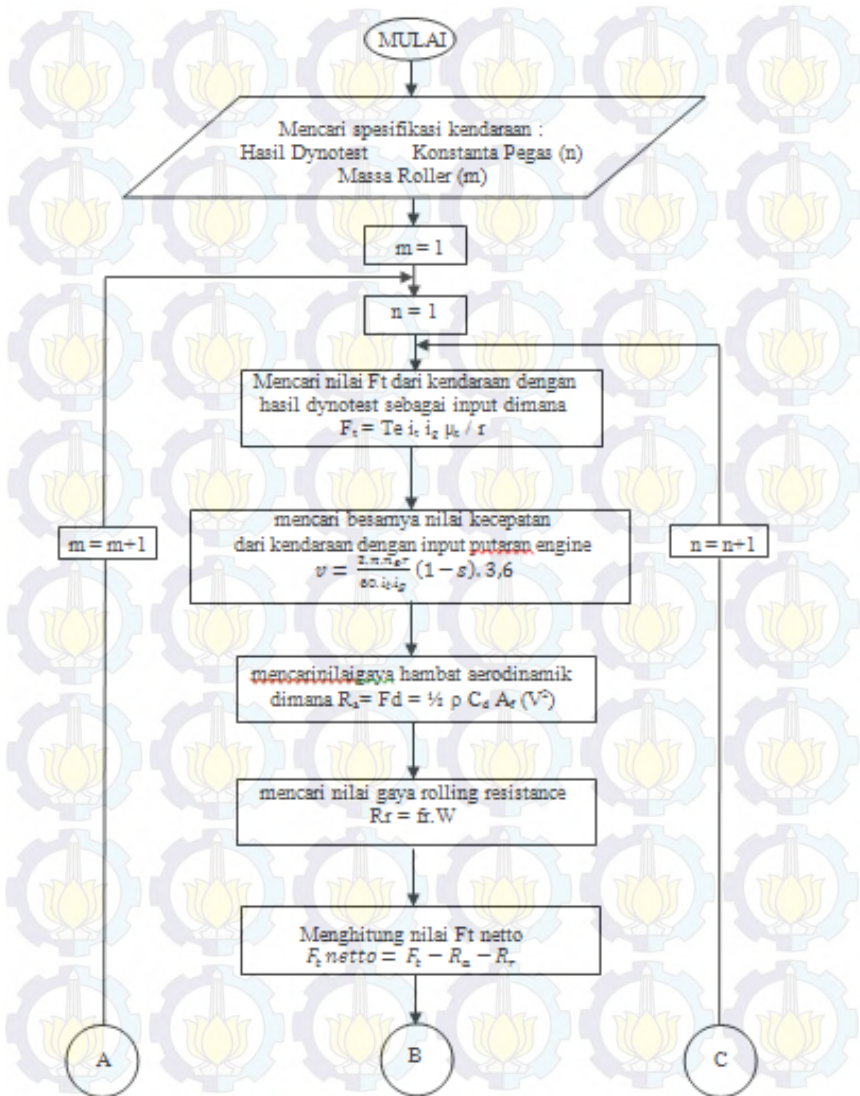
3.4 Spesifikasi Vario 125 PGM-FI

Spesifikasi sepeda motor vario 125 PGM-FI pada kondisi standar adalah sebagai berikut :

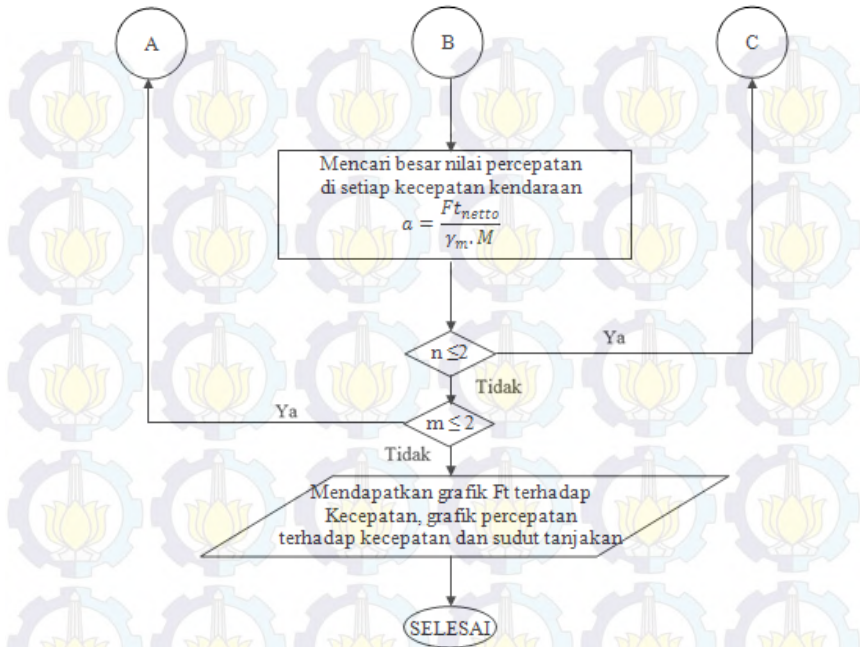
Tabel 3.1 Spesifikasi Vario 125 PGM-FI

| | |
|-----------------------|------------------------------------|
| Tipe mesin | 4 langkah, SOHC |
| 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 |
| Sistem bahan bakar | Injeksi (PGM-FI) |
| Dimensi | 1,904 x 689 x 1,103 mm |
| Rasio CVT | 2,6 :1 - 0,82 : 1 |
| Rasio final drive | 10,552 : 1 |
| Radius roda | 0,2588 m |
| Berat kosong | 112 kg |

3.5 Tahap Pengujian dan Analisa



Gambar 3.2 Diagram alir pengujian dan analisa



Gambar 3.2 Diagram alir pengujian dan analisa (lanjutan)

Dibawah ini adalah penjelasan dari diagram alir mengenai tahap pengujian dan analisa.

1. Mencari spesifikasi kendaraan, nilai konstanta pegas dan massa roller yang akan di variasikan serta melakukan pengujian dynotest dengan variasi pertama.
2. Melakukan Set up kendaraan. Set up kendaraan ini digunakan untuk setiap variasi kombinasi dari massa roller dan pegas yang dapat dilihat dari gambar 3.3 dimana pengujian dilakukan langsung pada roda. proses pengujian dynotest ini dengan menahan ban depan serta sisi kanan dan kiri dari kendaraan sebagai sistem keamanan pengujian. Kondisi ban diharapkan dalam keadaan masih bagus dan

tekanan ban standar. Diharapkan tidak terjadi slip antara roda dengan roller alat uji *dynotest*.

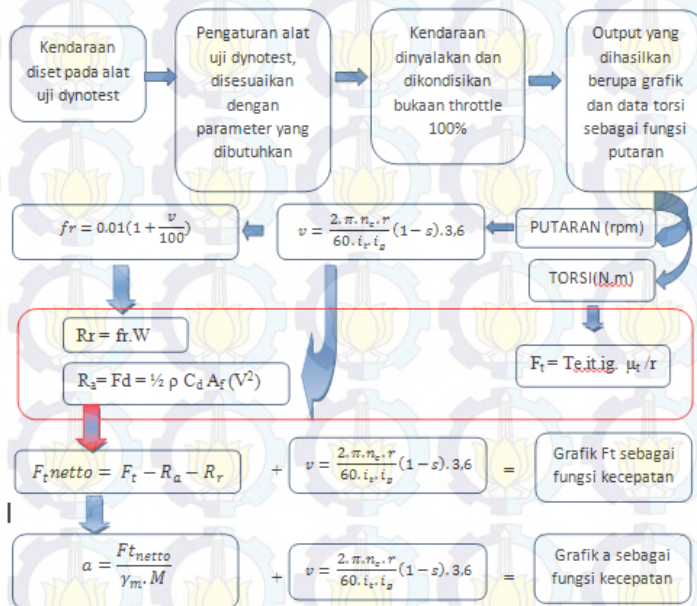


Gambar 3.3 Set up pengujian dynotest

3. Mencari nilai gaya dorong pada kendaraan ini didapatkan dari data pengujian dynotest, data berupa nilai Torsi engine dikonversikan menjadi nilai gaya dorong pada kendaraan dengan menggunakan persamaan (2.22)
4. Dengan data putaran engine dari pengujian dynotest bisa didapatkan nilai kecepatan kendaraan dengan menggunakan persamaan (2.32)
5. Setelah didapatkan nilai dari kecepatan kendaraan dan beberapa data dari spesifikasi kendaraan dan studi literatur, dapat diketahui gaya hambat aerodinamik dengan menggunakan persamaan (2.25)
6. Nilai gaya rolling resistance juga dapat didapatkan dengan persamaan (2.26), dimana sebelumnya mencari nilai dari f_r dengan menggunakan data kecepatan hasil tahap 4 pada pengujian.
7. Menghitung nilai F_t netto dengan mengurangi nilai gaya dorong (F_t) dengan nilai hambatan rolling dan gaya hambat aerodinamik.

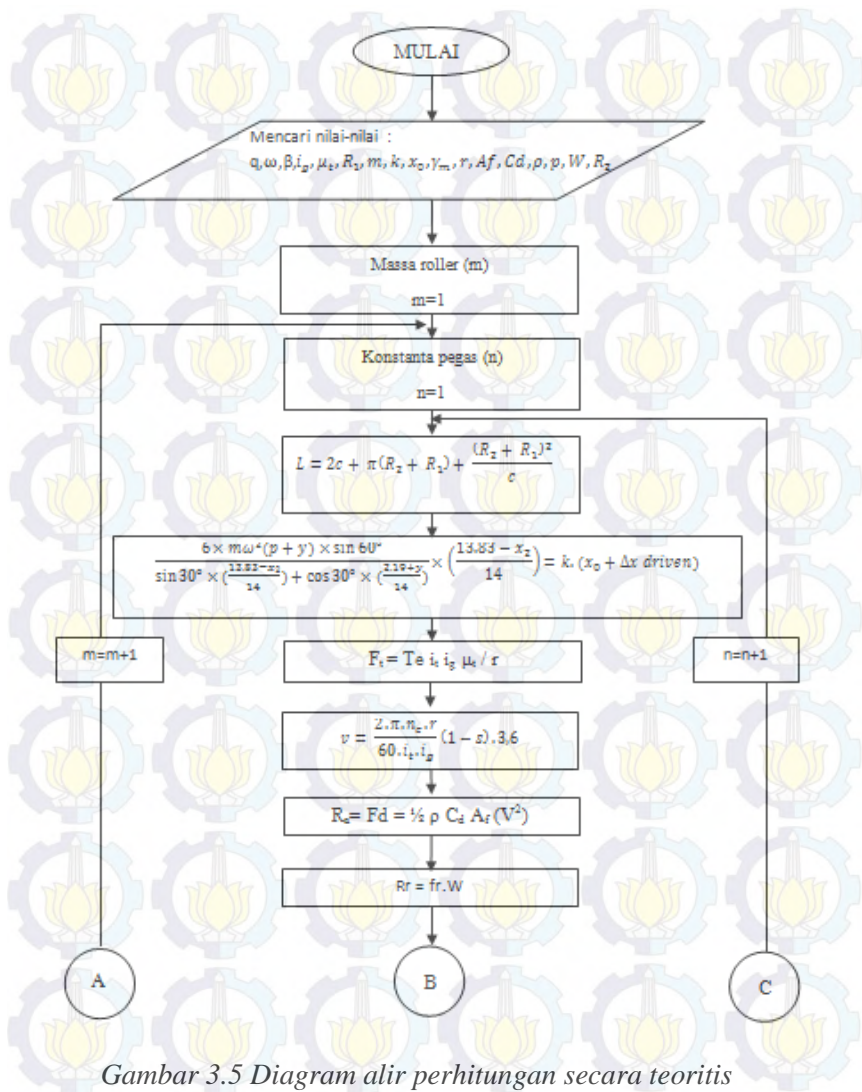
8. Mencari nilai percepatan dengan memanfaatkan nilai F_t netto, sesuai dengan persamaan (2.30)
9. Lakukan tahap 1-7 dengan mengganti variasi massa roller dan konstanta pegas sesuai dengan variasi pengujian pada tabel 3.1.
10. Gabungkan data gaya dorong bersih dan kecepatan menjadi grafik gaya dorong terhadap fungsi kecepatan
11. Buat grafik percepatan terhadap fungsi kecepatan
12. Dapatkan nilai sudut tanjakan maksimal berdasarkan nilai gaya dorong yang terbaik dengan menggunakan persamaan (2.36).

