



TUGAS AKHIR - TM 184835

**PEMODELAN DINAMIK DAN ANALISIS
DRIVEABILITY KENDARAAN *OFF-ROAD*
BERPENGGERAK MOTOR LISTRIK DENGAN
SISTEM TRANSMISI CVT DAN DST**

**FARHAN ULA ADITYA
NRP 0211154000186**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Yohanes ST. , M.Sc.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019**



TUGAS AKHIR - TM 184835

**PEMODELAN DINAMIK DAN ANALISIS
DRIVEABILITY KENDARAAN *OFF-ROAD*
BERPENGGERAK MOTOR LISTRIK DENGAN
SISTEM TRANSMISI CVT DAN DST**

**FARHAN ULA ADITYA
NRP 0211154000186**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Yohanes ST. , M.Sc.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019**

FINAL PROJECT - TM 184835

**DYNAMIC MODELLING AND DRIVEABILITY
ANALYSIS OF OFF-ROAD VEHICLE ELECTRIC
MOTOR DRIVEN WITH CVT AND DST
TRANSMISSION SYSTEM**

**FARHAN ULA ADITYA
NRP 02111540000186**

**Academic Advisor:
Dr. Eng. Yohanes ST. , M.Sc.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL ENGINEERING
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2019**

**PEMODELAN DINAMIK DAN ANALISIS
DRIVEABILITY KENDARAAN OFF-ROAD
BERPENGGERAK MOTOR LISTRIK DENGAN
SISTEM TRANSMISI CVT DAN DST**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FARHAN ULA ADITYA

NRP. 02111540000186

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Yohanes, ST, MSc.
NIP. 198006272012121003 (Pembimbing)
2. Alief Wikarta, ST, MSc.Eng. Ph.D.
NIP. 198202102006041002 (Penguji I)
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D.
NIP. 195106051978031002 (Penguji II)
4. Ari Kurniawan Saputra, ST., MT.
NIP. 198604012015041001 (Penguji III)

SURABAYA

NOVEMBER, 2019

PEMODELAN DINAMIK DAN ANALISIS *DRIVEABILITY* KENDARAAN *OFF-ROAD* BERPENGGERAK MOTOR LISTRIK DENGAN SISTEM TRANSMISI CVT DAN DST

Nama : Farhan Ula Aditya
NRP : 02111540000186
Jurusan : S-1 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Yohanes, ST, M.Sc

ABSTRAK

Perkembangan teknologi sangatlah pesat. Kendaraan listrik kini semakin banyak diproduksi karena jumlah peminatnya yang semakin tinggi. Begitu pula kendaraan dengan sistem transmisi otomatis yang kian diminati. Salah satu sistem transmisi otomatis yang paling diminati adalah continuously variable transmission (CVT). Meskipun peminat kendaraan dengan penggerak motor listrik dan kendaraan dengan sistem transmisi CVT kini meningkat, kenyataannya belum banyak kendaraan yang menerapkan kombinasi dari kedua komponen tersebut. Umumnya kendaraan listrik yang ada sekarang ini menggunakan sistem transmisi fix gear seperti dual-speed transmission (DST) yang dirasa lebih sesuai dengan karakteristik motor listrik. Untuk itu perlu dilakukan penelitian terlebih dahulu terhadap performa kendaraan dengan kombinasi CVT maupun DST dengan motor listrik untuk dapat dianalisis perbandingan performa antara keduanya. Dalam penelitian ini dipilih Mobil Fin Komodo sebagai objek amatan karena telah menggunakan penggerak berupa motor listrik dan sistem transmisi CVT maupun DST.

Dalam penelitian ini akan dilakukan tiga tahapan penelitian. Tahapan pertama adalah pengumpulan data-data sebagai variabel perhitungan penelitian dengan pengukuran, pengujian, maupun simulasi. Tahap ke dua adalah membuat pemodelan dinamik kendaraan arah longitudinal menggunakan Simulink baik kendaraan dengan CVT maupun dual-speed

transmission (DST) sebagai pembandingnya. Tahap ketiga yaitu melakukan simulasi dari model dinamik yang telah disusun dan melakukan analisis untuk mengetahui driveability masing-masing kendaraan.

Dari penelitian ini diperoleh hasil Kendaraan off-road dengan CVT mampu mencapai kecepatan maksimum 81,7 km/h, kemampuan tanjak maksimum 18°, serta kemampuan akselerasi dan tanjak yang lebih baik dari DST pada kecepatan tinggi (di atas 44,5 km/h). Kendaraan off-road dengan DST mampu mencapai kecepatan maksimum 55,7 km/h, kemampuan tanjak maksimum 26,67°, serta kemampuan akselerasi dan tanjak yang lebih baik dari CVT pada kecepatan rendah (di bawah 44,5 km/h). Sistem transmisi DST lebih sesuai untuk digunakan untuk kendaraan off-road berpengerak motor listrik, karena memiliki driveability yang lebih baik dari CVT yang ada pada rentang laju kendaraan yang rendah. Namun CVT dengan desain modifikasi 2 (diameter puli sekunder 0,15 m) mampu menghasilkan driveability lebih baik dari DST sehingga lebih sesuai untuk kendaraan off-road berpengerak motor listrik.

Kata kunci : Continuously Variable Transmission (CVT), Dual Speed Transmission (DST), pemodelan dinamik, driveability.

***DYNAMIC MODELLING AND DRIVEABILITY ANALYSIS
OF OFF-ROAD VEHICLE ELECTRIC MOTOR DRIVEN
WITH CVT AND DST TRANSMISSION SYSTEM***

Name : Farhan Ula Aditya
NRP : 02111540000186
Departement : *Mechanical Engineering FTI-ITS*
Academic Advisor : Dr. Eng. Yohanes ST. , M.Sc.

ABSTRACT

The development of technology is very rapid. Electric vehicles are now being produced more and more because of the higher demand. Similarly, vehicles with automatic transmission systems are increasingly in demand. One of the most popular automatic transmission systems is the continuously variable transmission (CVT). Although the enthusiasts of vehicles with electric motor drives and vehicles with CVT transmission systems are now increasing, the reality is that not many vehicles have implemented a combination of this two components. Generally, electric vehicles that exist today use a fixed gear transmission system such as dual-speed transmission (DST) which is felt to be more in line with the characteristics of an electric motor. For this reason, it is necessary to do a research about the performance of the electric vehicle with a combination of CVT and DST to analyze the performance comparison between them. In this study, the Fin Komodo Car was chosen as the object of observation because it has used an electric motor and a CVT and DST as the transmission system.

In this research, three stages of research will be conducted. The first stage is the collection of data as a research calculation variable by measurement, testing, and simulation. The second stage is to make a dynamic modeling of longitudinal vehicles using Simulink for both vehicles with CVT and dual-speed transmission (DST) as a comparison. The third stage is to simulate the dynamic models that have been prepared and then conduct an analysis to determine the driveability of each vehicle.

From this study, the results of off-road electric vehicles with CVT can reach a maximum speed of 81.7 km/h, maximum gradeability up to 18°, and better acceleration and grade capability than DST at high speeds (above 44.5 km/h) . While off-road electric vehicles with DST are able to reach a maximum speed of 54.5 km/h, a maximum gradeability of 26.67°, as well as better acceleration and grade capabilities than CVT at low speeds (under 45.5 km/h). The DST transmission system is more suitable for off-road vehicles that are driven by electric motors, because it has better driveability than the CVT in the low speed vehicle range. But the modified CVT 2 design (secondary pulley's diameter is 0.15 m) is able to produce better driveability than DST so that it is more suitable for off-road vehicles driven by electric motors.

Keywords: Continuously Variable Transmission (CVT), Dual Speed Transmission (DST), dynamic modelling, driveability

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Ir. Masrizal dan Ibu Retno Widyandari, orangtua penulis dan keluarga besar yang selalu memberikan dukungan dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Eng. Yohanes, ST. M.Sc., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D., Bapak Alief Wikarta, ST. M.Sc.Eng, Ph.D., Bapak Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST. M.Eng.Sc., dan Bapak Ari Kurniawan, ST. MT., yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Suwarno, ST. M.Sc. Ph.D, selaku dosen wali.
5. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.

6. Seluruh rekan-rekan Laboratorium Otomotif yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
7. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin ITS 2015 M58 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
8. Seluruh Keluarga Mesin Music Club ITS khususnya MMC angkatan 2015 dan Rekan-rekan BPH 2017/2018 yang tak henti-hentinya memberikan semangat kepada penulis.
9. Seluruh Keluarga ITS Team Sapuaring khususnya kepengurusan 2018/2019 yang tak henti-hentinya memberikan dukungan kepada penulis.
10. Dea Santi Alqurwani yang telah turut membantu dan memberi semangat kepada penulis
11. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu satu

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

DAFTAR ISI

ABSTRAK	
ABSTRACT	
KATA PENGANTAR	
DAFTAR ISI	
DAFTAR GAMBAR	
DAFTAR TABEL	
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	
1.2 Perumusan Masalah.....	
1.3 Tujuan Penelitian.....	
1.4 Batasan Masalah.....	
1.5 Manfaat Penelitian.....	
1.6 Sistematika Laporan	
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Terdahulu.....	
2.2 Motor Listrik	
2.3 Sistem Transmisi	
2.3.1 Transmisi Manual.....	
2.3.2 Transmisi Otomatis	
2.4 <i>Continuously Variable Transmission (CVT)</i>	
2.4.1 Cara Kerja CVT.....	
2.4.2 Komponen CVT	
2.4.2.1 Puli Penggerak / Puli Primer (<i>Driver Pulley / Primary Pulley</i>).....	19
2.4.2.2 Puli yang Digerakkan / Puli Sekunder (<i>Driven Pulley / Secondary Pulley</i>).....	22
2.4.2.3 Sabuk Penghubung (<i>V-Belt</i>)	25
2.4.3 Karakteristik CVT	
2.5 Penggerak Akhir (<i>Final Drive</i>)	
2.6 Gaya Sentrifugal.....	
2.7 Kinematika Pegas Heliks Tekan.....	

2.8	Analisa Gaya Pada Komponen CVT	
2.8.1	Analisa Gaya Pada <i>Pulley</i>	
2.8.2	Analisa Gaya Pada <i>Belt</i>	
2.8.3	Analisa Gaya Pada <i>Roller</i>	
2.8.4	Analisa Gaya Pada <i>Driven Pulley</i> akibat Tekanan Pegas.....	
2.9	Dinamika Kendaraan.....	
2.9.1	Gaya Hambat Kendaraan	
2.9.1.1	Gaya Hambat Angin (<i>Drag Force</i>).....	40
2.9.1.2	Gaya Hambat Rolling (Rolling Resistance)	41
2.9.1.3	Gaya Hambat Tanjakan.....	43
2.9.2	Gaya Dorong Kendaraan.....	
2.10	Kecepatan dan Percepatan Kendaraan	
2.11	Tanjakan Maksimum (θ_{max})	
2.12	Karakteristik Transmisi Kendaraan.....	
2.13	Dynotest	
2.14	Simulink	

BAB III METODOLOGI

3.1	Diagram Alir Penelitian	
3.2	Diagram Alir Pengujian	
3.3	Diagram Alir Perhitungan	
3.3.1	Menghitung Gaya Hambat Kendaraan.....	
3.3.2	Menghitung Rasio Transmisi CVT	
3.3.3	Menghitung <i>Driveability</i> Kendaraan.....	
3.4	Pengumpulan Data	
3.4.1	Pengambilan Data Motor Listrik.....	
3.4.2	Pengambilan Data <i>Continuously Variable Transmission</i> (CVT).....	
3.4.3	Pengambilan Data <i>Dual-Speed Transmission</i> (DST).....	

3.4.4	Pengambilan Data Variabel Perhitungan Gerak Dinamis Kendaraan
3.5	Model Dinamik Kendaraan
3.5.1	Model Dinamik Kendaraan dengan CVT (Simulink).....
3.5.2	Model Dinamik Kendaraan dengan DST (Simulink).....
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	
4.1	Hasil Penelitian.....
4.1.1	Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Bawaan
4.1.2	Kinerja Traksi Kendaraan dengan DST
4.1.3	Kecepatan dan Akselerasi Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST
4.1.4	Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT vs DST.....
4.2	Pembahasan
4.2.1	Perbandingan <i>Driveability</i> Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST
4.2.2	Kesesuaian CVT dan DST dengan Kendaraan <i>Off-Road</i> Berpenggerak Motor Listrik
4.2.3	Peningkatan Performa dengan Modifikasi CVT
4.2.4	Validasi Model Dinamik
BAB V PENUTUP	
5.1	Kesimpulan.....
5.2	Saran
DAFTAR PUSTAKA	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Prediksi Penjualan Kendaraan Bertenaga Listrik [7].....	
Gambar 1. 2 Perbandingan Penjualan Mobil Berdasarkan Transmisi [11]	
Gambar 2. 1 Tabel Konsumsi Listrik per 100 km untuk E-class dan B-class PEVs [8].....	
Gambar 2. 2 Tabel Penghematan Biaya Manufaktur untuk Kendaraan Listrik <i>E-class</i> dan <i>B-class</i> [8].....	
Gambar 2. 3 Karakteristik Performa Traksi Motor Listrik [5]	
Gambar 2. 4 Transmisi Manual [1].....	
Gambar 2. 5 Prinsip Dasar Rasio Gear [9]	
Gambar 2. 6 Transmisi Otomatis Konvensional [2]	
Gambar 2. 7 Konstruksi CVT [6]	
Gambar 2. 8 <i>Primary Pulley</i> [6]	
Gambar 2. 9 Konstruksi <i>Roller</i> pada <i>Primary Pulley</i> [6].....	
Gambar 2. 10 <i>Secondary Pulley</i> [6].....	
Gambar 2. 11 Konstruksi Pegas pada <i>Secondary Pulley</i> [6]	
Gambar 2. 12 Konstruksi Torsi Cam pada <i>Secondary Pulley</i> [6]	
Gambar 2. 13 V-Belt [6].....	
Gambar 2. 14 Kurva Perbandingan RPM vs Kecepatan Kendaraan dengan Transmisi Manual dan CVT [6]	
Gambar 2. 15 <i>Final Drive</i> [6].....	
Gambar 2. 16 Dimensi Penampang Pegas Heliks Tekan [6]	
Gambar 2. 17 Kondisi Pegas dengan Beban Kerja [6].....	
Gambar 2. 18 Gaya-gaya yang Bekerja pada <i>Pulley</i> [6]	
Gambar 2. 19 Gaya-Gaya yang Bekerja pada <i>Belt</i> [6].....	
Gambar 2. 20 Gaya-Gaya yang Bekerja pada <i>Roller</i> [6]	
Gambar 2. 21 Gaya-gaya yang Bekerja pada <i>Roller</i> [6]	
Gambar 2. 22 Diagram Benda Bebas Kendaraan pada Jalan Datar	

Gambar 2. 23 Grafik Pengaruh Tekanan Ban pada f_o dan f_s [10]	
Gambar 2. 24 Diagram Benda Bebas Kendaraan Saat Menanjak	
Gambar 2. 25 Skema Aliran Daya Dari Mesin ke Roda [9].....	
Gambar 2. 26 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan Penumpang (Manual Transmission) [9]	
Gambar 2. 27 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan Penumpang CVT [9]	
Gambar 2. 28 <i>Base Dynamometer</i>	
Gambar 2. 29 <i>Chassis Dynamometer</i> [3].....	
Gambar 2. 30 Contoh <i>Simulink Block</i>	
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian Tugas Akhir	
Gambar 3. 2 Diagram Alir Pengujian <i>dynotest</i>	
Gambar 3. 3 Skema pengujian <i>base dynamometer</i>	
Gambar 3. 4 Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat	
Gambar 3. 5 Diagram Alir Perhitungan Rasio Transmisi CVT	
Gambar 3. 6 Diagram Alir Perhitungan Driveability Kendaraan	
Gambar 3. 7 Perangkat Uji dan Controller dynotest	
Gambar 3. 8 Skema Pengujian	
Gambar 3. 9 Grafik Hasil Uji Dynotest (PUI SKO ITS)	
Gambar 3. 10 Grafik Torque-Power Motor Listrik 10 kW	
Gambar 3. 11 Skema Pengukuran Konstanta Pegas	
Gambar 3. 12 Grafik Gaya Tekan terhadap Defleksi Pegas.....	
Gambar 3. 13 Sketsa Gerak Roller CVT	
Gambar 3. 14 Hasil Pengujian Gerak Roller CVT.....	
Gambar 3. 15 Grafik y_m terhadap x	
Gambar 3. 16 Grafik r terhadap x	
Gambar 3. 17 Pengukuran Massa Roller CVT	
Gambar 3. 18 Hasil Simulasi Koefisien Drag Menggunakan Ansys Workbench	
Gambar 3. 19 Model Dinamik Kendaraan dengan CVT	
Gambar 3. 20 Model Dinamik Kendaraan dengan DST	
Gambar 4. 1 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Bawaan	

Gambar 4. 2 Kinerja Traksi Kendaraan dengan DST
Gambar 4. 3 Perbandingan Kecepatan Kendaraan dengan CVT
Bawaan vs DST
Gambar 4. 4 Perbandingan Kemampuan Tanjak Kendaraan
dengan CVT Bawaan vs DST
Gambar 4. 5 Perbandingan Kinerja Traksi dan Putaran Motor
pada Kendaraan dengan CVT vs DST
Gambar 4. 6 Gaya Traksi vs Gaya Hambat Kendaraan dengan
CVT Bawaan
Gambar 4. 7 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Modifikasi 1
Gambar 4. 8 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Modifikasi 2.....

DAFTAR TABEL

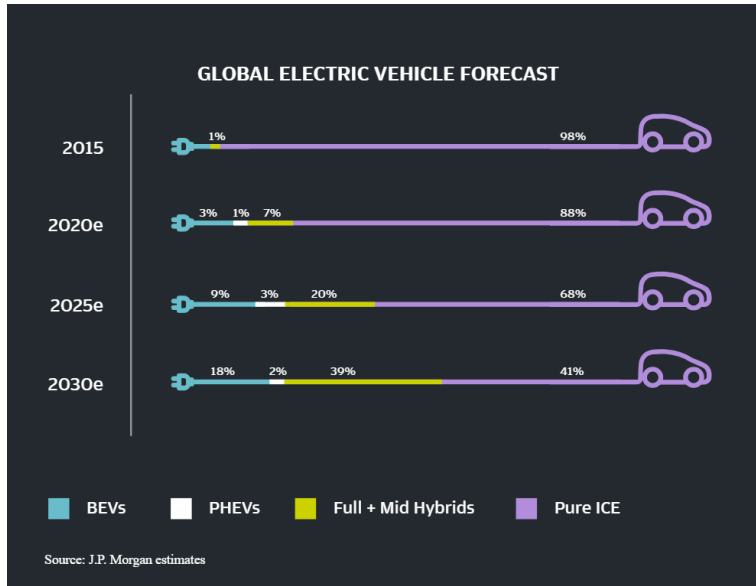
Tabel 2. 1 Perbandingan Jenis-Jenis Sistem Transmisi	
Tabel 2. 2 Spesifikasi Pegas [6]	
Tabel 2. 3 Koefisien Hambat Aerodinamis Kendaraan [9]	
Tabel 2. 4 Nilai Rata-rata dari Koefisien Hambatan Rolling untuk Berbagai Jenis dan Berbagai Kondisi Jalan [9]	
Tabel 3. 1 Spesifikasi Mobil Off-Road Fin Komodo.....	
Tabel 3. 2 Hasil Pengukuran Konstanta Pegas	
Tabel 3. 3 Hasil Pengukuran Pengujian Gerak Roller CVT.....	
Tabel 3. 4 Spesifikasi CVT	
Tabel 3. 5 Variabel Perhitungan	
Tabel 4. 1 Perbandingan Kecepatan dan Akselerasi Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST.....	
Tabel 4. 2 Perbandingan Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST.....	
Tabel 4. 3 Kesesuaian Sistem Transmisi CVT vs DST Pada Mobil Off-Road Berpenggerak Motor Listrik	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

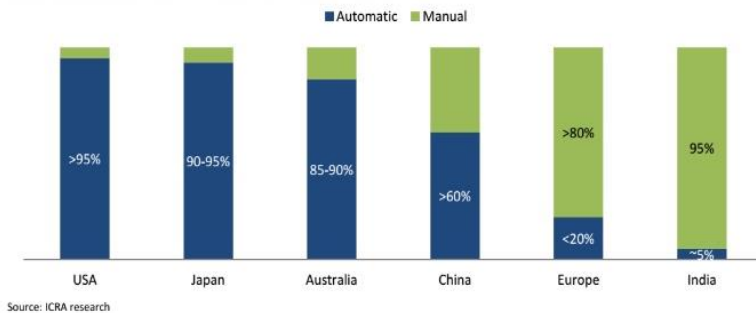
BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi kini kian pesat. Salah satunya perkembangan teknologi dalam bidang otomotif. Sekarang ini mulai terjadi pergeseran-pergeseran segmen dalam bidang otomotif. Dari segi sistem penggerak, kendaraan dengan mesin pembakaran dalam kini mulai tergeser perlahan-lahan dengan adanya kendaraan berpengerak motor listrik. Kendaraan listrik dirasa mampu menghemat penggunaan bahan bakar dan juga mengurangi polusi. Fenomena ini terbukti dengan *forecast* dari J.P. Morgan pada Gambar 1.1 Prediksi Penjualan Kendaraan Bertenaga Listrik, yang mana pada tahun 2030 nanti diperkirakan penjualan kendaraan tenaga listrik akan mencapai angka lebih dari 59% total penjualan kendaraan yang ada. Selain itu, terjadi juga pergeseran dalam segi transmisi kendaraan. Kendaraan dengan transmisi otomatis kini lebih diminati dibandingkan kendaraan dengan transmisi manual. Hal ini terbukti dengan data yang diperoleh *Indian Microfinance Sector (ICRA)* pada Gambar 1.2 Perbandingan Penjualan Mobil Berdasarkan Transmisi, yang menunjukkan bahwa jumlah pengguna kendaraan pada negara-negara maju seperti USA, Jepang, dan Australia yang memilih mobil dengan transmisi otomatis mencapai lebih dari 85%.



Gambar 1. 1 Prediksi Penjualan Kendaraan Bertenaga Listrik [7]



Gambar 1. 2 Perbandingan Penjualan Mobil Berdasarkan Transmisi [11]

Meskipun kendaraan berpengerak motor listrik dan kendaraan dengan sistem transmisi otomatis (CVT) semakin diminati, kenyataannya kombinasi antara keduanya masih menjadi perdebatan. Ada pendapat yang mengatakan motor listrik

tidak memerlukan sistem transmisi karena kurva traksi dari motor listrik sudah ideal dengan torsi maksimum di awal dan akan menurun dengan halus seiring peningkatan putaran motor. Namun ada juga pendapat yang mengatakan bahwa penambahan CVT pada motor listrik mampu membuat motor listrik bisa bekerja pada daerah peta efisiennya. Sehingga penambahan sistem transmisi pada kendaraan berpengerak motor listrik dirasa masih perlu untuk bisa meningkatkan efisiensi konsumsi daya pada kendaraan.