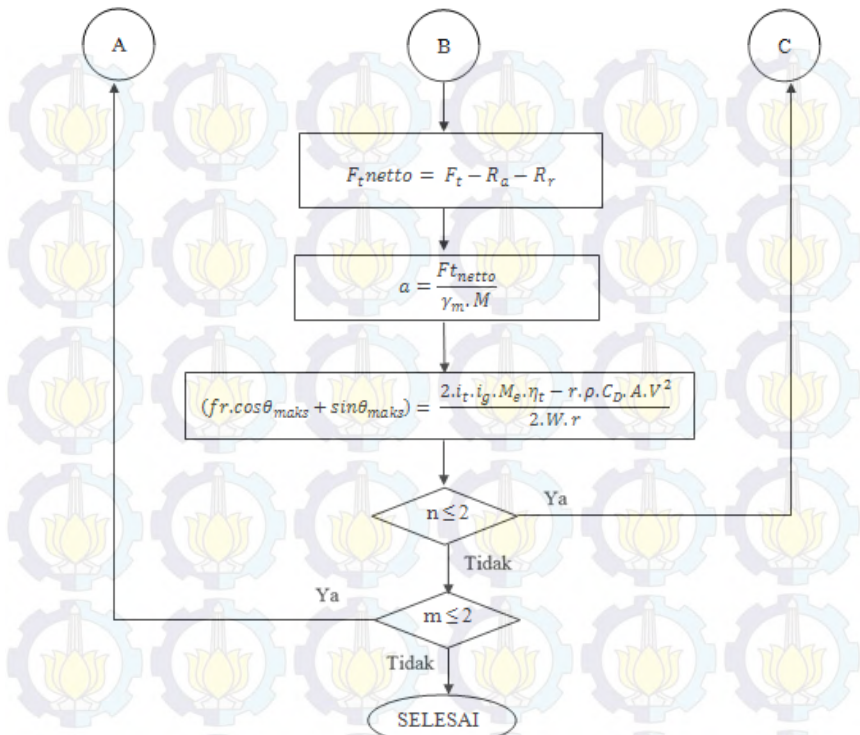
3.6 Skema Pengujian



Gambar 3.4 Skema pengujian gaya dorong dan percepatan sebagai fungsi kecepatan

3.7 Tahap Perhitungan Secara Teoritis





Gambar 3.5 Diagram alir perhitungan secara teoritis (lanjutan)

Gaya dorong dan percepatan yang dapat dihasilkan oleh kendaraan secara teoritis dimulai dengan mencari nilai-nilai dari $q, \omega, \beta, i_g, \mu_t, R_1, m, k, x_0, \gamma_m, r, A_f, C_d, \rho, p, W, R_2$. Lalu dengan variasi pertama lakukan tahap perhitungan teoritis seperti dibawah ini :

1. Mencari nilai dari perubahan jarak pulley bias (Δx) maksimal baik pada driver maupun pada driven dengan menggunakan persamaan (2.4), (2.10), dan (2.11).

2. Mencari nilai putaran engine minimal pada saat mencapai ratio CVT maksimal, dengan persamaan keseimbangan gaya.
3. Menghitung nilai rasio transmisi tiap putaran rpm engine dengan menggunakan metode interpolasi.
4. Menghitung nilai gaya dorong dengan melihat grafik karakteristik mesin berupa torsi mesin dan dimasukkan pada persamaan (2.22)
5. Menghitung nilai kecepatan kendaraan dengan melihat grafik karakteristik mesin berupa putaran mesin dan dimasukkan pada persamaan (2.32)
6. Menghitung nilai gaya hambat aerodinamik dan gaya rolling resistance sesuai dengan persamaan (2.25) dan (2.26)
7. Hitung nilai gaya dorong bersih dengan mengurangi nilai gaya dorong dengan gaya hambatnya
8. Lakukan tahap 1-6 dengan variasi kombinasi massa roller dan konstanta pegas sesuai dengan tabel pengujian 3.1.

3.8 Kriteria penentuan tren kurva terbaik :

1. Pada kurva gaya dorong sebagai fungsi kecepatan, nilai gaya dorong tertinggi pada kecepatan awal (0-50 km/jam)
2. Pada kurva percepatan sebagai fungsi kecepatan, nilai percepatan tertinggi pada kecepatan awal (0-50 km/jam)

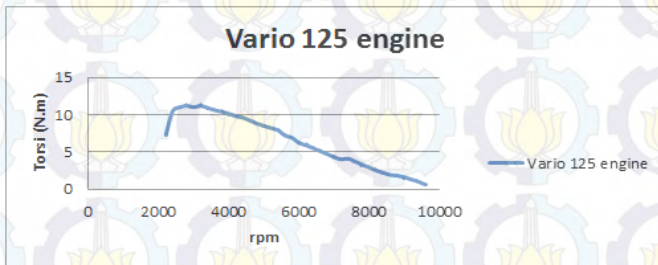
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Kendaraan

Pada penelitian ini diperlukan beberapa data untuk pengolahan analisa baik teoritis maupun eksperimen yang dapat diperoleh dari perhitungan manual ataupun dari sumber yang lain. Data radius awal dan akhir pada driver dan driven pulley untuk analisa eksperimen didapatkan melalui pengukuran secara manual dapat dilihat pada tabel 4.1, sedangkan data karakteristik torsi vs putaran mesin untuk analisa teoritis diperoleh dari hasil pengujian dynamometer test pada penelitian terdahulu [1] .

Tabel 4.1 Data radius pulley

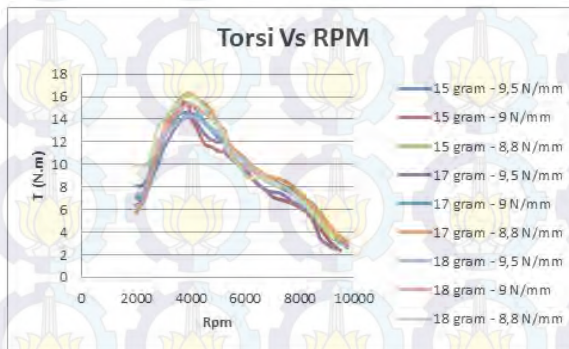
| Kombinasi | | Radius Pulley | | | |
|--------------|-----------------|---------------|------------|------------|------------|
| Massa Roller | Konstanta Pegas | R 1-0 (mm) | R 1-1 (mm) | R 2-0 (mm) | R 2-1 (mm) |
| 15 gram | 8,8 N/mm | 26,63 | 48,92 | 59,035 | 38,3 |
| 17 gram | 8,8 N/mm | 27,34 | 49,05 | 58,715 | 37,3 |
| 18 gram | 8,8 N/mm | 26,68 | 48,94 | 59,89 | 38,3 |
| 15 gram | 9 N/mm | 27,47 | 49,19 | 58,825 | 37,47 |
| 17 gram | 9 N/mm | 26,23 | 49,03 | 59,975 | 37,3 |
| 18 gram | 9 N/mm | 27,43 | 49,23 | 58,025 | 37,3 |
| 15 gram | 9,5 N/mm | 26,3 | 49,05 | 59,045 | 37,24 |
| 17 gram | 9,5 N/mm | 26,3 | 48,92 | 59,045 | 38,3 |
| 18 gram | 9,5 N/mm | 26,29 | 49,07 | 59,045 | 37,34 |



Gambar 4.1 Karakteristi Torsi Mesin Vario 125 PGM FI [1]

4.2. Hasil Dynotest Kendaraan

Gambar 4.1 memperlihatkan grafik torsi engine vs rpm. Data torsi dan rpm engine didapatkan dari pengujian dynotest. Data berupa keluaran torsi roller dynamometer yang telah dikonversikan menjadi torsi engine. Nilai torsi nantinya akan digunakan untuk mencari nilai gaya dorong, sedangkan rpm digunakan untuk mencari nilai dari kecepatan kendaraan.



Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Torsi Vs rpm

4.3 Contoh Perhitungan Pada Continuous Variable Transmission

4.3.1. Perhitungan Teoritis

- **Perhitungan nilai Δx driver dan Δx driven Pada Harga Ratio Transmisi 2,6 dan 0,82**

Untuk mengetahui nilai Δx driver dan Δx driven dari sistem transmisi CVT ini adalah dengan menggunakan persamaan 2.4

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

Pada ratio transmisi 2,6 maka nilai $R_2 = 2,6 R_1$, sehingga :

$$770 = 2.255 + \pi(2,6 R_1 + R_1) + \frac{(2,6 R_1 + R_1)^2}{255}$$

$$R_{1-0} = 22,55 \text{ mm}$$

$$R_{2-0} = 0,82 R_{1-0}$$

$$R_{2-0} = 0,82 \cdot 22,55 \text{ mm}$$

$$R_{2-0} = 58,63 \text{ mm}$$

Pada ratio transmisi 0,82 maka nilai $R_2 = 0,82 R_1$, sehingga :

$$770 = 2.255 + \pi(0,82 R_1 + R_1) + \frac{(0,82 R_1 + R_1)^2}{255}$$

$$R_{1-1} = 45,43 \text{ mm}$$

$$R_{2-1} = 0,82 R_{1-1}$$

$$R_{2-1} = 0,82 \cdot 45,43 \text{ mm}$$

$$R_{2-1} = 37,29 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.10), maka :

$$\Delta x \text{ driver} = \tan \beta \cdot \Delta R_1$$

$$\Delta x \text{ driver} = \tan \beta \cdot (R_{1-1} - R_{1-0})$$

$$\Delta x \text{ driver} = \tan 14^\circ \cdot (45,43 - 22,55)$$

$$\Delta x \text{ driver} = 0,249 \cdot 22,88 \text{ mm}$$

$$\Delta x \text{ driver} = 5,69712 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.11), maka :

$$\Delta x \text{ driven} = \tan \beta \cdot \Delta R_2$$

$$\Delta x \text{ driven} = \tan \beta \cdot (R_{2-0} - R_{2-1})$$

$$\Delta x \text{ driven} = \tan 14^\circ \cdot (58,63 - 37,29)$$

$$\Delta x \text{ driven} = 0,249 \cdot 21,34 \text{ mm}$$

$$\Delta x \text{ driven} = 5,31366 \text{ mm}$$

➤ **Perhitungan Kecepatan Putaran Engine Pada Ratio CVT 0,82**

- Mencari nilai y

Nilai y dapat diketahui dengan menggunakan persamaan (2.22)

$$\Delta x_{driver} = \left(\frac{27.66 - \sqrt{784 - (2y + 4.38)^2}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}}$$

$$5,69712 = \left(\frac{27.66 - \sqrt{784 - (2y + 4.38)^2}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}}$$

$$y = 5.8114 \text{ mm}$$

- Mencari nilai x_2

$$x_2 = \frac{27.66 - \sqrt{784 - (2y + 4.38)^2}}{2}$$

$$x_2 = \frac{27.66 - \sqrt{784 - (2 \cdot 5,8114 + 4.38)^2}}{2}$$

$$x_2 = 2,342$$

- Dengan persamaan keseimbangan gaya, dapat diketahui kecepatan putaran engine pada ratio CVT 0,82.