Pada kondisi aktualnya, sistem transmisi yang banyak digunakan pada kendaraan berpengerak motor listrik adalah sistem transmisi *fix gear* baik dengan satu tingkat kecepatan (*single-speed transmission*), dua tingkat kecepatan (*dual-speed transmission*), maupun banyak tingkat kecepatan (*multi-speed transmission*). Seperti pada mobil Tesla Model S, Tesla Model X, Tesla Model 3, dan juga pada BMW i3. Sedangkan, pada hasil penelitian Jiageng Ruan (2018) dengan judul *Development of continuously variable transmission and multi-speed dual clutch transmission for pure electric vehicle*, menunjukkan bahwa transmisi CVT lebih baik dari pada *single-speed transmission* maupun *multi-speed transmission* untuk dipasang pada kendaraan berpengerak motor listrik dalam segi konsumsi listrik dan juga biaya konstruksinya. Hanya saja, CVT memiliki kekurangan dalam segi efisiensi kerja dibandingkan dengan sistem transmisi *multi-speed*. CVT yang bekerja menggunakan prinsip gesekan antara *belt* dan *pulley* ini rentan mengalami *slip*. Hal ini menyebabkan CVT kurang responsif dibandingkan dengan sistem transmisi *single-speed transmission* maupun *multi-speed transmission*.

Kombinasi antara motor listrik sebagai penggerak dan CVT sebagai sistem transmisi pada suatu kendaraan masih perlu dianalisis lebih dalam lagi untuk bisa mengetahui kesesuaian antara keduanya. CVT yang mampu menjaga motor bekerja pada daerah efisiennya belum tentu mampu menyalurkan torsi dari motor listrik yang cenderung memiliki torsi tinggi. Sehingga

kombinasi kendaraan berpengerak motor listrik dengan CVT yang mampu menghemat dalam segi konsumsi daya dan biaya konstruksi belum tentu mampu menghasilkan *driveability* yang baik bagi kendaraan. Terlebih lagi apabila kombinasi tersebut akan diterapkan pada kendaraan yang membutuhkan torsi besar dan respon cepat seperti mobil *off-road*. Hasil analisis *driveability* mobil listrik dengan CVT tersebut juga perlu dibandingkan dengan performa *driveability* mobil listrik apabila menggunakan *multi-speed transmission* agar penggunaan CVT pada mobil listrik dapat dinilai tidak hanya dari segi efisiensi yang dihasilkan namun juga dari performa yang dapat dihasilkan antara keduanya.

Objek yang dipilih untuk dianalisis pada penelitian ini adalah mobil Fin Komodo. Dimana mobil Fin Komodo sendiri merupakan mobil *off-road unconventional* berjenis *cruiser* dengan sistem transmisi CVT dan *dual-speed transmission* (DST). Mobil tersebut merupakan mobil buatan Indonesia yang dirancang bangun khusus untuk menangani medan alam Indonesia. Mobil ini memiliki fungsi untuk penjelajahan, survey, ataupun pengawasan. Sehingga penulis berharap hasil dari tugas akhir ini nantinya dapat menjadi referensi maupun acuan dalam pengembangan mobil Fin Komodo dan mampu membantu mendorong kemajuan Indonesia.

1.2 Perumusan Masalah

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

1. Bagaimana *driveability* kendaraan dengan CVT berdasarkan grafik kecepatan, akselerasi, dan kemampuan tajak kendaraan?
2. Bagaimana *driveability* kendaraan dengan DST berdasarkan grafik kecepatan, akselerasi, dan kemampuan tajak kendaraan?
3. Bagaimana kesesuaian sistem transmisi CVT dan DST terhadap kendaraan *off-road* berpengerak motor listrik?

1.3 Tujuan Penelitian

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

1. Mengetahui *driveability* kendaraan dengan CVT berdasarkan grafik kecepatan, akselerasi, dan kemampuan tanjak kendaraan.
2. Mengetahui *driveability* kendaraan dengan DST berdasarkan grafik kecepatan, akselerasi, dan kemampuan tanjak kendaraan.
3. Mengetahui kesesuaian sistem transmisi CVT dan DST terhadap kendaraan *off-road* berpengerak motor listrik.

1.4 Batasan Masalah

Adapun beberapa batasan masalah yang digunakan dalam pengerjaan proposal tugas akhir ini antara lain:

1. Kendaraan yang dianalisa adalah Fin Komodo bertenaga listrik dengan transmisi CVT (*final drive* = 5) dan DST
2. Motor listrik yang digunakan pada mobil adalah motor BLDC 10 kW dengan *wide open throttle* (100%) dan tidak dipengaruhi faktor lingkungan
3. Massa kendaraan 570 kg dan satu pengemudi dengan massa 80 kg
4. *Slip* dan *losses* dari sistem diabaikan
5. Kecepatan angin = 18 m/s

1.5 Manfaat Penelitian

Dengan adanya penelitian ini diharapkan mampu mengembangkan penelitian kombinasi antara motor listrik dengan CVT maupun DST, dapat dijadikan media pembelajaran CVT dan DST, serta dapat menjadi acuan dalam melakukan penelitian dan pengembangan mobil Fin Komodo selanjutnya.

1.6 Sistematika Laporan

Sistematika penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab 1 Pendahuluan, bab ini berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penelitian, dan sistematika laporan.
2. Bab 2 Tinjauan Pustaka, bab ini berisi dasar – dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.
3. Bab 3 Metodologi, bab ini berisi urutan langkah – langkah analisa cara pengujian dan penghitungan performa kendaraan.
4. Bab 4 Analisa Data dan Pembahasan, bab ini berisi analisa data hasil simulasi model dinamik kendaraan serta pembahasan terkait *driveability* masing masing jenis transmisi dan perbandingan antara keduanya.
5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran, bab ini berisi kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran-saran untuk membuat penelitian ini lebih baik.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Telah dilakukan penelitian tentang *Development of Continuously Variable Transmission and Multi-Speed Dual-Clutch Transmission for Pure Electric Vehicle* yang dilakukan oleh Ruan, Jiageng, Walker, Paul D. Wu, Jinglai. Zhang, Nong. dan Zhang, Bangji. (2018). Artikel ini membandingkan efisiensi kendaraan tenaga listrik (PEV) jenis *B-class* dan juga *E-class* dengan beberapa jenis sistem transmisi yaitu *multi-speed dual-clutch transmission* dan *continuously variable transmissions*.

Dari penelitian yang sudah dilakukan dengan perhitungan dan simulasi, diketahui bahwa *continuously variable transmissions* memiliki efisiensi kerja paling baik serta penghematan biaya dalam manufaktur terbaik juga baik pada segmen mobil *B-class* maupun *E-class* dibandingkan sistem transmisi *dual-clutch* dengan *single-speed*, *two-speed*, *three-speed*, maupun *four-speed*. Hal tersebut dapat dilihat dari hasil tabel pada Gambar 2.1 Tabel Konsumsi Listrik per 100 km untuk E-class dan B-class PEVs dan Gambar 2.2 Tabel Penghematan Biaya Manufaktur untuk Kendaraan Listrik E-class dan B-class berikut:

Table 4. Consumed electricity per 100 km of B-Class PEVs.

kWh/100 km	One-speed	Two-speed	Three-speed	Four-speed	CVT
City	10.3	9.04	8.74	9.10	7.02
Highway	11.6	9.4	9.1	8.9	8.07
Combined cycle	11.0	9.2	8.9	9.0	7.6
Energy utilizing rate improvement (%)	0	+ 16.4	+ 3.3	-1.1	+ 17.4
Required battery capacity for 200-km range ^a (kWh)	28	23	23	23	18

CVT: continuously variable transmission.

^aThe actual operating life of the battery is affected by a lot of factors, such as charging and discharging rates, depth of discharge (DOD), and other conditions such as temperature. In addition, a normal 80% DOD is preferred in automobile application to effectively extend battery life cycle. Therefore, a 20% battery capacity design redundancy is included in this study. The required battery capacity, consequently, can be achieved.

Table 5. Consumed electricity per 100 km of E-Class PEVs.

kWh/100 km	One-speed	Two-speed	Three-speed	Four-speed	CVT
City	18.8	17.0	17.1	16.0	13.2
Highway	17.1	15.5	15.6	14.5	14.1
Combined cycle	17.8	16.1	16.2	15.1	13.6
Energy utilizing rate improvement (%)	0	9.6	-0.6	6.8	24
Required battery capacity for 200-km range ^a (kWh)	45	41	41	38	34

CVT: continuously variable transmission.

^aThe actual operating life of the battery is affected by a lot of factors, such as charging and discharging rates, depth of discharge (DOD), and other conditions such as temperature. In addition, a normal 80% DOD is preferred in automobile application to effectively extend battery life cycle. Therefore, a 20% battery capacity design redundancy is included in this study. The required battery capacity, consequently, can be achieved.

Gambar 2. 1 Tabel Konsumsi Listrik per 100 km untuk E-class dan B-class PEVs [8]

Table 7. Cost saving in electricity and battery components manufacturing for B-Class PEV.

Cost changing (US\$)	One-speed	Two-speed	Three-speed	Four-speed	CVT
Battery components	0	-4000	-4000	-4000	-8000
Electricity for 250,000 km ^a	0	-1666	-1944	-1852	-2550
Transmission	0	+ 595	+ 660	+ 707	+ 822
Total cost save by additional gears	0	-5099	-5284	-5145	-9728

CVT: continuously variable transmission.

^aThe charging efficiency with Level 2 standard voltage is 81%,⁴² as a result of same 90% efficiency for both plug-in charger and lithium-ion battery charge/discharge.²⁸

Table 8. Cost saving in electricity and battery components manufacturing for E-Class BEV.

	One-speed	Two-speed	Three-speed	Four-speed	CVT
Battery components	0	-3200	-3200	-5600	-11,000
Electricity for 250,000 km ^a	0	-1574	-1481	-2500	-3150
Transmission	0	+ 959	+ 1055	+ 1139	+ 1333
Total cost save by additional gears	0	-3815	-3626	-6961	-12,817

CVT: continuously variable transmission.

^aThe charging efficiency with Level 2 standard voltage is 81%,⁴² as a result of same 90% efficiency for both plug-in charger and lithium-ion battery charge/discharge.²⁸

Gambar 2. 2 Tabel Penghematan Biaya Manufaktur untuk Kendaraan Listrik E-class dan B-class [8]

Ilmy I. dan Sutantra, IN. (2018) menganalisa pengaruh variasi konstanta pegas dan massa roller *continuously variable transmission (CVT)* terhadap performa kendaraan Honda Vario 150 cc. Motor diuji dengan dynotest untuk memperoleh gaya dorong kendaraan, kecepatan maksimum kendaraan, dan percepatan kendaraan dengan variasi massa setiap roller yaitu roller orisinil (15 gram), 9 gram, 12 gram, 18 gram dan variasi pegas yaitu pegas orisinil, KTC 1000 RPM, KTC 1500 RPM, dan KTC 2000 RPM. Dari nilai gaya dorong, gaya hambat *rolling* dan udara, serta massa kendaraan dapat diketahui nilai percepatan kendaraan, gaya dorong, dan kecepatan maksimum kendaraan untuk tiap variasinya.

Dari hasil pengujian, diketahui pegas KTC 2000 rpm ($k=31,59$ N/mm) mampu menghasilkan gaya dorong dan percepatan kendaraan terbesar senilai 5087,6 N dan $6,77$ m/s² pada kecepatan rendah. Kemudian Roller CVT 18 gram dengan pegas standar mampu menghasilkan kecepatan maksimum senilai 128,29 km/jam. Sehingga dapat disimpulkan dari masing-masing variasi pegas CVT dan roller CVT, pegas 31,59 N/mm yang mampu menghasilkan gaya dorong kendaraan terbesar pada kecepatan rendah lebih cocok digunakan untuk berakselerasi di jalan kota. Sedangkan variasi roller 18 gram lebih cocok digunakan untuk berakselerasi di jalan luar kota karena mampu menghasilkan kecepatan maksimum paling besar dibanding varian pegas dan roller lainnya. Di sisi lain, roller 18 gram juga cocok digunakan di kedua medan jalan karena mampu menghasilkan kecepatan maksimum tertinggi walaupun nilai gaya dorong dan percepatan kendaraan maksimum yang dihasilkan tidak lebih baik dari varian pegas dan roller lainnya.

Budiana, Made Dwi. Atmika, Adi. dan Subagia, Ary. (2008) juga telah menganalisa pengaruh variasi berat roller sentrifugal pada *continuously variable transmission (CVT)* terhadap kinerja traksi sepeda motor. Dilakukan simulasi dan

pengujian dengan variasi roller 8 gr, 10,2 gr (standar), dan 12 gr. Didapatkan hasil yaitu *roller* sentrifugal 8 gr menghasilkan kinerja traksi dan akselerasi paling baik pada kecepatan rendah, sedang untuk *roller* sentrifugal 12 gr kinerja traksi dan akselerasi sangat baik pada kecepatan tinggi, dan *roller* sentrifugal standar (10,2 gr) memiliki kinerja traksi dan akselerasi diantara keduanya.

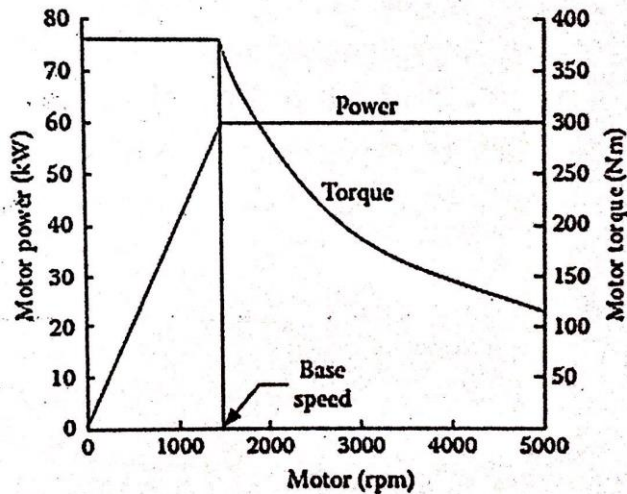
Dari ketiga penelitian diatas menunjukkan bahwa dari segi efisiensi konsumsi daya dan biaya produksi, kendaraan listrik paling sesuai menggunakan sistem transmisi CVT dibandingkan sistem transmisi *dual clutch*. Dan untuk mobil *off-road* yang lebih banyak bekerja dalam kecepatan rendah dan butuh gaya dorong serta akselerasi yang besar, lebih tepat menggunakan pegas yang lebih kaku dan massa *roller* yang ringan. Namun apabila ingin memperoleh kecepatan maksimum lebih baik dapat dikombinasikan dengan massa roller yang lebih berat. Hal ini dapat menjadi acuan dalam penelitian yang penulis lakukan. Namun dalam penelitian-penelitian di atas, belum dibahas bagaimana *driveability* dari kendaraan berpengerak motor listrik dengan transmisi CVT. Sehingga perlu dilakukan penelitian lebih lanjut.

2.2 Motor Listrik

Selain motor pembakaran dalam, kendaraan dapat menggunakan motor listrik sebagai penggerak utama. Terdapat dua jenis motor listrik yaitu motor AC dan motor DC. Perbedaan utama keduanya adalah pada sumber dayanya. Sumber daya motor AC adalah *alternating current* sedangkan motor DC adalah *direct current*. Namun fungsi dari keduanya tetap sama yaitu mengubah energi listrik menjadi energi mekanik berupa putaran.

Motor yang umum digunakan pada kendaraan listrik adalah motor DC dengan sumber daya berupa baterai. Dengan perkembangan teknologi, kini motor DC telah dikembangkan menjadi motor BLDC yang lebih reliabel, efisien, dan tidak bising. Motor BLDC mempunyai karakteristik torsi yang

mendekati ideal seperti pada Gambar 2.3 Karakteristik Performa Traksi Motor Listrik berikut.



Gambar 2. 3 Karakteristik Performa Traksi Motor Listrik [5]

Ketika motor listrik mulai berputar dari kecepatan nol menuju kecepatan dasar (base speed), tegangan meningkat sampai pada tegangan kerja (rated value voltage) sementara sisa-sisa fluksnya konstan. Hal tersebut membuat motor listrik menghasilkan torsi dengan nilai yang konstan. Setelah melewati base speed, tegangan konstan dan fluks melemah, sehingga mengakibatkan output daya konstan dan torsi menurun berbanding terbalik dengan meningkatnya kecepatan motor listrik.

2.3 Sistem Transmisi

Sistem transmisi adalah salah satu sistem pada kendaraan yang berfungsi untuk konversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda-beda sesuai kebutuhan untuk diteruskan ke penggerak akhir. Konversi ini

mengubah kecepatan putar yang tinggi menjadi lebih rendah dengan torsi lebih besar, atau sebaliknya.

Sistem transmisi terbagi menjadi 2 jenis, yaitu transmisi manual dan transmisi otomatis. Kedua jenis transmisi ini memiliki mode operasi dan karakteristik yang berbeda dalam menghasilkan rasio gigi. Masing-masing jenis transmisi memiliki kelebihan dan kekurangan yang berbeda juga. Pemilihan jenis transmisi perlu disesuaikan dengan komponen kendaraan yang lain dan juga kebutuhan dari kendaraan itu sendiri. Untuk mengetahui perbandingan antara jenis-jenis transmisi yang ada dapat dilihat pada Tabel 2.1 Perbandingan Jenis-Jenis Sistem Transmisi berikut:

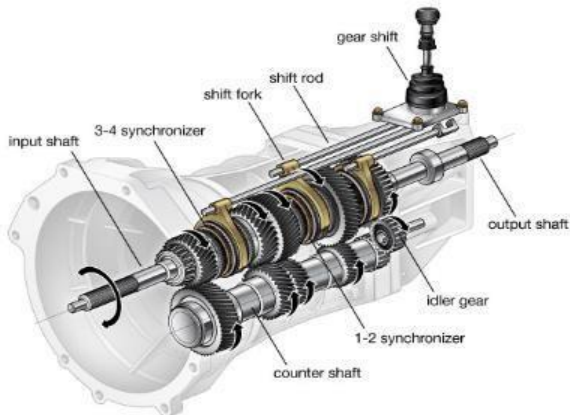
Tabel 2. 1 Perbandingan Jenis-Jenis Sistem Transmisi

	Manual	Otomatis	
		Automated-Shifting	Otomatis
Mode Operasi	Rasio transmisi dihasilkan oleh beberapa tingkat gigi. Pergantian gigi dilakukan secara manual oleh pengemudi melalui tuas porsneling	Rasio transmisi dihasilkan oleh beberapa tingkat gigi. Pergantian gigi dilakukan secara otomatis oleh sistem kontrol pada kendaraan	Rasio transmisi diperoleh dari perubahan diameter kerja pulley CVT. Rasio transmisi berubah secara kontinu seiring perubahan kecepatan putaran penggerak
Jumlah Rasio	Terbatas pada jumlah tingkat gigi percepatan	Terbatas pada jumlah tingkat gigi percepatan	Tidak Terbatas
Karakteristik Traksi	Terdapat jeda antara kurva traksi masing masing tingkat gigi percepatan (pergantian gigi kurang halus)	Tidak ada jeda antara kurva traksi masing masing tingkat gigi percepatan (pergantian gigi halus)	Kurva traksi ideal dengan perubahan rasio transmisi kontinu
Kecepatan Respon	Respon baik karena kontak antara <i>gear</i> selalu terhubung dan efisiensi mekanis tinggi. Perubahan putaran pada sistem penggerak akan langsung diteruskan ke roda	Respon baik karena kontak antara <i>gear</i> selalu terhubung dan efisiensi mekanis tinggi. Perubahan putaran pada sistem penggerak akan langsung diteruskan ke roda	Respon kurang baik karena prinsip kerja CVT yang mengandalkan gesekan antara <i>belt</i> dan <i>pulley</i> memiliki efisiensi mekanis lebih rendah dan memungkinkan terjadinya <i>slip</i>
Efisiensi	Sulit memperoleh putaran mesin di daerah efisien Engine Operating Point (EOP)	Mampu menjaga putaran mesin tetap dalam daerah efisien Engine Operating Point (EOP)	Mampu menjaga putaran mesin tetap dalam daerah efisien Engine Operating Point (EOP)

2.3.1 Transmisi Manual

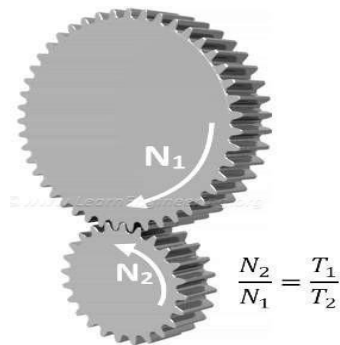
Transmisi manual adalah sistem transmisi dimana peran pengemudi masih berperan dalam pengoperasiannya. Rangkaian pemindah pada transmisi manual tenaga berawal dari sumber tenaga (*engine*) ke sistem pemindah tenaga yaitu masuk ke unit kopling (*clutch*), diteruskan ke transmisi (*gear box*), kemudian menuju *final drive*. *Final drive* adalah bagian terakhir dari sistem

pemindah tenaga yang memindahkan tenaga mesin ke roda belakang. Konstruksi sistem transmisi manual seperti pada Gambar 2.4 Transmisi Manual, menggunakan *clutch* yang dioperasikan oleh pengemudi untuk mengatur perpindahan torsi dari mesin menuju transmisi, serta pemindah gigi yang dioperasikan dengan tangan (pada mobil) atau kaki (pada motor). Gigi percepatan dirangkai didalam kotak gigi (*gear box*) untuk beberapa kecepatan, biasanya berkisar antara 2 sampai 5 gigi percepatan maju ditambah dengan 1 gigi mundur (R). Gigi percepatan yang digunakan tergantung kepada kecepatan kendaraan pada kecepatan rendah atau menanjak digunakan gigi percepatan 1 dan seterusnya kalau kecepatan semakin tinggi, demikian pula sebaliknya kalau mengurangi kecepatan maka gigi percepatan juga diturunkan, pengereman dapat dibantu dengan penurunan gigi percepatan.