➤ Pada Kombinasi massa roller 15 gram dan konstanta pegas 8,8 N/mm

$$F_{tx_{total}} = F_{pegas}$$

$$\frac{6 \times m \omega^2 (p + y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \left(\frac{13.83 - x_2}{14} \right) + \cos 30^\circ \times \left(\frac{2.19 + y}{14} \right)} \times \left(\frac{13.83 - x_2}{14} \right) = k \cdot (x_0 + \Delta x_{driven})$$

$$0,5 \times \left(\frac{13.83 - 2,342}{14} \right) + 0,866 \times \left(\frac{2,19 + 5,8114}{14} \right) \times \left(\frac{13.83 - 2,342}{14} \right) = 8,8 \times 10^6 \cdot (50 + 5,31366)$$

$$\omega = 518,154 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 4948,0097 \text{ rpm}$$

Nilai kecepatan putaran engine tiap-tiap kombinasi massa roller dan konstanta pegas pada ratio CVT 0,82 dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 nilai putaran engine tiap kombinasi

| Kombinasi | | putaran engine |
|--------------|-----------------|----------------|
| massa roller | konstanta pegas | |
| 15 gr | 8,8 N/mm | 4948,01 rpm |
| 15 gr | 9 N/mm | 5003,92 rpm |
| 15 gr | 9,5 N/mm | 5141,04 rpm |
| 17 gr | 8,8 N/mm | 4647,85 rpm |
| 17 gr | 9 N/mm | 4700,37 rpm |
| 17 gr | 9,5 N/mm | 4829,17 rpm |
| 18 gr | 8,8 N/mm | 4516,89 rpm |
| 18 gr | 9 N/mm | 4567,93 rpm |
| 18 gr | 9,5 N/mm | 4693,11 rpm |

- Mencari kombinasi massa roller dan konstanta pegas pada putaran 9000 rpm pada rasio 0,82
 - Kombinasi massa roller 15

$$Ftx_{total} = F_{pegas}$$

$$\frac{6 \times m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) + \cos 30^\circ \times \left(\frac{2,19 + y}{14}\right)} \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) = k \cdot (x_0 + \Delta x_{driven})$$

$$\frac{6 \times 15 \times (942,48)^2 \times (20 + 5,8114) \times 0,866}{0,5 \times \left(\frac{13,83 - 2,342}{14}\right) + 0,866 \times \left(\frac{2,19 + 5,8114}{14}\right)} \times \left(\frac{13,83 - 2,342}{14}\right) = k \cdot (50 + 5,31366)$$

$$k = 29,1 \text{ N/mm}$$

➤ Kombinasi konstanta pegas 8,8 N/mm

$$Ftx_{total} = F_{pegas}$$

$$\frac{6 \times m \omega^2 (p + y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) + \cos 30^\circ \times \left(\frac{2,19 + y}{14}\right)} \times \left(\frac{13,83 - x_2}{14}\right) = k \cdot (x_0 + \Delta x \text{ driven})$$

$$\frac{6 \times m \times (942,48)^2 \times (20 + 5,8114) \times 0,866}{0,5 \times \left(\frac{13,83 - 2,342}{14}\right) + 0,866 \times \left(\frac{2,19 + 5,8114}{14}\right)} \times \left(\frac{13,83 - 2,342}{14}\right) = 8,8 \times 10^6 \cdot (50 + 5,31366)$$

$$m = 4,5 \text{ gr}$$

kombinasi massa roller dan konstanta pegas pada ratio CVT 0,82 dengan nilai putaran engine 9000 rpm dapat dilihat selengkapnya pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 kombinasi massa roller dan konstanta pegas

| kombinasi | |
|--------------|-----------------|
| massa roller | konstanta pegas |
| 15 gr | 29,1 N/mm |
| 17 gr | 32,99 N/mm |
| 18 gr | 34,9 N/mm |
| 4,5 gr | 8,8 N/mm |
| 4,6 gr | 9 N/mm |
| 4,9 gr | 9,5 N/mm |

➤ **Perhitungan harga gaya dorong pada kombinasi massa roller 18 gram dan konstanta pegas 8,8 N/mm pada saat putaran engine 4000 rpm**

- Ratio transmisi putaran 4000 rpm

$$\frac{4516,89 - 1750}{4516,89 - 4000} = \frac{0,82 - 2,6}{0,82 - i_t}$$

$$i_t = 1,25$$

- Kecepatan kendaraan

$$v = \frac{2\pi \times \text{rpm} \times r \times (1-s) \times 3.6}{i_t \times i_g \times 60}$$

$$v = \frac{2\pi \times 4000 \times 0.2588 \times (1-3\%) \times 3.6}{1,25 \times 10,552 \times 60}$$

$$v = 28,784 \frac{\text{km}}{\text{jam}}$$

- Gaya dorong pada roda

$$F_t = \frac{T_e \times i_t \times i_g \times \mu_t}{r} ; \mu_t = 92\%$$

$$F_t = \frac{10,1 \text{ Nm} \times 1,25 \times 10,552 \times 92\%}{0.2588 \text{ m}}$$

$$F_t = 472,197 \text{ N}$$

- Koefisien hambatan rolling

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{v}{100} \right)$$

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{28,784}{100} \right)$$

$$f_r = 0,0128784$$

- Hambatan rolling

$$R_r = f_r \cdot W$$

$$R_r = 0,0128784 \times 172 \times 9,81$$

$$R_r = 21,73$$

- Gaya hambat aerodinamis

$$R_a = F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_f (V^2)$$

$$R_a = F_d = \frac{1}{2} \times 1,23 \text{ kg/m}^3 \times 1,8 \times (0,759967 \text{ m}^2/3) \times (7,996 \text{ m/s})^2$$

$$R_a = F_d = 17,692 \text{ N}$$

- Gaya dorong bersih

$$F_{t \text{ netto}} = F_t - R_r - R_a$$

$$F_{t \text{ netto}} = 472,197 - 21,73 - 17,692$$

$$F_{t \text{ netto}} = 432,775 \text{ N}$$

- Percepatan yang dihasilkan

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\gamma_m \cdot M}$$

$$a = \frac{472,775}{1,5 \times 172}$$

$$a = 1,677 \text{ m/s}^2$$

- Sudut tanjakan yang ditempuh

$$(f_r \cdot \cos \theta_{maks} + \sin \theta_{maks}) = \frac{2 \cdot i_t \cdot i_g \cdot M_e \cdot \eta_t - r \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot W \cdot r}$$

$$(0,0128784 \cdot \cos \theta_{maks} + \sin \theta_{maks}) = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 10,552 \cdot 10,192\% - 0,2588 \cdot 1,23 \cdot 1,8 \cdot 0,25 \cdot 7,996^2}{2 \cdot 172 \cdot 9,81 \cdot 0,2588}$$

$$\theta_{maks} = 14,5^\circ$$

4.3.2. Perhitungan Hasil Pengujian

- **Perhitungan harga ratio transmisi pada kombinasi massa roller 17 gram dan konstanta pegas 8,8 N/mm pada saat putaran engine 4000 rpm**

Nilai ratio transmisi pada setiap putaran engine dapat diketahui dengan terlebih melihat rasio transmisi minimal dan maksimal. Rasio transmisi minimal serta maksimal dapat dilihat pada lampiran. Rasio transmisi tersebut didapat dari nilai radius awal dan akhir pada driver maupun driven pulley, kemudian dibagi berapa data perubahan putaran engine. Diasumsikan tiap perubahan putaran engine mengalami perubahan rasio yang sama. Pada kombinasi massa roller 17 gram dan konstanta pegas 8,8 N/mm didapatkan nilai rasio transmisi sebesar 1,82.

- **Perhitungan harga gaya dorong pada kombinasi massa roller 17 gram dan konstanta pegas 8,8 N/mm pada saat putaran engine 4000 rpm**

- Kecepatan kendaraan

$$v = \frac{2\pi \times rpm \times r \times (1-s) \times 3.6}{i_t \times i_g \times 60}$$

$$v = \frac{2\pi \times 4000 \times 0.2588 \times (1-3\%) \times 3.6}{1.899284 \times 10,552 \times 60}$$

$$v = 20,171 \text{ km/jam}$$

- Gaya dorong pada roda

$$F_t = \frac{T_e \times i_t \times i_g \times \mu_t}{r} ; \mu_t = 92\%$$

$$F_t = \frac{16,09 \text{ Nm} \times 1,82 \times 10,552 \times 92\%}{0.2588 \text{ m}}$$

$$F_t = 1098,214 \text{ N}$$

- Hambatan rolling

$$R_r = 0$$

- Gaya hambat aerodinamis = 0 (tidak ada angin pada saat pengujian)

- Gaya dorong bersih

$$F_{t \text{ netto}} = F_t - R_r - R_a$$

$$F_{t \text{ netto}} = 1098,214 - 0 - 0$$

$$F_{t \text{ netto}} = 1098,214 \text{ N}$$

- Percepatan yang dihasilkan

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\gamma_m \cdot M}$$

$$a = \frac{1098,214}{1,5 \times 172}$$

$$a = 4,16 \text{ m/s}^2$$

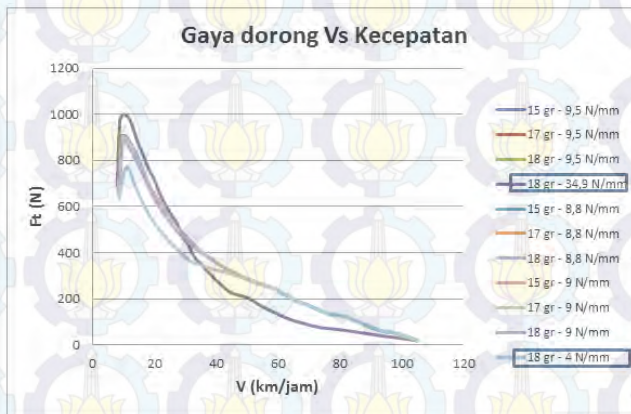
4.4 Analisa Teoritis Perbandingan Performa Kendaraan

Dengan mengacu pada karakteristik torsi mesin, didapatkan nilai gaya dorong serta percepatan sebagai fungsi kecepatan pada tiap-tiap variasi kombinasi. Dengan hasil perhitungan secara analitis tersebut dapat dibandingkan performa kendaraan Vario 125 PGM-FI dilihat dari nilai gaya dorong serta percepatannya untuk mendapatkan variasi kombinasi yang diharapkan.