Gambar 2. 4 Transmisi Manual [1]

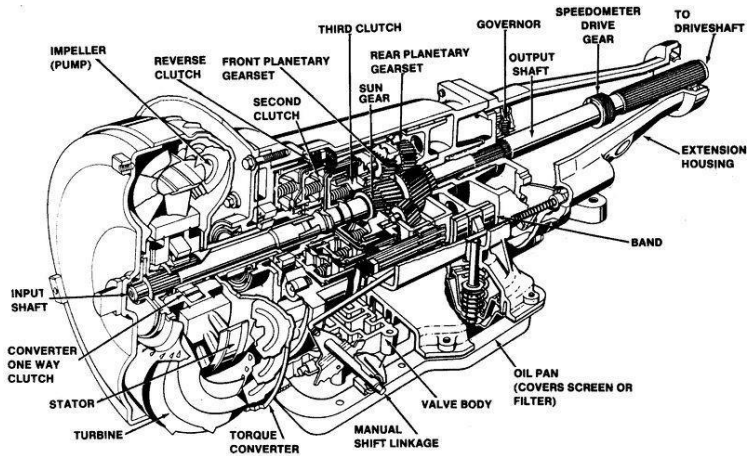
Transmisi manual bekerja pada prinsip yang sederhana dengan menggunakan rasio roda gigi tetap (*fix gear*). Sebuah perbedaan *output* kecepatan dapat dilakukan dengan mengubah rasio roda gigi pada sistem transmisinya. Rasio kecepatan dapat di representasikan pada gambar 2.5 Prinsip Dasar Rasio Gear, dimana N adalah kecepatan putar, dan T adalah jumlah gigi.



Gambar 2. 5 Prinsip Dasar Rasio Gear [9]

2.3.2 Transmisi Otomatis

Transmisi otomatis adalah transmisi yang mampu mengonversi putaran dan torsi dari sistem penggerak secara halus atau tanpa jeda pergantian gigi percepatan. Sebagian sistem transmisi otomatis melakukan perpindahan gigi percepatan secara otomatis sebagian lainnya mampu memberi rasio transmisi tak terbatas tanpa memerlukan banyak tingkat gigi percepatan. Banyak jenis-jenis transmisi otomatis yang ada pada kendaraan. Seperti sistem transmisi otomatis konvensional dengan torsi converter sebagai pengganti *clutch*, kemudian sistem transmisi dengan *planetary gear* sebagai pengganti *gearbox*, dan ada juga sistem transmisi otomatis *continuously variable transmission* (CVT). Konstruksi salah satu transmisi otomatis yaitu jenis konvensional dapat dilihat pada Gambar 2.6 Transmisi Otomatis Konvensional.



Gambar 2. 6 Transmisi Otomatis Konvensional [2]

Sistem transmisi otomatis konvensional bekerja layaknya transmisi manual dengan prinsip kerja perbandingan gigi dan menggunakan beberapa tingkat gigi percepatan, namun perpindahan gigi percepatan pada transmisi ini dilakukan secara otomatis oleh sistem kontrol pada kendaraan. Sistem transmisi otomatis *planetary gear* mampu menghasilkan rasio transmisi tanpa jeda dengan memanfaatkan beberapa tingkat *planetary gearbox* yang mampu berganti tingkatan percepatan dengan halus. Sedangkan sistem transmisi otomatis CVT adalah sistem transmisi yang mampu memberikan rasio transmisi tak terhingga dengan memanfaatkan perubahan diameter kerja *pulley*. Torsi dan putaran dari *Pulley* primer dihubungkan ke *pulley* sekunder melalui *belt* yang bekerja dengan gaya gesek. CVT yang diteliti pada penelitian ini adalah *Push-Belt CVT*.

2.4 *Continuously Variable Transmission (CVT)*

Continuously variable transmission (CVT) adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara otomatis berdasarkan prinsip gaya sentrifugal dan gaya gesek yang terjadi pada komponen - komponennya. CVT memiliki

mekanisme transmisi dengan dua buah *pulley* yang dihubungkan dengan sabuk (*vbelt*) untuk memperoleh rasio gigi yang bervariasi. Perubahan rasio berlangsung secara otomatis dengan cara mengubah diameter puli primer dan puli sekunder. Dengan sendirinya perubahan kecepatan dapat berlangsung secara halus dan berkesinambungan dengan putaran mesin.

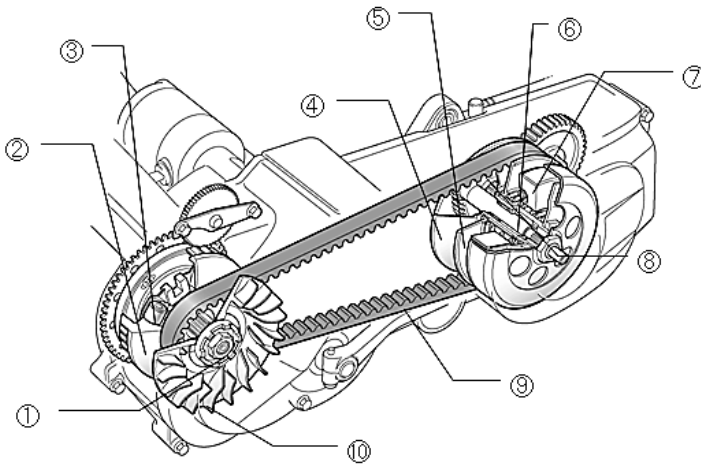
2.4.1 Cara Kerja CVT

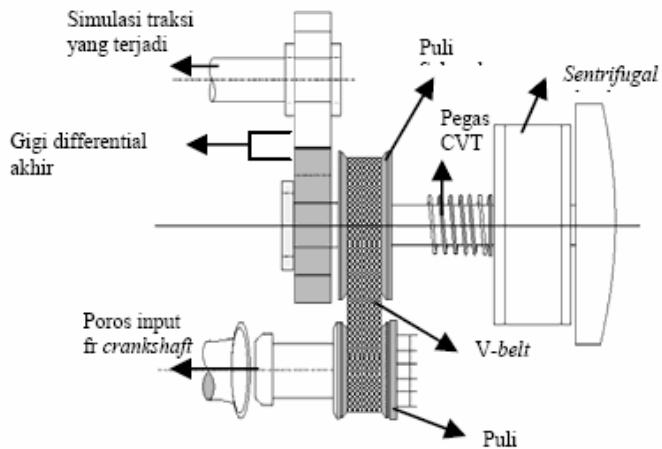
Cara kerja CVT adalah sebagai berikut:

- Pada Saat Putaran Idle
Putaran dari poros engkol akan diteruskan ke pulley primer kemudian ke pulley sekunder melalui melalui perantara *v-belt*. Karena putaran belum mampu mengembangkan kopling sentrifugal maka putaran hanya sampai di *clutch carrier*.
- Pada Saat Putaran Rendah
Ketika putaran dari poros engkol memasuki putaran rendah, putaran telah mampu mengembangkan kopling sentrifugal sehingga putaran akan diteruskan dari *clutch carrier* ke rumah kopling, kemudian putaran dapat diteruskan ke *final gear* dan berakhir di roda. Pada kondisi ini transmisi menghasilkan rasio transmisi tertinggi
- Pada Saat Putaran Menengah
Ketika putaran dari poros engkol memasuki tingkat putaran menengah, puli bergerak primer akan mulai bergeser akibat adanya gaya dorong dari roller yang menerima gaya sentrifugal di dalam puli. Disini rasio transmisi akan mulai menurun.
- Pada Saat Putaran Tinggi
Ketika putaran dari poros engkol memasuki tingkat putaran tinggi, puli bergerak primer akan mencapai pergeseran maksimum akibat gaya dorong dari roller telah mencapai titik maksimum. Disini rasio transmisi akan mencapai tingkat rasio transmisi terkecil.
- Pada Saat Putaran Beban

Kerja CVT pada saat putaran beban hampir sama dengan saat putaran menengah dimana gaya sentrifugal dari putaran engkol pada roller telah mampu mendorong puli bergerak primer. Namun pada kondisi putaran beban, adanya beban pada kendaraan membuat pergeseran puli bergerak itu tertahan dan posisi puli akan dikunci dengan adanya *pin guide* atau torsi cam. Rasio transmisi akan terjaga seperti pada kondisi putaran rendah dengan rasio transmisi yang tinggi.

2.4.2 Komponen CVT



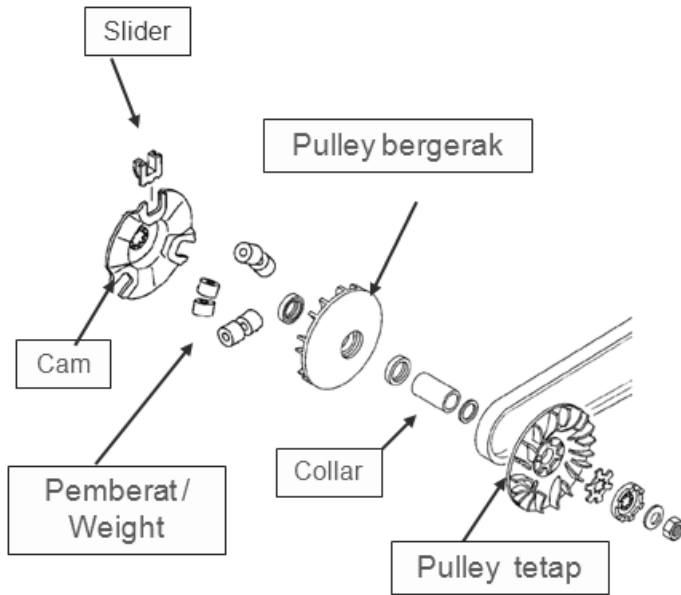


Gambar 2. 7 Konstruksi CVT [6]

Konstruksi dari CVT dapat dilihat pada Gambar 2.7 Konstruksi CVT, dengan komponen-komponennya sebagai berikut:

1. Poros Engkol
2. Pulley bergerak primer
3. Roller
4. Pulley tetap sekunder
5. Pulley bergerak sekunder
6. Batang penggerak gear primer
7. *Clutch carrier*
8. *Final gear*
9. *V-Belt*
10. Pulley tetap primer

2.4.2.1 Puli Penggerak / Puli Primer (*Driver Pulley / Primary Pulley*)



Gambar 2. 8 *Primary Pulley* [6]

Konstruksi dari puli primer CVT dapat dilihat pada Gambar 2.8 *Primary Pulley*. Pada bagian puli primer ini terdapat beberapa komponen lainnya yaitu:

A. *Primary Fixed Sheave*

Puli tetap primer merupakan salah satu bagian dari puli yang berhubungan langsung dengan poros engkol dan cam secara tetap. Pada puli tetap primer terdapat sirip pendinginan, sehingga pada saat pulley tetap primer berputar akan menghasilkan tiupan udara. Hal ini bertujuan untuk menjaga temperatur di ruang CVT agar tidak terlalu tinggi. Apabila temperatur terlalu tinggi maka komponen CVT akan lebih cepat aus terutama komponen yang bergesekan seperti v-belt, *pulley*, dan *roller*.

B. *Primary Sliding Sheave*

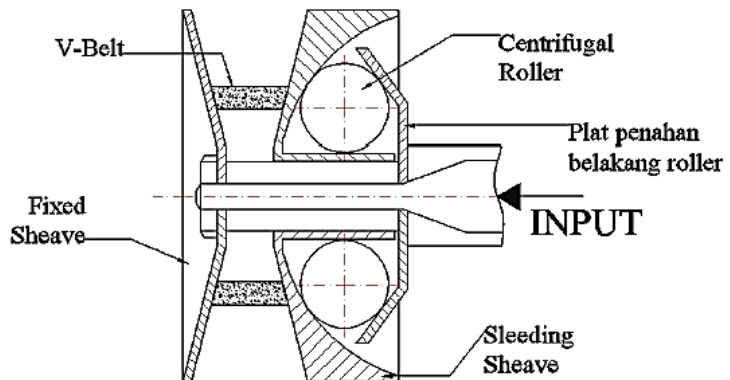
Pulley bergerak primer merupakan salah satu bagian dari puli yang dapat bergeser melalui collar/spacer. Bergeraknya pulley penggerak primer ini akan mengakibatkan v-belt terdesak lintasan posisi terluar maupun terdalam puli.