4.4.1 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Pada Berbagai Variasi Kombinasi

Gambar 4.3 menunjukkan penggunaan massa roller dan konstanta pegas yang berbeda mempunyai pengaruh terhadap gaya dorong dari Vario 125 PGM-FI. Pengaruh gaya dorong terjadi antara kecepatan 0-50 km/jam. Dari grafik tersebut diketahui bahwa semakin ringan massa roller maka gaya dorong kendaraan semakin besar. Sedangkan semakin besar nilai konstanta pegas maka semakin besar pula nilai gaya dorong kendaraan. Pada kecepatan diatas 50 km/jam tidak terjadi perbedaan gaya dorong untuk penggunaan kombinasi massa roller 15,17,18 gr dan konstanta pegas 8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm karena terbatasnya nilai rasio transmisi terkecil dari pulley sebesar 0,82. Pada grafik tersebut juga memperlihatkan

nilai gaya dorong dari kombinasi yang disarankan. Dimana dari kombinasi tersebut nilai gaya dorong lebih besar pada kecepatan 0-30 km/jam dengan nilai sebesar 997,484 N pada kecepatan 9,646 km/jam ,sedangkan diatas kecepatan 30 km/jam nilai gaya dorongnya lebih kecil. Untuk grafik gaya dorong vs kecepatan untuk tiap-tiap kombinasi berdasarkan teoritis dapat dilihat selengkapnya pada lampiran B.1.

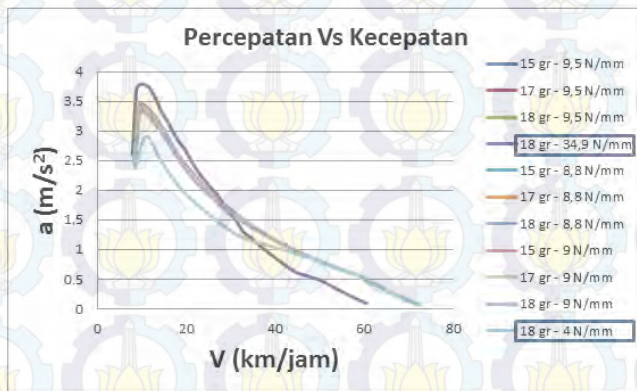


Gambar 4.3 Grafik Teoritis Perbandingan Gaya Dorong Vs kecepatan

Proses mendapatkan gaya dorong ini dengan menggunakan persamaan (2.22). dengan input torsi mesin berdasarkan karakteristik engine [4], dan nilai rasio transmisi yang didapatkan dengan persamaan keseimbangan gaya. Sementara untuk kecepatan roda didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.25) . Setelah didapat kedua data, akan dihasilkan grafik fungsi gaya dorong sebagai fungsi dari kecepatan.

4.4.2 Perbandingan Percepatan Kendaraan Pada Berbagai Variasi Kombinasi

Gambar 4.4 menunjukkan penggunaan massa roller dan konstanta pegas yang berbeda mempunyai pengaruh terhadap percepatan dari Vario 125 PGM-FI. Pada kombinasi massa roller dan konstanta pegas yang ada dipasaran pengaruh percepatan terjadi antara kecepatan 0-50 km/jam. Dari grafik tersebut diketahui bahwa semakin ringan massa roller maka percepatan kendaraan semakin besar. Sedangkan semakin besar nilai konstanta pegas maka semakin besar pula nilai percepatan kendaraan. Pada kecepatan diatas 50 km/jam tidak terjadi perbedaan percepatan untuk penggunaan kombinasi massa roller 15,17,18 gr dan konstanta pegas 8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm karena terbatasnya nilai rasio transmisi terkecil dari pulley sebesar 0,82. Pada grafik tersebut juga memperlihatkan nilai percepatan dari kombinasi yang disarankan yaitu 18 gr dan 34,9 N/mm. Dimana dari kombinasi tersebut nilai percepatan lebih besar pada kecepatan 0-30 km/jam dengan nilai 3,7868 m/s² pada kecepatan 9,646 km/jam, sedangkan diatas kecepatan 30 km/jam nilai percepatannya lebih kecil.



Gambar 4.4 Grafik Teoritis Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan

Proses mendapatkan nilai percepatan kendaraan ini dengan menggunakan persamaan (2.30). dengan input torsi dan rpm engine berdasarkan karakteristik engine [4], dan nilai rasio transmisi yang didapatkan dengan persamaan keseimbangan gaya. Sementara untuk kecepatan kendaraan didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.32). Setelah didapat kedua data, akan dihasilkan grafik fungsi percepatan sebagai fungsi dari kecepatan.

4.5 Analisa Eksperimen Perbandingan Performa Kendaraan

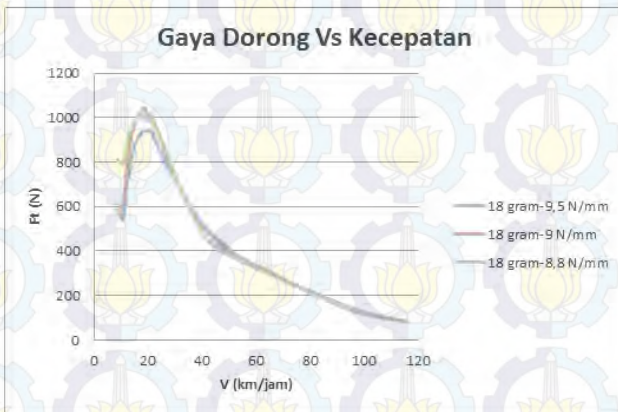
Pengujian dilakukan untuk mengetahui secara nyata pengaruh tiap-tiap variasi kombinasi terhadap performa kendaraan. Pengujian ini dilakukan di Banyuwangi Motor menggunakan alat dynamometer SD 325 merk Sportdyno SP-1 V3.3 dengan Correction factor ISO 1585. Dari pengujian tersebut didapatkan nilai torsi engine dan rpm engine yang kemudian dapat dikonversikan menjadi nilai gaya dorong dan nilai percepatan. Hasil tersebut sebagai acuan performa kendaraan Vario 125 PGM-FI.

4.5.1 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Terhadap Variasi Konstanta Pegas

Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan grafik gaya dorong vs kecepatan dengan roller 18 gram. Dari gambar tersebut didapatkan bahwa kombinasi massa roller 18 gram dengan konstanta pegas 9 N/mm memiliki nilai gaya dorong yang lebih baik dibandingkan dengan kombinasi yang lain. Kombinasi tersebut dapat mencapai gaya dorong maksimal sebesar 1046,142 N pada kecepatan 18,39 km/jam. Sedangkan kombinasi massa roller 18 gram dengan konstanta pegas 9,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong terendah. Kombinasi tersebut mencapai nilai gaya dorong sebesar 943,447 N pada kecepatan 19,8 km/jam.

Proses mendapatkan gaya dorong ini melalui uji dynotest kendaraan vario 125 dengan beberapa variasi kombinasi massa roller dan pegas. Data yang didapat dari dynotest berupa daya dan

torsi engine sebagai fungsi putaran engine. Dari data ini, torsi engine dikonversikan menjadi gaya dorong (F_t) dengan menggunakan persamaan (2.22). Sementara untuk kecepatan kendaraan didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.32). Setelah didapat kedua data baru akan dihasilkan grafik fungsi gaya dorong sebagai fungsi dari kecepatan.



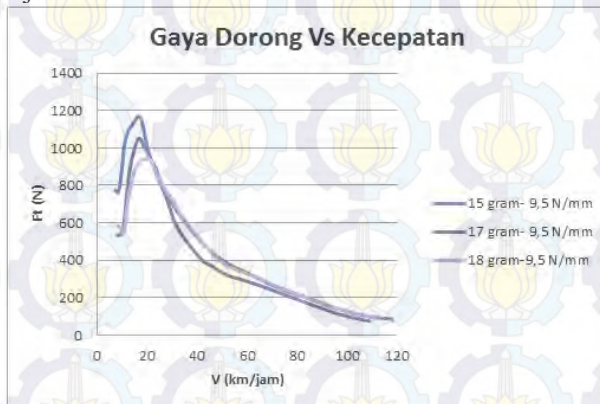
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Massa Roller 18 gram

Hasil diatas tidak sesuai dengan teoritis, dimana seharusnya nilai gaya dorong akan benilai lebih tinggi ketika penggunaan kombinasi konstanta pegas yang lebih besar dengan massa roller tetap. Akan tetapi pada gambar 4.5 menunjukkan kombinasi terbaik justru kombinasi 18 gr dengan konstanta pegas 9 N/mm. Perbedaan bisa terjadi karena belt yang terbuat dari rubber dapat berdefleksi secara tidak teratur karena faktor umur belt ataupun panas akibat gesekan dengan pulley, sehingga hal ini mengakibatkan gaya dorong yang dihasilkan juga berbeda. Gaya dorong yang berbeda dapat dilihat pada hasil pengujian yang selalu berbeda selama 3 kali pengujian pada masing-masing kombinasi (lampiran A1). Untuk grafik gaya dorong vs

kecepatan terhadap variasi konstanta pegas dapat dilihat selengkapnya pada lampiran C.1

4.5.2 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Terhadap Variasi Massa Roller

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan grafik gaya dorong vs kecepatan dengan konstanta pegas 9,5 N/mm. Dari gambar tersebut didapatkan bahwa kombinasi massa roller 15 gram dengan konstanta pegas 9,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong yang lebih baik dibandingkan dengan kombinasi yang lain. Kombinasi tersebut dapat mencapai gaya dorong maksimal sebesar 1168,93 N pada kecepatan 16,35 km/jam. Sedangkan kombinasi massa roller 18 gram dengan konstanta pegas 9,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong terendah. Kombinasi tersebut mencapai nilai gaya dorong sebesar 943,447 N pada kecepatan 19,8 km/jam.



Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan

Konstanta Pegas 9,5 N/mm

Proses mendapatkan gaya dorong ini melalui uji dynotest kendaraan vario 125 dengan beberapa variasi kombinasi massa roller dan pegas. Data yang didapat dari dynotest berupa daya dan

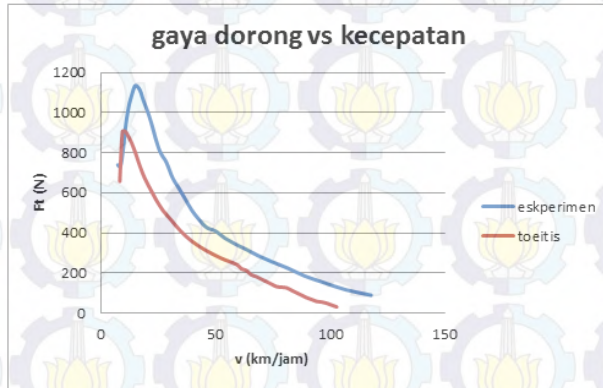
torsi engine sebagai fungsi putaran engine. Dari data ini, torsi engine dikonversikan menjadi gaya dorong (F_t) dengan menggunakan persamaan (2.22). Sementara untuk kecepatan kendaraan didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.32). Setelah didapat kedua data, akan dihasilkan grafik fungsi gaya dorong sebagai fungsi dari kecepatan.

Hasil ini sesuai dengan teoritis, dimana seharusnya nilai gaya dorong akan bernilai lebih tinggi ketika penggunaan kombinasi massa roller yang lebih kecil dengan konstanta pegas tetap. Akan tetapi terjadi perbedaan pada kecepatan diatas 50 km/jam dengan hasil teoritis, dimana pada hasil teoritis pada kecepatan tersebut tidak terdapat perbedaan nilai gaya dorong pada tiap kombinasi akibat terbatasnya diameter pulley. Selain itu kombinasi massa roller 17 gr dan konstanta pegas 9,5 N/mm berbeda dengan hasil teoritis, dimana pada hasil teoritis kombinasi tersebut akan mengalami penurunan nilai gaya dorong yang lebih landai dibandingkan dengan kombinasi 15 gram dan konstanta pegas 9,5 N/mm. Perbedaan bisa terjadi karena belt yang terbuat dari rubber dapat berdefleksi secara tidak teratur karena faktor umur belt ataupun panas akibat gesekan dengan pulley, sehingga hal ini mengakibatkan gaya dorong yang dihasilkan juga berbeda. Gaya dorong yang berbeda dapat dilihat pada hasil pengujian yang selalu berbeda selama 3 kali pengujian pada masing-masing kombinasi (lampiran A1). Urutan pengujian dapat dilihat pada lampiran A.2. Untuk grafik gaya dorong vs kecepatan terhadap variasi massa roller dapat dilihat selengkapnya pada lampiran C.2

4.6 Perbandingan Gaya Dorong Kendaraan Teoritis Dan Pengujian

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan grafik gaya dorong vs kecepatan teoritis dan eksperimen pada kombinasi massa 15 gram dan konstanta pegas 9,5 N/mm. Dari gambar tersebut didapatkan bahwa secara trendline kedua grafik sama

yaitu naik pada kecepatan awal hingga kecepatan 20 km/jam kemudian turun hingga kecepatan maksimal. Akan tetapi dilihat dari nilai kedua grafik jauh berbeda, dimana nilai gaya dorong eksperimen lebih besar daripada nilai gaya dorong teoritis.



Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan

Teoritis Dan Pengujian Kombinasi Massa 15 gram – Konstanta Pegas 9,5 N/mm

Perbedaan tersebut terjadi karena beberapa hal seperti pengujian untuk mendapatkan data torsi mesin untuk perhitungan teoritis dan data eksperimen dilakukan ditempat dan alat tang berbeda serta dalam jangka waktu yang cukup lama. Selain itu belt sebagai penghubung driver dan driven pulley terbuat dari rubber berdefleksi, sehingga mengakibatkan nilai rasio transmisi yang terjadi pada eksperimen berbeda dengan rasio transmisi pada analisa teoritis. Hal ini dapat diketahui dengan menggunakan persamaan torsi roda, dimana torsi roda sama dengan torsi engine dikalikan dengan nilai rasio transmisi kemudian dikali rasio final drive dan efisiensi transmisi.



(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Kombinasi massa roller 15 gr dengan konstanta pegas 9,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong paling tinggi pada kecepatan awal hingga kecepatan 50 km/jam dibandingkan dengan kombinasi lain yang ada dipasaran yaitu 906,899 N pada kecepatan 10,61 km/jam. Sedangkan pada kondisi perkotaan kombinasi 18 gr dengan konstanta pegas 34,9 N/mm sangat disarankan karena memiliki nilai gaya dorong 997,484 N pada kecepatan awal.
2. Kombinasi massa roller 15 gr dengan konstanta pegas 9,5 N/mm memiliki nilai percepatan paling tinggi pada kecepatan awal hingga kecepatan 50 km/jam dibandingkan dengan kombinasi lain yang ada dipasaran yaitu $3,433 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan 10,61 km/jam. Sedangkan kombinasi 18 gr dengan konstanta pegas 34,9 N/mm yang disarankan pada kondisi perkotaan memiliki nilai nilai percepatan $3,7868 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan awal. Akan tetapi kombinasi ini tidak disarankan untuk penggunaan berkendara jarak jauh karena nilai gaya dorong dan percepatan pada kecepatan tinggi lebih kecil daripada kombinasi yang lain.
3. Kombinasi massa roller 15 gr dengan konstanta pegas 9,5 N/mm mampu melalui sudut tanjakan maksimal sebesar $31,8^\circ$. Sedangkan kombinasi massa roller 18 gr dengan konstanta pegas 34,9 N/mm mampu melalui sudut tanjakan maksimal sebesar $35,5^\circ$.

5.2 Saran

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

1. Sebaiknya dynotest engine dan dynotest kendaraan dilakukan dalam jangka waktu yang tidak lama.
2. Untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat sebaiknya data detail setiap komponen pada kendaraan didapatkan dari pihak pabrikan.
3. Dalam proses pengujian *dynotest* sebaiknya belt yang digunakan adalah belt baru untuk setiap kali pengujian agar data yang dihasilkan lebih akurat.
4. Sebaiknya penelitian selanjutnya menganalisa daya tahan belt akibat pengaruh perubahan massa roller dan konstanta pegas.

LAMPIRAN

Lampiran A1. Data Hasil Pengujian Dynotest

| 15 gr - 8,8 N/mm | | | | | | 15 gr - 9 N/mm | | | | | |
|------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|----------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | | pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 7.99 | 2000 | 5.71 | 2000 | 7.46 | 2000 | 6.43 | 2000 | 9.15 | 2000 | 7.4 |
| 2250 | 7.98 | 2250 | 6.88 | 2250 | 7.44 | 2250 | 6.71 | 2250 | 9.27 | 2250 | 7.38 |
| 2500 | 8.3 | 2500 | 8.8 | 2500 | 9.26 | 2500 | 8.59 | 2500 | 9.84 | 2500 | 8.06 |
| 2750 | 10.68 | 2750 | 10.64 | 2750 | 11.92 | 2750 | 11.16 | 2750 | 12.09 | 2750 | 10.48 |
| 3000 | 13.07 | 3000 | 13.07 | 3000 | 13.86 | 3000 | 12.47 | 3000 | 13.76 | 3000 | 13.13 |
| 3250 | 14.3 | 3250 | 14.36 | 3250 | 14.82 | 3250 | 14.04 | 3250 | 14.4 | 3250 | 14.27 |
| 3500 | 14.87 | 3500 | 15.46 | 3500 | 15.47 | 3500 | 15.15 | 3500 | 15.15 | 3500 | 14.82 |
| 3750 | 15.11 | 3750 | 16.14 | 3750 | 15.84 | 3671 | 15.47 | 3696 | 15.42 | 3702 | 15.07 |
| 4000 | 15.22 | 3996 | 16.29 | 4000 | 16.22 | 3790 | 15.3 | 3750 | 15.36 | 3750 | 15.04 |
| 4109 | 15.29 | 4000 | 16.27 | 4060 | 16.22 | 4000 | 14.19 | 4000 | 14.54 | 4000 | 14.66 |
| 4250 | 15.19 | 4250 | 15.77 | 4250 | 15.89 | 4250 | 12.98 | 4250 | 13.79 | 4250 | 14.01 |
| 4384 | 14.94 | 4389 | 15.39 | 4500 | 15.05 | 4500 | 11.8 | 4500 | 13.05 | 4500 | 13.5 |
| 4500 | 14.41 | 4500 | 14.79 | 4750 | 14.47 | 4750 | 11.58 | 4750 | 12.57 | 4750 | 13.26 |
| 4750 | 13.54 | 4750 | 13.53 | 4863 | 14.19 | 5000 | 11.18 | 5000 | 12.32 | 5000 | 12.91 |
| 5000 | 12.79 | 5000 | 12.95 | 5000 | 13.66 | 5250 | 11.17 | 5250 | 11.65 | 5250 | 12.35 |
| 5250 | 12.12 | 5250 | 12.43 | 5250 | 12.91 | 5500 | 11.11 | 5297 | 11.42 | 5449 | 12.02 |
| 5500 | 11.25 | 5500 | 11.51 | 5500 | 12.22 | 5567 | 10.42 | 5500 | 11.34 | 5500 | 11.79 |
| 5750 | 10.48 | 5750 | 11 | 5750 | 11.46 | 5750 | 10.05 | 5750 | 10.85 | 5750 | 11.02 |
| 6000 | 9.61 | 6000 | 10.52 | 6000 | 10.7 | 6000 | 9.69 | 6000 | 10.02 | 6000 | 10.4 |
| 6250 | 9.03 | 6250 | 9.88 | 6250 | 10.03 | 6250 | 8.78 | 6250 | 9.44 | 6250 | 9.85 |
| 6500 | 8.74 | 6500 | 9.45 | 6500 | 9.61 | 6500 | 8.19 | 6500 | 8.96 | 6500 | 9.25 |
| 6750 | 8.61 | 6750 | 9.06 | 6750 | 9.06 | 6750 | 7.67 | 6750 | 8.54 | 6750 | 8.99 |
| 7000 | 8.29 | 7000 | 8.83 | 7000 | 8.93 | 7000 | 7.12 | 7000 | 8.1 | 7000 | 8.51 |
| 7250 | 8.16 | 7250 | 8.73 | 7250 | 8.93 | 7250 | 6.91 | 7250 | 7.89 | 7250 | 7.98 |
| 7500 | 7.95 | 7500 | 8.43 | 7500 | 8.66 | 7500 | 6.74 | 7500 | 7.52 | 7500 | 7.82 |
| 7750 | 7.52 | 7750 | 8.04 | 7750 | 8.24 | 7750 | 6.49 | 7750 | 7.3 | 7750 | 7.49 |
| 8000 | 6.95 | 8000 | 7.48 | 8000 | 7.73 | 8000 | 6.17 | 8000 | 6.92 | 8000 | 7.14 |
| 8250 | 6.57 | 8250 | 6.91 | 8250 | 7.09 | 8250 | 5.71 | 8250 | 6.39 | 8250 | 6.68 |
| 8500 | 6.01 | 8500 | 6.27 | 8500 | 6.66 | 8500 | 5.1 | 8500 | 5.91 | 8500 | 6.33 |
| 8750 | 5.3 | 8750 | 5.74 | 8750 | 5.99 | 8750 | 4.31 | 8750 | 5.31 | 8750 | 5.66 |
| 9000 | 4.44 | 9000 | 4.85 | 9000 | 5.24 | 9000 | 3.5 | 9000 | 4.54 | 9000 | 4.79 |
| 9250 | 3.66 | 9250 | 4.09 | 9250 | 4.52 | 9250 | 2.8 | 9250 | 3.85 | 9250 | 4.02 |
| 9500 | 3.21 | 9500 | 3.53 | 9500 | 3.77 | 9500 | 2.37 | 9500 | 3.14 | 9500 | 3.42 |
| 9750 | 2.81 | 9750 | 3.13 | 9750 | 3.31 | | | | | | |