C. Collar / Spacer

Collar atau spacer merupakan lintasan pulley penggerak primer, sehingga sliding sheave dapat bergerak dengan mudah.

D. Roller

Roller merupakan bagian dari primary pulley yang mendorong sliding sheave karena adanya gaya sentrifugal yang bekerja. Saat roller terlempar karena adanya gaya sentrifugal, v-belt akan berubah posisi ke lintasan terluar puli primer. Semakin tinggi putaran mesin akan menghasilkan gaya sentrifugal yang besar maka roller juga akan semakin menekan *primary sliding sheave*. Konstruksi dari roller pada puli primer dapat dilihat pada Gambar 2.9 Konstruksi Roller pada *Primary Pulley* berikut:



Gambar 2. 9 Konstruksi Roller pada *Primary Pulley* [6]

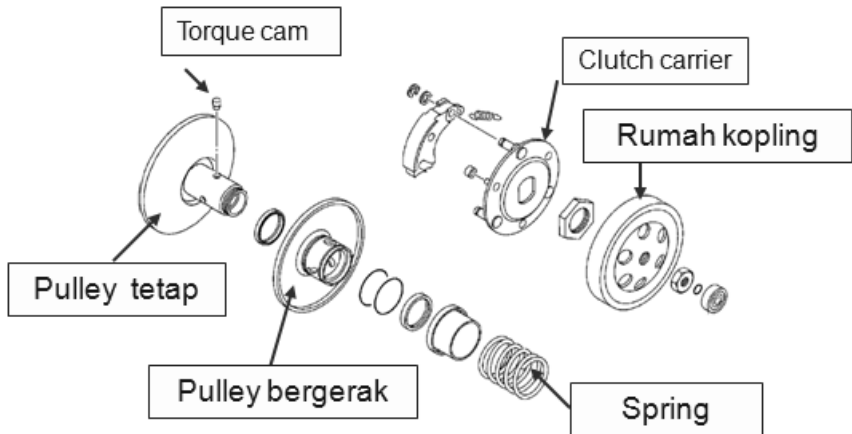
E. *Cam Plate / Slider*

Cam plate atau slider merupakan bagian dari primary pulley yang terpasang tetap pada poros, sehingga pada saat roller bekerja cam plate ini menjadi tumpuan untuk mendorong sliding sheave. Permukaan cam plate berbentuk tirus, sehingga saat roller bergerak ke arah luar maka roller akan mendesak primary sliding sheave. Sehingga, primary sliding sheave akan mendesak v-belt ke arah terluar.

F. *Plastic Slider Guide*

Slider berfungsi untuk menuntun jalannya pergerakan antara pelat cam dan pulley bergerak primer, sehingga pergerakan sliding sheave tidak keluar dari alurnya.

2.4.2.2 Puli yang Digerakkan / Puli Sekunder (*Driven Pulley / Secondary Pulley*)



Gambar 2. 10 *Secondary Pulley* [6]

Konstruksi dari puli sekunder CVT dapat dilihat pada Gambar 2.10 *Secondary Pulley* di atas. Pada puli sekunder ini juga terdapat beberapa komponen diantaranya:

A. *Pulley* Tetap Sekunder

Pulley tetap sekunder ini berada pada poros gear penggerak primer melalui bearing dan clutch carrier yang terpasang di fixed sheave. *Pulley* tetap sekunder ini tidak memiliki sirip pendinginan seperti katrol primer.

B. *Secondary Sliding Sheave*

Puli bergerak sekunder adalah bagian pada pulley sekunder yang posisinya berubah-ubah untuk mengatur lintasan v-belt pada pulley sekunder.

C. *Clutch Carrier*

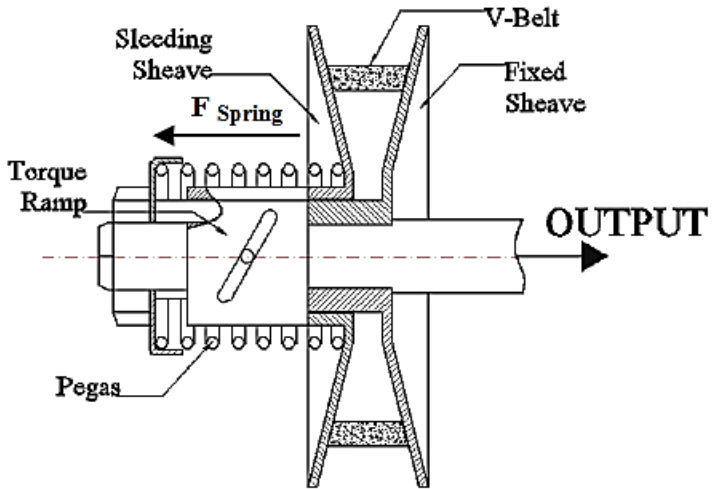
Clutch carrier yaitu komponen *pulley* sekunder yang memutus dan menyambungkan putaran dari mesin ke roda berdasarkan putaran. Semakin tinggi putaran dari mesin maka clutch carrier akan terhubung dengan rumah kopling.

D. Rumah kopling

Rumah kopling merupakan komponen yang terhubung langsung dengan input shaft penggerak akhir (final gear). Jika clutch carrier mengembang dan menekan dinding rumah kopling maka putaran dari mesin akan diteruskan ke penggerak akhir dan roda.

E. Pegas

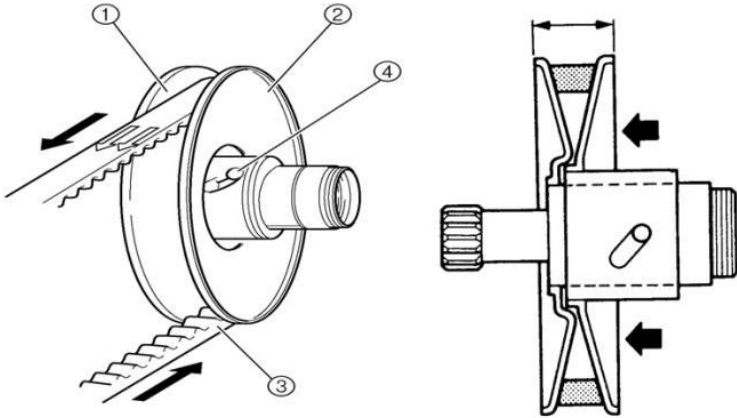
Pegas ini berfungsi untuk menekan pulley sekunder agar posisi v-belt tetap berada di lintasan terluar puli. Konstruksi pegas pada puli sekunder ini dapat dilihat pada Gambar 2.11 Konstruksi Pegas pada *Secondary Pulley* berikut:



Gambar 2. 11 Konstruksi Pegas pada *Secondary Pulley* [6]

F. Torsi Cam

Torsi cam ini berperan saat putaran beban. Pada saat putaran tinggi dan beban berat maka pin guide ini akan mengunci posisi pulley sekunder dan menjaga posisi v-belt tetap berada di lintasan terluar puli. Konstruksi torsi cam pada puli sekunder ini dapat dilihat pada Gambar 2.11 Konstruksi Torsi Cam pada *Secondary Pulley* berikut:



Gambar 2. 12 Konstruksi Torsi Cam pada *Secondary Pulley* [6]

2.4.2.3 Sabuk Penghubung (*V-Belt*)

V-belt merupakan penghubung dan penerus putaran dari pulley primer menuju pulley sekunder. Bentuk dari *v-belt* dapat dilihat pada Gambar 2.13 *V-Belt*. *V-belt* tersebut terbuat dari bahan kevlar yang tahan gesek dan panas. *V-belt* ini harus diperiksa secara berkala dan apabila telah aus ditandai dengan retak pada permukaan. Jika hal tersebut terjadi maka *v-belt* harus diganti.



Gambar 2. 13 V-Belt [6]

2.4.3 Karakteristik CVT

Kendaraan dengan sistem transmisi otomatis atau *Continuously Variable Transmission* (CVT) memiliki kelebihan dan kekurangan jika dibandingkan dengan sistem transmisi manual.

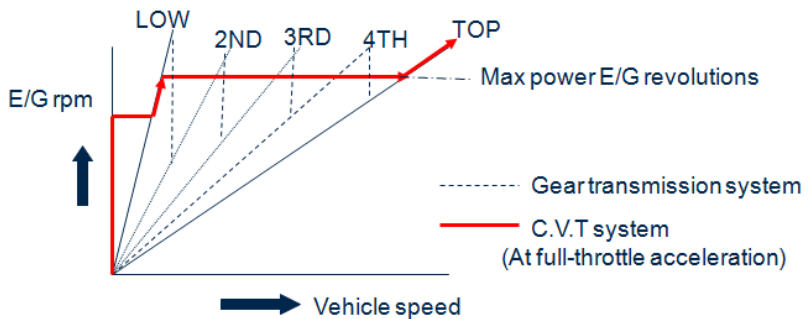
Kelebihan:

1. CVT memberikan perubahan torsi tanpa adanya hentakan
2. CVT memberikan kenyamanan lebih karena tidak perlu memindah gigi
3. CVT memiliki konstruksi yang lebih sederhana
4. Perawatan CVT tergolong lebih mudah
5. CVT memberikan perubahan kecepatan dengan lembut

Kekurangan:

1. Putaran awal membutuhkan putaran mesin yang tinggi untuk mengubah rasio dan roda bisa bergerak
2. Komponen mesin relatif lebih cepat aus karena sering bekerja pada putaran tinggi
3. *Engine brake* sangat kecil sehingga penggunaan rem lebih dominan dan kemungkinan kampas rem lebih cepat aus
4. Saat melewati jalan menurun kendaraan relatif sulit dikendalikan karena *engine brake* kecil.

Perubahan torsi tanpa hentakan pada CVT disebabkan oleh kurva putaran mesin yang halus apabila menggunakan CVT. Hal tersebut dapat dilihat pada Gambar 2. 14 Kurva Perbandingan RPM vs Kecepatan Kendaraan dengan Transmisi Manual dan CVT berikut:



Gambar 2. 14 Kurva Perbandingan RPM vs Kecepatan Kendaraan dengan Transmisi Manual dan CVT [6]

2.5 Penggerak Akhir (*Final Drive*)

Penggerak akhir berfungsi untuk menaikkan torsi dan mereduksi putaran. Sehingga torsi pada penggerak akhir akan dinaikkan kembali setelah torsi dinaikkan oleh perbandingan diameter puli. Pada akhirnya diperoleh torsi yang besar untuk menggerakkan kendaraan. Konstruksi dari *final drive* dapat dilihat pada Gambar 2.15 *Final Drive* berikut:

Gambar 2. 15 *Final Drive* [6]

2.6 Gaya Sentrifugal

Gaya sentrifugal adalah gaya yang arahnya menjauhi pusat. Dalam kasus gerak melingkar beraturan, gaya sentrifugal didefinisikan sebagai negatif dari hasil kali massa benda dengan percepatan sentripetalnya. Artinya gaya sentripetal dan gaya sentrifugal mempunyai besar yang sama, akan tetapi arahnya berbeda. Gaya sentrifugal adalah gaya yang arahnya menjauhi pusat sedangkan gaya sentripetal adalah gaya yang arahnya menuju pusat. Dengan kata lain, rumus menentukan besarnya gaya sentrifugal sama dengan gaya sentripetal yaitu:

$$\Sigma F = ma \rightarrow \Sigma F_R = ma_r = m \frac{v^2}{r} \quad (2.1)$$

Dengan:

F_r = Gaya Sentrifugal (N)

V = Kecepatan Tangensial (m/s)

m = Massa (kg)

R = Jari-jari (m)

a_r = Percepatan Tangensial (m/s)

Gaya sentrifugal hanya ada jika kita bekerja pada kerangka noninersial (tepatnya kerangka berputar). Jika kita berada di kerangka inersial (misalnya kerangka yang diam terhadap pusat kerangka berputar maka gaya sentrifugal tadi hilang).