| 15 gr - 9,5 N/mm | | | | | |
|------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 5.42 | 2000 | 10.49 | 2000 | 9.63 |
| 2250 | 5.42 | 2250 | 10.55 | 2250 | 9.67 |
| 2500 | 8.18 | 2500 | 11.17 | 2500 | 10.15 |
| 2750 | 11.39 | 2750 | 12.7 | 2750 | 11.42 |
| 3000 | 12.77 | 3000 | 13.73 | 3000 | 12.52 |
| 3250 | 13.66 | 3250 | 14.19 | 3250 | 13.26 |
| 3500 | 14.39 | 3500 | 14.8 | 3500 | 14.03 |
| 3750 | 15.07 | 3750 | 15.45 | 3750 | 14.92 |
| 3887 | 15.35 | 3890 | 15.79 | 3902 | 15.29 |
| 4000 | 15.1 | 4000 | 15.52 | 4000 | 15.04 |
| 4250 | 13.98 | 4250 | 14.27 | 4250 | 14.05 |
| 4500 | 12.97 | 4500 | 13.58 | 4500 | 13.39 |
| 4750 | 12.55 | 4750 | 12.93 | 4750 | 12.84 |
| 5000 | 12.08 | 5000 | 12.24 | 5000 | 12.37 |
| 5250 | 11.74 | 5250 | 11.75 | 5250 | 11.86 |
| 5500 | 11.41 | 5500 | 11.27 | 5500 | 11.53 |
| 5750 | 10.95 | 5750 | 10.76 | 5578 | 11.43 |
| 5847 | 10.84 | 6000 | 10.65 | 5750 | 10.85 |
| 6000 | 10.37 | 6155 | 10.42 | 6000 | 10.38 |
| 6250 | 9.86 | 6250 | 9.96 | 6250 | 10 |
| 6500 | 9.42 | 6500 | 9.28 | 6500 | 9.54 |
| 6750 | 8.86 | 6750 | 8.9 | 6750 | 8.98 |
| 7000 | 8.48 | 7000 | 8.48 | 7000 | 8.63 |
| 7250 | 8.05 | 7250 | 8.15 | 7250 | 8.28 |
| 7500 | 7.69 | 7500 | 8.15 | 7500 | 7.98 |
| 7750 | 7.29 | 7750 | 7.76 | 7750 | 7.52 |
| 8000 | 6.76 | 8000 | 7.21 | 8000 | 7 |
| 8250 | 6.27 | 8250 | 6.69 | 8250 | 6.38 |
| 8500 | 5.73 | 8500 | 6.22 | 8500 | 5.97 |
| 8750 | 5.07 | 8750 | 5.47 | 8750 | 5.3 |
| 9000 | 4.15 | 9000 | 4.58 | 9000 | 4.36 |
| 9250 | 3.37 | 9250 | 3.84 | 9250 | 3.6 |
| 9500 | 2.88 | 9500 | 3.33 | 9500 | 3.15 |

| 17 gr - 8,8 N/mm | | | | | |
|------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 8.67 | 2000 | 8.17 | 2000 | 8.64 |
| 2250 | 8.68 | 2250 | 8.24 | 2250 | 8.63 |
| 2500 | 10.18 | 2500 | 9.2 | 2500 | 8.57 |
| 2750 | 12.28 | 2750 | 11.84 | 2750 | 10.75 |
| 3000 | 13.86 | 3000 | 13.54 | 3000 | 12.79 |
| 3250 | 14.53 | 3250 | 14.49 | 3250 | 14.33 |
| 3500 | 14.82 | 3500 | 14.9 | 3500 | 14.97 |
| 3750 | 15.62 | 3750 | 15.58 | 3750 | 15.55 |
| 4000 | 16.16 | 4000 | 16.17 | 4000 | 15.94 |
| 4081 | 16.23 | 4169 | 16.23 | 4115 | 16 |
| 4250 | 15.88 | 4250 | 16.13 | 4250 | 15.88 |
| 4500 | 15.07 | 4500 | 15.41 | 4500 | 15.39 |
| 4734 | 14.56 | 4615 | 15.13 | 4628 | 15.01 |
| 4750 | 14.47 | 4750 | 14.48 | 4750 | 14.5 |
| 5000 | 13.57 | 5000 | 13.59 | 5000 | 13.51 |
| 5250 | 12.75 | 5250 | 12.94 | 5250 | 12.81 |
| 5500 | 11.66 | 5500 | 12.15 | 5500 | 12.16 |
| 5750 | 10.87 | 5750 | 10.86 | 5750 | 11.2 |
| 6000 | 9.54 | 6000 | 9.93 | 6000 | 10.39 |
| 6250 | 9.34 | 6250 | 9.47 | 6250 | 9.76 |
| 6500 | 8.99 | 6500 | 9.22 | 6500 | 9.24 |
| 6750 | 8.75 | 6750 | 9.04 | 6750 | 9.13 |
| 7000 | 8.59 | 7000 | 8.81 | 7000 | 8.87 |
| 7250 | 8.42 | 7250 | 8.63 | 7250 | 8.88 |
| 7500 | 8.3 | 7500 | 8.38 | 7500 | 8.57 |
| 7750 | 8 | 7750 | 8.17 | 7750 | 8.27 |
| 8000 | 7.58 | 8000 | 7.67 | 8000 | 7.8 |
| 8250 | 7.02 | 8250 | 7.13 | 8250 | 7.27 |
| 8500 | 6.44 | 8500 | 6.73 | 8500 | 6.78 |
| 8750 | 5.84 | 8750 | 6.05 | 8750 | 6.25 |
| 9000 | 4.98 | 9000 | 5.28 | 9000 | 5.39 |
| 9250 | 4.18 | 9250 | 4.5 | 9250 | 4.77 |
| 9500 | 3.61 | 9500 | 3.82 | 9500 | 3.95 |
| 9750 | 3.23 | 9750 | 3.34 | 9750 | 3.49 |

| 17 gr - 9 N/mm | | | | | |
|----------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 7.03 | 2000 | 7.67 | 2000 | 9 |
| 2250 | 7.11 | 2250 | 7.6 | 2250 | 9.13 |
| 2500 | 8.28 | 2500 | 8.52 | 2500 | 9.78 |
| 2750 | 10.16 | 2750 | 10.02 | 2750 | 11.49 |
| 3000 | 12.32 | 3000 | 11.83 | 3000 | 13.04 |
| 3250 | 13.4 | 3250 | 13.26 | 3250 | 14.17 |
| 3500 | 14.36 | 3500 | 14.39 | 3500 | 14.99 |
| 3750 | 15.23 | 3750 | 15.22 | 3750 | 15.37 |
| 3958 | 15.45 | 3890 | 15.29 | 3983 | 15.43 |
| 4000 | 15.4 | 4000 | 15.2 | 4000 | 15.42 |
| 4250 | 14.66 | 4104 | 14.94 | 4250 | 14.93 |
| 4500 | 13.7 | 4250 | 13.94 | 4500 | 14.14 |
| 4750 | 13.21 | 4500 | 13.92 | 4750 | 13.46 |
| 5000 | 12.83 | 4750 | 13.12 | 5000 | 13.12 |
| 5186 | 12.42 | 5000 | 12.46 | 5126 | 12.98 |
| 5250 | 12.21 | 5250 | 11.36 | 5250 | 12.58 |
| 5500 | 11.45 | 5500 | 10.79 | 5500 | 11.98 |
| 5750 | 10.85 | 5750 | 10.17 | 5750 | 11.26 |
| 6000 | 10.19 | 6000 | 9.3 | 6000 | 10.61 |
| 6250 | 9.46 | 6250 | 8.94 | 6250 | 9.91 |
| 6500 | 9.08 | 6500 | 8.41 | 6500 | 9.27 |
| 6750 | 8.55 | 6750 | 7.99 | 6750 | 8.75 |
| 7000 | 8.32 | 7000 | 7.8 | 7000 | 8.5 |
| 7250 | 7.97 | 7250 | 7.67 | 7250 | 8.23 |
| 7500 | 7.71 | 7500 | 7.26 | 7500 | 8.04 |
| 7750 | 7.39 | 7750 | 6.88 | 7750 | 7.76 |
| 8000 | 6.88 | 8000 | 6.6 | 8000 | 7.16 |
| 8250 | 6.29 | 8250 | 6.03 | 8250 | 6.61 |
| 8500 | 5.81 | 8500 | 5.44 | 8500 | 6.1 |
| 8750 | 5.11 | 8750 | 4.57 | 8750 | 5.45 |
| 9000 | 4.05 | 9000 | 3.72 | 9000 | 4.51 |
| 9250 | 3.41 | 9250 | 3.07 | 9250 | 3.75 |
| 9500 | 3.02 | 9500 | 2.65 | 9500 | 3.32 |

| 17 gr - 9,5 N/mm | | | | | |
|------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 7.75 | 2000 | 6.49 | 2000 | 5.11 |
| 2250 | 7.74 | 2250 | 6.67 | 2250 | 5.42 |
| 2500 | 7.73 | 2500 | 7.68 | 2500 | 6.59 |
| 2750 | 9.42 | 2750 | 11.06 | 2750 | 9.12 |
| 3000 | 11.99 | 3000 | 12.68 | 3000 | 10.97 |
| 3250 | 13.62 | 3250 | 13.71 | 3250 | 12.53 |
| 3500 | 15.08 | 3500 | 14.37 | 3500 | 13.93 |
| 3606 | 15.2 | 3658 | 14.45 | 3750 | 14.71 |
| 3750 | 15.02 | 3750 | 14.4 | 3804 | 14.76 |
| 4000 | 14.91 | 4000 | 14.24 | 4000 | 14.54 |
| 4250 | 14.71 | 4250 | 13.98 | 4250 | 13.89 |
| 4500 | 14.2 | 4500 | 13.6 | 4500 | 13.81 |
| 4571 | 14.04 | 4650 | 13.29 | 4750 | 12.32 |
| 4750 | 13.42 | 4750 | 12.86 | 5000 | 11.45 |
| 5000 | 12.17 | 5000 | 11.79 | 5230 | 10.59 |
| 5250 | 11.24 | 5250 | 10.98 | 5250 | 9.49 |
| 5500 | 10.4 | 5500 | 10.22 | 5500 | 8.84 |
| 5750 | 9.98 | 5750 | 9.33 | 5750 | 8.29 |
| 6000 | 9.5 | 6000 | 8.78 | 6000 | 7.61 |
| 6250 | 8.81 | 6250 | 8.17 | 6250 | 7.00 |
| 6500 | 8.39 | 6500 | 7.96 | 6500 | 6.81 |
| 6750 | 7.96 | 6750 | 7.54 | 6750 | 6.64 |
| 7000 | 7.58 | 7000 | 7.13 | 7000 | 6.45 |
| 7250 | 7.54 | 7250 | 7.16 | 7250 | 6.27 |
| 7500 | 7.26 | 7500 | 7.07 | 7500 | 6.19 |
| 7750 | 7.09 | 7750 | 6.87 | 7750 | 5.82 |
| 8000 | 6.7 | 8000 | 6.62 | 8000 | 5.27 |
| 8250 | 6.32 | 8250 | 6.15 | 8250 | 4.70 |
| 8500 | 5.87 | 8500 | 5.52 | 8500 | 3.91 |
| 8750 | 5.09 | 8750 | 4.87 | 8750 | 3.13 |
| 9000 | 4.3 | 9000 | 3.82 | 9000 | 2.37 |