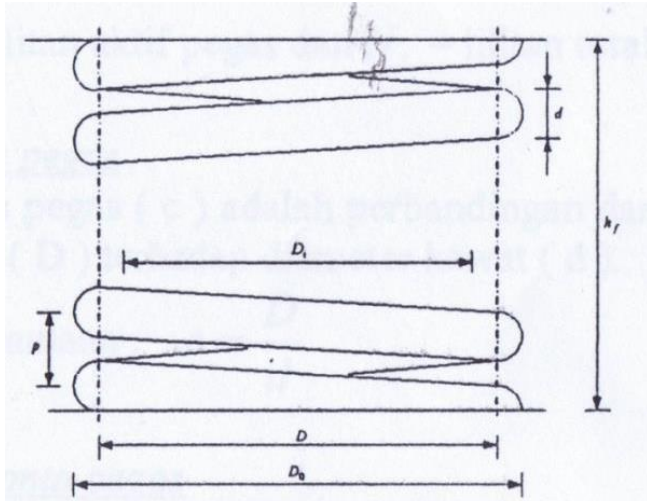
Gaya sentrifugal adalah gaya yang timbul akibat adanya gerakan sebuah benda atau partikel melalui lintasan lengkung atau melingkar. Semakin besar massa dan kecepatan suatu benda maka gaya sentrifugal yang dihasilkan akan semakin besar.

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.

Besar kecilnya gaya tekan *roller* sentrifugal terhadap *Sheave* penggerak 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.

2.7 Kinematika Pegas Heliks Tekan

Pegas Heliks tekan kebanyakan memiliki dimensi yang konstan pada diameter kawat, pitch, dan diameter rata-rata coil. Gambar 2.16 Dimensi Penampang Pegas Heliks Tekan ini menunjukkan parameter dimensi dari pegas heliks tekan.



Gambar 2. 16 Dimensi Penampang Pegas Heliks Tekan [6]

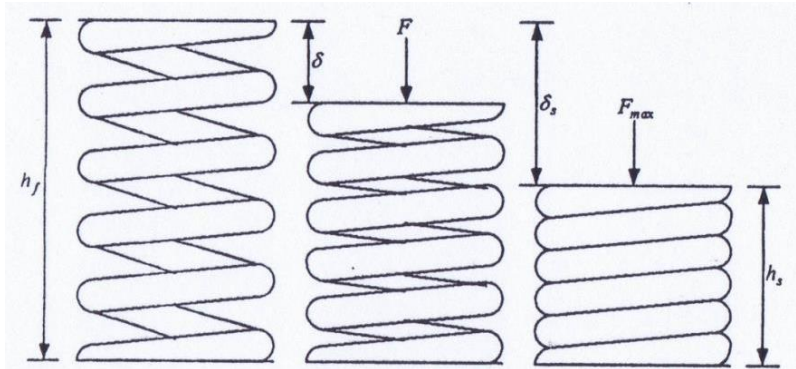
Sehingga,

$$D_o = D + d \quad \text{dan} \quad D_i = D - d \quad (2.2)$$

dimana:

- d = diameter kawat
- D_o = diameter luar coil
- D = diameter rata-rata coil
- hf = tinggi bebas
- D_i = diameter dalam coil
- p = pitch coil

Diameter luar (D_o) coil, diameter dalam (D_i) coil, dan tinggi bebas (hf) adalah parameter utama yang digunakan untuk menentukan batas, berdasarkan pada tempat dimana pegas tersebut diletakkan.



Gambar 2. 17 Kondisi Pegas dengan Beban Kerja [6]

Pada Gambar 2.17 Kondisi Pegas dengan Beban Kerja, tinggi bebas (h_f) adalah tinggi pegas pada kondisi tanpa pembebanan. Beban kerja yang terjadi pada pegas (F) akan menekan pegas sebesar defleksi kerja (δ). Untuk beban kerja yang terjadi pada pegas itu maksimum (F_{max}) maka tinggi pegas (h_s). Dari dimana diatas maka didapatkan beberapa persamaan:

$$\delta = \frac{F}{k} = \frac{8 F D^3 N a}{d^4 G} \quad (2.3)$$

$$h_f = h_s + \delta_s \quad (2.4)$$

dimana:

- h_f : tinggi bebas
- h_s : tinggi solid
- δ_s : defleksi karena beban material
- G : modulus geser material
- F : beban kerja
- $N a$: lilitan aktif
- K : konstanta pegas

• Lilitan Pegas

Lilitan total dari pegas, bergantung dari jenis ujung pegas.

Jenis ujung pegas mempunyai 4 macam, yaitu:

- | | |
|-------------------------|--------------------------|
| 1. Plain ends | $Na = Nt - \frac{1}{2}$ |
| 2. Plain grounds ends | $Na = Nt - 1$ |
| 3. Squared ends | $Na = Nt - 1\frac{1}{2}$ |
| 4. Squared grounds ends | $Na = Nt - 2$ |

dimana:

Na = lilitan aktif pegas

Nt = lilitan aktif total pegas

• Indeks Pegas

Indeks pegas adalah perbandingan dari diameter rata-rata coil (D) terhadap diameter kawat (d).

Maka persamaan:
$$c = \frac{D}{d} \quad (2.5)$$

• Konstanta Pegas

Untuk menentukan persamaan dari konstanta pegas (k) adalah

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{d^4 G}{8 F D^3 Na} \quad (2.6)$$

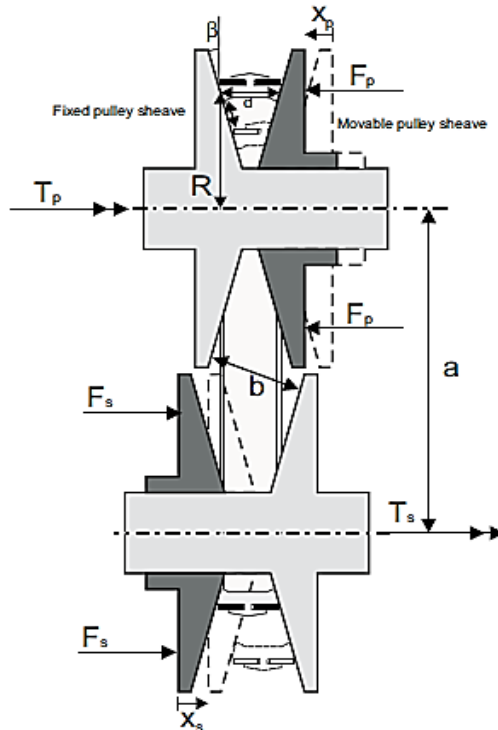
Pegas heliks tekan orisinil memiliki konstanta pegas yang linier terhadap batas operasinya seperti pada gambar 2.17. Saat terjadi tinggi solid (hs) semua saling bersentuhan dan konstanta pegas mendekati nilai modulus elastisitas dari material. Tabel 2. 2 Spesifikasi Pegas berikut menunjukkan beberapa spesifikasi pegas CVT yang ada di pasaran:

Tabel 2. 2 Spesifikasi Pegas [6]

SPESIFIKASI	PEGAS			
	ORISINIL	KTC 1000 RPM	KTC 1500 RPM	KTC 2000 RPM
DIAMETER DALAM COIL (mm)	50	50	50	50
DIAMETER LUAR COIL (mm)	58	58	58	58
DIAMETER RATA-RATA COIL (mm)	54	54	54	54
DIAMETER KAWAT (mm)	3,7	3,7	3,8	3,8
PITCH COIL (mm)	26,8	26,7	27,3	27,5
TINGGI BEBAS (mm)	145	145	145	145
LILITAN AKTIF	5	5	5	5

2.8 Analisa Gaya Pada Komponen CVT

2.8.1 Analisa Gaya Pada *Pulley*

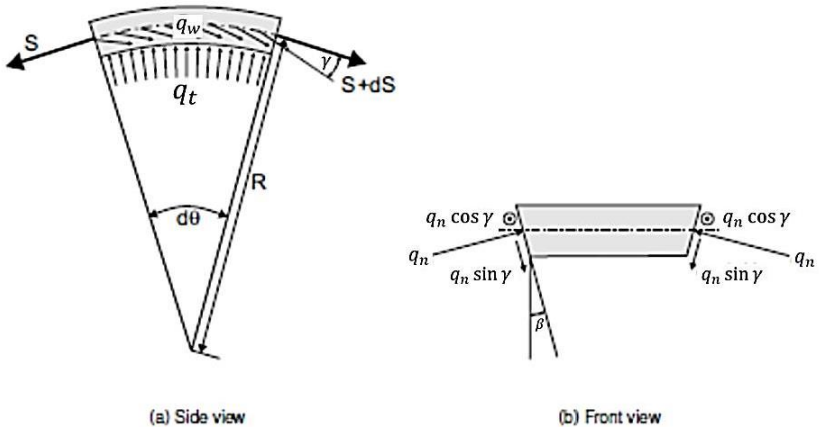


Gambar 2. 18 Gaya-gaya yang Bekerja pada *Pulley* [6]

Gambar 2.18 Gaya-gaya yang Bekerja pada Pulley menunjukkan gaya-gaya yang bekerja pada puli CVT, dimana:

- T_P : Torsi input pada primary pulley
- T_S : Torsi output dari secondary pulley
- F_P : Gaya tekan oleh roller pada primary pulley
- F_S : Gaya tekan oleh pegas pada secondary pulley
- x_P : Perpindahan primary pulley
- x_S : Perpindahan secondary pulley
- d : Lebar belt
- β : Sudut groove pulley
- a : Jarak antar pusat pulley
- b : Jarak antar pulley statis

2.8.2 Analisa Gaya Pada Belt



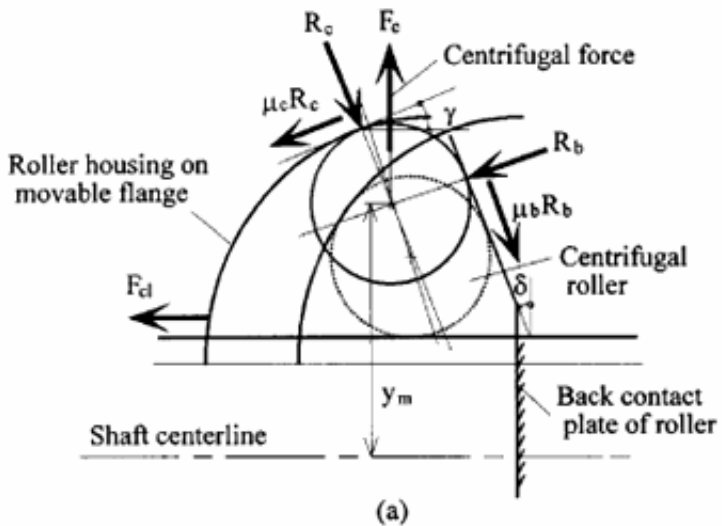
Gambar 2. 19 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Belt [6]