| 18 gr - 8,8 N/mm | | | | | |
|------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 10.72 | 2000 | 10.4 | 2000 | 9.98 |
| 2250 | 10.61 | 2250 | 10.4 | 2250 | 9.93 |
| 2500 | 11.12 | 2500 | 11.5 | 2500 | 9.88 |
| 2750 | 12.82 | 2750 | 13.32 | 2750 | 10.43 |
| 3000 | 13.54 | 3000 | 14.33 | 3000 | 12.09 |
| 3250 | 14.12 | 3250 | 15 | 3250 | 12.95 |
| 3500 | 14.59 | 3500 | 15.33 | 3500 | 13.88 |
| 3531 | 14.61 | 3705 | 15.51 | 3750 | 14.6 |
| 3750 | 14.33 | 3750 | 15.49 | 4000 | 15.24 |
| 4000 | 14.27 | 4000 | 15.4 | 4137 | 15.95 |
| 4250 | 13.78 | 4250 | 15.4 | 4250 | 16.15 |
| 4500 | 13.57 | 4411 | 15.04 | 4363 | 16.02 |
| 4750 | 13.4 | 4500 | 14.57 | 4500 | 15.75 |
| 5000 | 12.95 | 4750 | 13.61 | 4750 | 15.04 |
| 5002 | 12.95 | 5000 | 12.99 | 5000 | 14.22 |
| 5250 | 12.02 | 5250 | 12.2 | 5250 | 13.26 |
| 5500 | 11.07 | 5500 | 11.4 | 5500 | 12.42 |
| 5750 | 10.01 | 5750 | 10.39 | 5750 | 11.72 |
| 6000 | 9.28 | 6000 | 9.45 | 6000 | 10.6 |
| 6250 | 8.44 | 6250 | 8.87 | 6250 | 10.04 |
| 6500 | 8.05 | 6500 | 8.61 | 6500 | 9.03 |
| 6750 | 8 | 6750 | 8.37 | 6750 | 8.82 |
| 7000 | 7.78 | 7000 | 8.22 | 7000 | 8.86 |
| 7250 | 7.69 | 7250 | 8.12 | 7250 | 8.47 |
| 7500 | 7.36 | 7500 | 7.88 | 7500 | 8.15 |
| 7750 | 7.03 | 7750 | 7.52 | 7750 | 7.89 |
| 8000 | 6.59 | 8000 | 6.98 | 8000 | 7.38 |
| 8250 | 6.13 | 8250 | 6.48 | 8250 | 6.86 |
| 8500 | 5.65 | 8500 | 5.86 | 8500 | 6.32 |
| 8750 | 4.81 | 8750 | 5.18 | 8750 | 5.67 |
| 9000 | 4.13 | 9000 | 4.38 | 9000 | 4.85 |
| 9250 | 3.46 | 9250 | 3.68 | 9250 | 4.15 |
| 9500 | 2.88 | 9500 | 3.25 | 9500 | 3.55 |

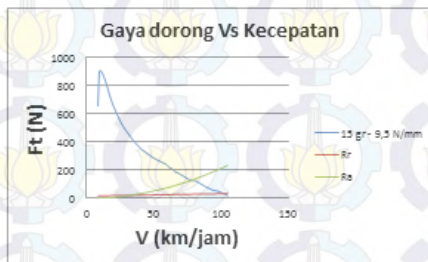
| 18 gr - 9 N/mm | | | | | |
|----------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 6.27 | 2000 | 8.51 | 2000 | 7.27 |
| 2250 | 6.8 | 2250 | 8.49 | 2250 | 7.23 |
| 2500 | 8.71 | 2500 | 8.72 | 2500 | 7.78 |
| 2750 | 11.53 | 2750 | 10.55 | 2750 | 10.36 |
| 3000 | 12.87 | 3000 | 12.42 | 3000 | 12.5 |
| 3250 | 13.7 | 3250 | 13.52 | 3250 | 13.88 |
| 3500 | 14.53 | 3500 | 14.3 | 3500 | 14.71 |
| 3750 | 15.26 | 3750 | 15.11 | 3750 | 15.39 |
| 3861 | 15.35 | 4000 | 15.52 | 4000 | 13.74 |
| 4000 | 15.33 | 4013 | 15.52 | 4047 | 15.75 |
| 4250 | 14.94 | 4250 | 15.2 | 4250 | 15.56 |
| 4500 | 14.51 | 4500 | 14.84 | 4475 | 15.02 |
| 4639 | 14.18 | 4536 | 14.75 | 4500 | 14.91 |
| 4750 | 13.69 | 4750 | 13.68 | 4750 | 13.69 |
| 5000 | 12.63 | 5000 | 13.13 | 5000 | 13.15 |
| 5250 | 11.97 | 5250 | 12.57 | 5250 | 12.55 |
| 5500 | 11.07 | 5500 | 11.83 | 5500 | 11.77 |
| 5750 | 10.19 | 5750 | 11.04 | 5750 | 11.09 |
| 6000 | 9.75 | 6000 | 10.45 | 6000 | 10.33 |
| 6250 | 9.43 | 6250 | 9.58 | 6250 | 10.04 |
| 6500 | 9.3 | 6500 | 9.39 | 6500 | 9.78 |
| 6750 | 8.89 | 6750 | 9.15 | 6750 | 9.36 |
| 7000 | 8.24 | 7000 | 8.66 | 7000 | 8.87 |
| 7250 | 8.03 | 7250 | 8.3 | 7250 | 8.51 |
| 7500 | 7.75 | 7500 | 7.96 | 7500 | 8.19 |
| 7750 | 7.46 | 7750 | 7.72 | 7750 | 7.98 |
| 8000 | 7.04 | 8000 | 7.23 | 8000 | 7.48 |
| 8250 | 6.45 | 8250 | 6.61 | 8250 | 6.93 |
| 8500 | 5.97 | 8500 | 6.2 | 8500 | 6.34 |
| 8750 | 5.2 | 8750 | 5.47 | 8750 | 5.76 |
| 9000 | 4.31 | 9000 | 4.65 | 9000 | 4.87 |
| 9250 | 3.59 | 9250 | 3.88 | 9250 | 4.16 |
| 9500 | 3.15 | 9500 | 3.39 | 9500 | 3.61 |
| 9750 | 2.71 | 9750 | 2.98 | 9750 | 3.2 |

| 18 gr - 9,5 N/mm | | | | | |
|------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| pengujian 1 | | pengujian 2 | | Pengujian 3 | |
| rpm | torsi | rpm | torsi | rpm | torsi |
| 2000 | 7.06 | 2000 | 7.2 | 2000 | 7.37 |
| 2250 | 7.06 | 2250 | 7.13 | 2250 | 7.37 |
| 2500 | 6.84 | 2500 | 6.69 | 2500 | 7.45 |
| 2750 | 8.55 | 2750 | 9.49 | 2750 | 9.57 |
| 3000 | 9.8 | 3000 | 11.25 | 3000 | 11.32 |
| 3250 | 11.39 | 3250 | 12.27 | 3250 | 12.48 |
| 3500 | 12.55 | 3500 | 12.82 | 3500 | 13.16 |
| 3750 | 13.54 | 3750 | 13.1 | 3750 | 13.7 |
| 4000 | 14.18 | 4000 | 13.39 | 4000 | 14.08 |
| 4141 | 14.38 | 4250 | 13.62 | 4250 | 14.32 |
| 4250 | 14.25 | 4313 | 13.63 | 4262 | 14.32 |
| 4500 | 13.55 | 4500 | 13.37 | 4500 | 14 |
| 4750 | 12.68 | 4750 | 13.14 | 4750 | 13.62 |
| 5000 | 12.19 | 5000 | 12.85 | 5000 | 13.08 |
| 5250 | 11.97 | 5250 | 12.53 | 5250 | 12.67 |
| 5250 | 11.9 | 5344 | 12.36 | 5349 | 12.5 |
| 5500 | 11.01 | 5500 | 11.93 | 5500 | 12.03 |
| 5750 | 10.58 | 5750 | 11.27 | 5750 | 11.25 |
| 6000 | 10 | 6000 | 10.65 | 6000 | 10.72 |
| 6250 | 9.46 | 6250 | 10.03 | 6250 | 10.27 |
| 6500 | 8.71 | 6500 | 9.45 | 6500 | 9.51 |
| 6750 | 8.18 | 6750 | 8.66 | 6750 | 9.03 |
| 7000 | 7.72 | 7000 | 8.31 | 7000 | 8.57 |
| 7250 | 7.57 | 7250 | 7.98 | 7250 | 8.36 |
| 7500 | 7.49 | 7500 | 7.83 | 7500 | 8.07 |
| 7750 | 7.12 | 7750 | 7.56 | 7750 | 7.85 |
| 8000 | 6.66 | 8000 | 7.05 | 8000 | 7.28 |
| 8250 | 6.38 | 8250 | 6.59 | 8250 | 6.71 |
| 8500 | 5.73 | 8500 | 5.98 | 8500 | 6.29 |
| 8750 | 4.95 | 8750 | 5.39 | 8750 | 5.62 |
| 9000 | 4.1 | 9000 | 4.57 | 9000 | 4.8 |
| 9250 | 3.42 | 9250 | 3.77 | 9250 | 4.09 |
| 9500 | 2.94 | 9500 | 3.19 | 9500 | 3.56 |
| 9750 | 2.54 | 9750 | 2.84 | 9750 | 3.14 |

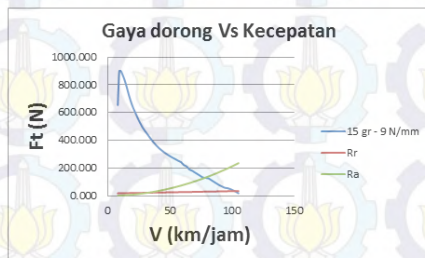
LAMPIRAN A.2. Urutan Kombinasi Pengujian Dynotest

| Nomor | Massa Roller | Konstanta Pegas |
|-------|--------------|-----------------|
| 1 | 15 gram | 9,5 N/mm |
| 2 | 17 gram | 9,5 N/mm |
| 3 | 18 gram | 9,5 N/mm |
| 4 | 18 gram | 9 N/mm |
| 5 | 17 gram | 9 N/mm |
| 6 | 15 gram | 9 N/mm |
| 7 | 15 gram | 8,8 N/mm |
| 8 | 17 gram | 8,8 N/mm |
| 9 | 18 gram | 8,8 N/mm |

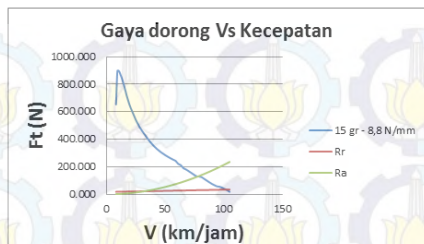
Lampiran B.1 Grafik Teoritis Gaya Dorong Vs Kecepatan



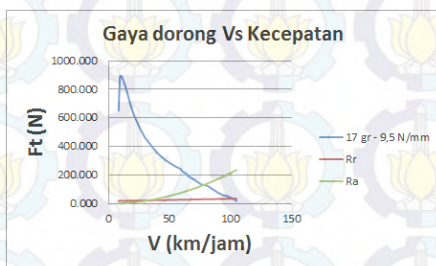
Gambar B.1 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 15 gram dan Pegas 9,5 N/mm



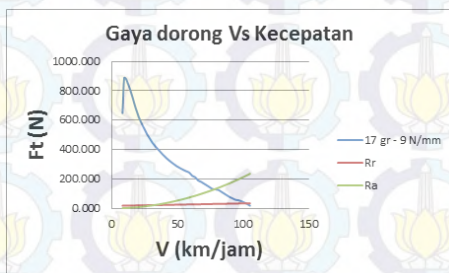
Gambar B.2 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 15 gram dan Pegas 9N/mm



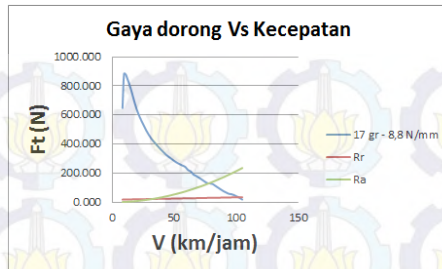
Gambar B.3 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 15 gram dan Pegas 8,8N/mm



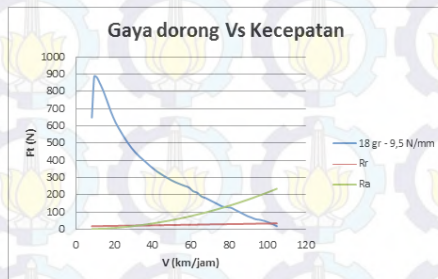
Gambar B.4 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 17 gram dan Pegas 9,5N/mm



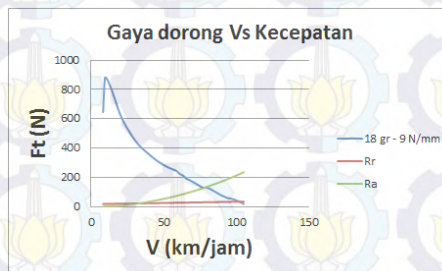
Gambar B.5 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 17 gram dan Pegas 9N/mm



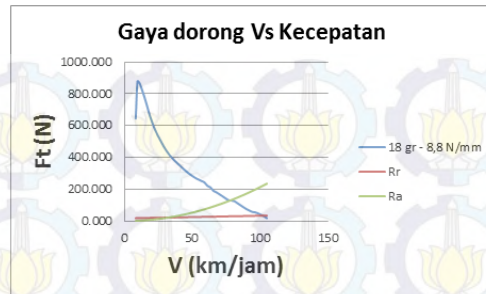
Gambar B.6 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 17gram dan Pegas 8,8N/mm



Gambar B.7 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 18gram dan Pegas 9,5N/mm

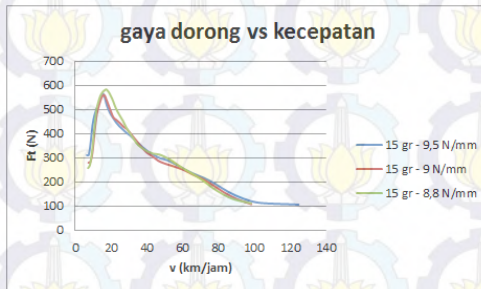


Gambar B.8 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 18gram dan Pegas 9 N/mm

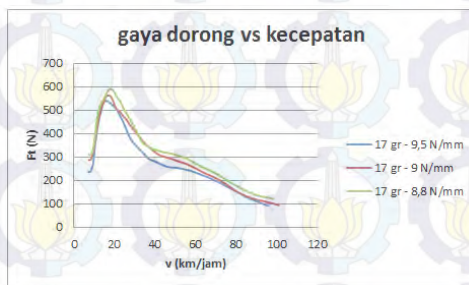


Gambar B.9 Grafik Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 18gram dan Pegas 8,8 N/mm

Lampiran C.1 Grafik Pengujian Gaya Dorong Vs Kecepatan Terhadap Variasi Konstanta Pegas

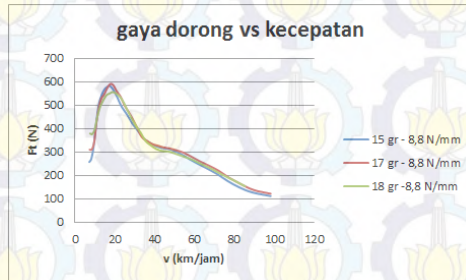


Gambar C.1 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 15 gram

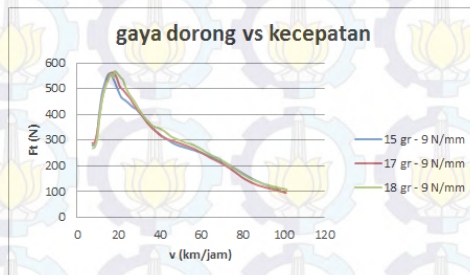


Gambar C.1 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Massa 17 gram

Lampiran C.2 Grafik Pengujian Gaya Dorong Vs Kecepatan Terhadap Variasi Massa Roller



Gambar C.3 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Pegas 8,8 N/mm



Gambar C.3 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Variasi Pegas 9 N/mm

Lampiran D. Gambar Pengujian



Gambar D.1 Penampil Data Hasil Dynotest



Gambar D.2 Proses Pergantian Roller dan Pegas



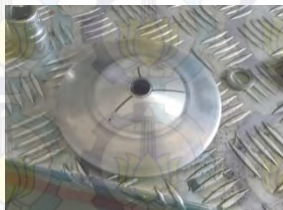
Gambar D.3 Tempat Pulley



Gambar D.4 Roller dan Tempat Roller



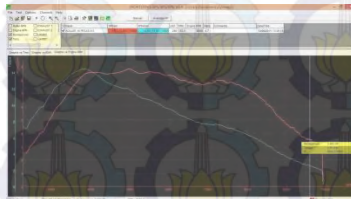
Gambar D.5 Driven Pulley



Gambar D.6 Tanda Perubahan Belt Pada Pulley



Gambar D.7 Pengujian Dynotest

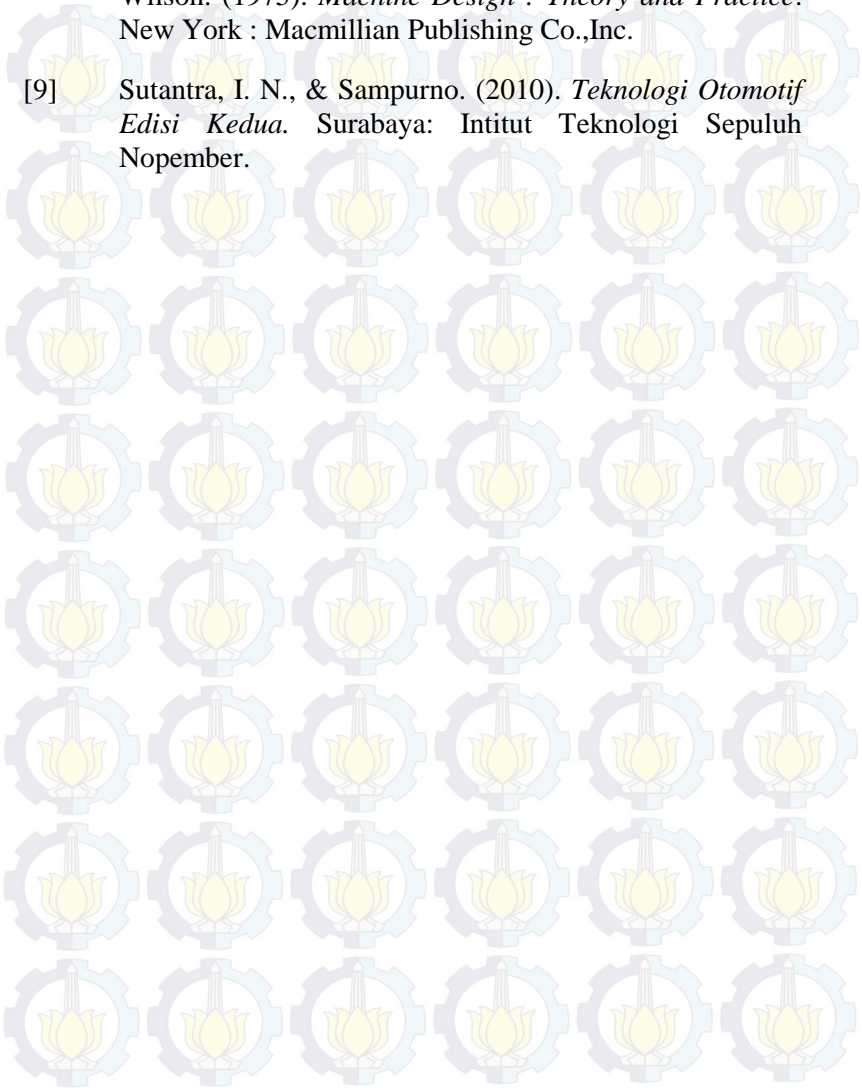


Gambar D.8 Software Pembaca Hasil Dynotest

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Prasetyo, Nanda Tito. (2014). *Analisa Perbandingan Performa Vario 125*. Tugas Akhir. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [2] Putranto, Bimo Bagus. (2015). *Studi Eksperimen Pengaruh Massa Roller Pada Continuous Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Kendaraan Vario 125 PGM-FI*. Tugas Akhir. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [3] Wiratmoko, Danan. (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*. Tugas Akhir. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [4] Anonim. (2014). *CVT pada Motor Matic*. Accessed at <http://a3tech.net/index.php/otomotif/15-cvt-pada-motor-matic-12>
- [5] Wijanarko. (2007). *Analisa Pengaruh Perubahan Massa Roller Penggerak Variator Pulley Pada Continuously Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Pada Sepeda Motor Yamaha Mio*. Tugas Akhir. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Anonim. (2014). *spesifikasi honda vario techno cbs 125 dan honda vario techno 125 terbaru*. Accessed at <http://www.astramotor.co.id/artikel/spesifikasi-honda-vario-techno-cbs-125-dan-honda-vario-techno-125-terbaru>
- [7] Anonim. (2009). *CVT rollers*. Accessed at <http://modernvespa.com/forum/topic42062>

- [8] Aaron D. Deutchman, Walter J. Michels, Charles E. Wilson. (1975). *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillian Publishing Co.,Inc.
- [9] Sutantra, I. N., & Sampurno. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Surabaya: Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.



BIODATA PENULIS



Muhammad Dwi Hariyanto – Lahir di Bloro pada tanggal 17 Februari 1991 merupakan anak bungsu dari dua bersaudara pasangan bapak Tarmuji dengan Ibu Juyatmi. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SDN Medalem 1. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 1 Menden pada tahun 2003-2006 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Cepu pada tahun 2006-2009. Penulis mengikuti ujian masuk jalur SNMPTN dan diterima di Jurusan Teknik

Mesin FTI-ITS pada tahun 2009 .

Selama menjadi mahasiswa penulis aktif dalam kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Setelah sempat menjadi asisten Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa, akhirnya penulis justru memilih bidang studi Desain. Dalam bidang kemahasiswaan penulis aktif menjadi pengurus organisasi dan bidang keolahragaan antara lain menjadi Staff Mesin Music Club dan Staff Departemen Hubungan Luar Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2010-2011, Kepala Departemen Hubungan Luar Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2011-2012, Extern Relation Manager ITS Team Sapuangin periode 2012-2013, Tim Futsal Mesin yang menjuarai ITS Futsal Championship tahun 2013 & 2014, Tim Futsal FTI yang menjuarai Pekan Olahraga Mahasiswa ITS 2014 dan Dies Natalis ke-54, dan menjadi pelatih Futsal Mesin 2014-2015. Untuk semua informasi dan saran dapat menghubungi penulis melalui email m.dwi.h7@gmail.com.