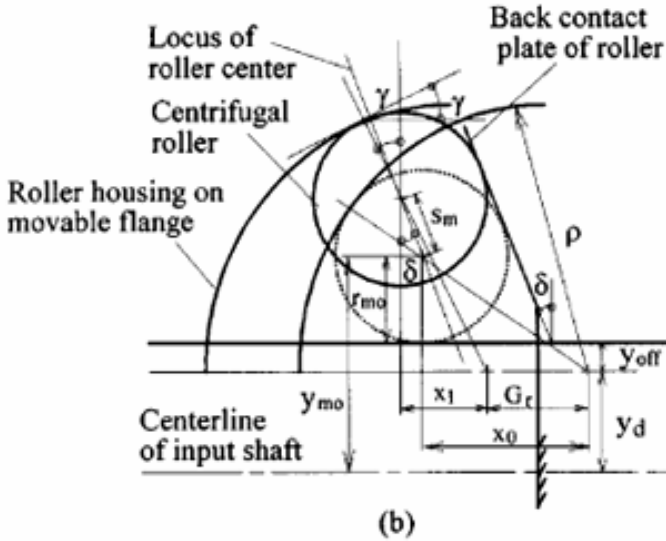
Gambar 2.19 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Belt menunjukkan gaya-gaya yang bekerja pada belt CVT, dimana:

- q_n : Distribusi gaya normal yang terjadi pada belt

- S : Gaya tarik pada belt
 q_t : Distribusi gaya normal arah radial
 q_w : Gaya gesek antara belt dan pulley
 γ : Sudut antara arah radial dan arah gaya gesek
 β : Sudut groove pulley

2.8.3 Analisa Gaya Pada Roller





Gambar 2. 20 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Roller [6]

$$\Sigma F_c = 0$$

$$R_c - m y_m \omega^2 \cdot \cos \delta = 0$$

$$R_c = m y_m \omega^2 \cdot \cos \delta \quad (2.7)$$

$$\Sigma F_b = 0$$

$$R_b - m y_m \omega^2 \cdot \sin \delta = 0$$

$$R_b = m y_m \omega^2 \cdot \sin \delta \quad (2.8)$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_d + \mu_c \cdot R_c \cdot \cos \gamma - R_c \cdot \sin \delta - \mu_b \cdot R_b \cdot \cos \delta + R_b \cdot \cos \gamma = 0$$

$$F_d = R_c (\sin \delta - \mu_c \cdot \cos \gamma) + R_b (\cos \gamma - \mu_b \cdot \cos \delta)$$

$$F_d = m y_m \omega^2 [\cos \delta (\sin \delta - \mu_c \cdot \cos \gamma) + \sin \delta (\cos \gamma - \mu_b \cdot \cos \delta)]$$

$$F_d = m y_m \omega^2 [\cos \delta \cdot \sin \delta - \cos \delta \cdot \mu_c \cdot \cos \gamma + \sin \delta \cdot \cos \gamma - \sin \delta \cdot \mu_b \cdot \cos \delta]$$

$$F_d = m y_m \omega^2 [\cos \delta \cdot \sin \delta (1 - \mu_c) + \sin \delta (\cos \gamma - \mu_b \cdot \cos \delta)] \quad (2.9)$$

Gambar 2.20 Gaya-Gaya yang Bekerja pada *Roller* menunjukkan gaya-gaya yang bekerja pada roller CVT, dimana:

F_d : gaya axial pada sleding sheave driver puli yang disebabkan oleh roller sentrifugal (N)

F_c : gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh roller (N)

μ_b : koefisien gesek antara roller dan plat penahan belakang roller

μ_c : koefisien gesek antara roller dengan rumah roller sentrifugal

m : total massa dari roller sentrifugal (kg)

δ : sudut yang terbentuk antara plat penahan belakang roller sentrifugal dengan garis sumbu poros ($^\circ$)

γ : sudut yang terbentuk antara garis axial dan dan titik singgung antara roller sentrifugal dan rumahnya ($^\circ$)

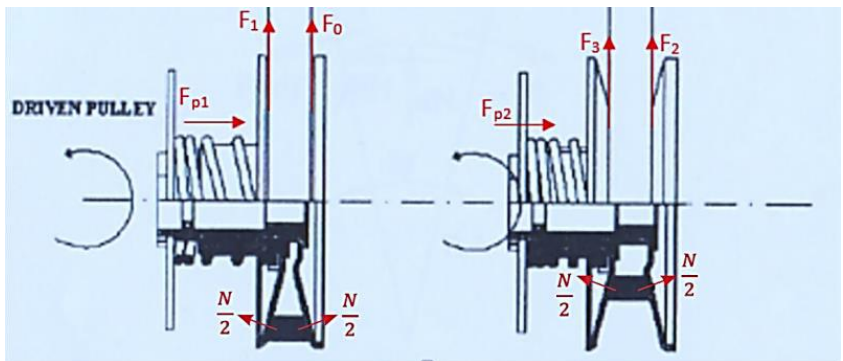
ω : kecepatan sudut masukan (rad / s)

R_c : gaya normal oleh rumah roller sentrifugal (N)

R_b : gaya normal oleh plat penahan roller sentrifugal (N)

R_b : gaya normal oleh plat penahan roller sentrifugal (N)

2.8.4 Analisa Gaya Pada *Driven Pulley* akibat Tekanan Pegas



Gambar 2. 21 Gaya-gaya yang Bekerja pada *Roller* [6]

Pada Gambar 2.21 Gaya-gaya yang Bekerja pada *Roller*, dapat dilihat bahwa gaya yang melawan dari *Moveable Driven*

Pulley adalah gaya dari pegas yang besarnya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_p = K (x_1 - x_0) \quad (2.10)$$

dimana:

- F_p : Gaya Pegas (N)
 x_1 : Panjang awal (m)
 x_0 : Panjang akhir (m)

Dimana besar dari konstanta pegas diketahui dan $(x_1 - x_0)$ adalah perubahan jarak dari pegas yang terjadi akibat diberi beban F_p tertentu. Pada *driven pulley* akan terjadi gaya aksial yang disebabkan oleh tekanan pegas dimana besar gaya aksial dari *driven pulley* (F_{vn}) adalah:

$$\begin{aligned} F_{vn} &= F_{p1} + F_{p2} \\ F_{vn} &= F_{p1} + (K \cdot \Delta x_2) \end{aligned} \quad (2.11)$$

dimana:

- F_p : Gaya tekan pegas pada kondisi awal (N)
 K : Konstanta pegas (N/m)
 Δx_2 : Pergeseran arah aksial pada *driven pulley* (m)

Gaya aksial yang dihasilkan oleh *roller* sentrifugal pada *driver pulley* diteruskan oleh *V-belt* ke *driven pulley*. Gaya aksial tersebut akan mendapat perlawanan oleh gaya aksial pegas pada *driven pulley* (F_{vn}), ketika kedua gaya tersebut setimbang, maka gerakan berada dalam kondisi *steady state*. Rumus yang menjelaskan hubungan antara kedua gaya aksial tersebut adalah:

$$\begin{aligned} F_d &= F_{vn} \\ F_d &= [F_{p1} + (K \cdot \Delta x_2)] \end{aligned} \quad (2.12)$$

Sehingga besar pergeseran *sleeding sheave* (Δx) dapat diketahui dan rasio transmisi (i_t) dapat dihitung dengan rumus:

$$i_t = \frac{r_2 - \frac{\Delta x}{\tan \alpha}}{r_1 + \frac{\Delta x}{\tan \alpha}} \quad (2.13)$$

dimana:

Δx : pergeseran arah aksial pada puli (m)

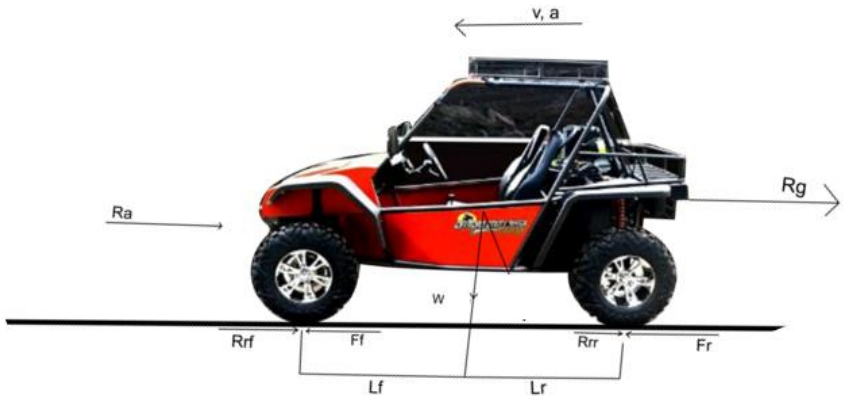
r_2 : radius awal *driven pulley* (m)

r_1 : radius awal *driver pulley* (m)

α : sudut alur puli ($^\circ$)

2.9 Dinamika Kendaraan

Gaya-gaya yang bekerja pada sebuah kendaraan yang sedang melaju pada sebuah permukaan datar dapat dijabarkan dalam gambar 2.22 berikut.



Gambar 2. 22 Diagram Benda Bebas Kendaraan pada Jalan Datar

Dari gambar 2.22 Diagram Benda Bebas Kendaraan pada Jalan Datar, didapatkan gaya-gaya yang bekerja ketika kendaraan

melaju pada jalan datar. Adapun gaya-gaya yang bekerja dan posisi kerjanya pada kendaraan 2 poros saat berjalan lurus adalah:

R_a	= gaya hambatan aerodinamik
R_{rr}, R_{rf}	= gaya hambatan <i>rolling</i> pada roda belakang dan depan
R_g	= gaya hambatan akibat slope kemiringan medan
F_f, F_r	= gaya dorong pada roda penggerak
W	= gaya berat total kendaraan

F_t merupakan gaya dorong yang dibutuhkan kendaraan oleh mesin pada roda penggerak, dimana gaya dorong terjadi pada roda penggerak depan (F_f) dan gaya dorong yang terjadi pada roda penggerak belakang (F_r). Gaya dorong kendaraan harus mampu melawan gaya-gaya hambat yang terjadi yaitu gaya hambat angin (*drag force*), gaya hambat *rolling* (*rolling resistance*), serta gaya hambat tanjakan.

2.9.1 Gaya Hambat Kendaraan

2.9.1.1 Gaya Hambat Angin (*Drag Force*)

Gaya hambat pertama adalah *drag force* yang terjadi karena udara yang melawan arah laju pada mobil. Pada dasarnya, terdapat beberapa jenis gaya hambat angin pada kendaraan yaitu hambatan bentuk, hambatan pusaran, hambatan tonjolan, serta hambatan aliran dalam. Tetapi, pada dasarnya gaya hambat yang paling besar pengaruhnya adalah akibat gaya hambat bentuk dan pusaran. Dengan demikian, besarnya gaya hambat angin dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2 \quad (2.14)$$

dimana,

R_a = hambatan aerodinamika (N)

- ρ = massa jenis udara (kg/m^3)
 C_d = koefisien drag
 A_f = luas frontal kendaraan (m^2)
 V_a = kecepatan relatif angin terhadap kendaraan (m/s)

Seiring berkembangnya teknologi otomotif model bodi kendaraan bus yang diproduksi umumnya selalu memperhatikan 2 aspek penting, yaitu aspek estetik dan juga aspek desain berkaitan dengan koefisien hambat aerodinamik (C_d) dari kendaraan. Tabel 2.3 Koefisien Hambat Aerodinamis Kendaraan berikut menunjukkan beberapa nilai C_d pada beberapa jenis kendaraan yang ada:

Tabel 2. 3 Koefisien Hambat Aerodinamis Kendaraan [9]

No	jenis kendaraan	koefisien hambat
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

2.9.1.2 Gaya Hambat Rolling (Rolling Resistance)

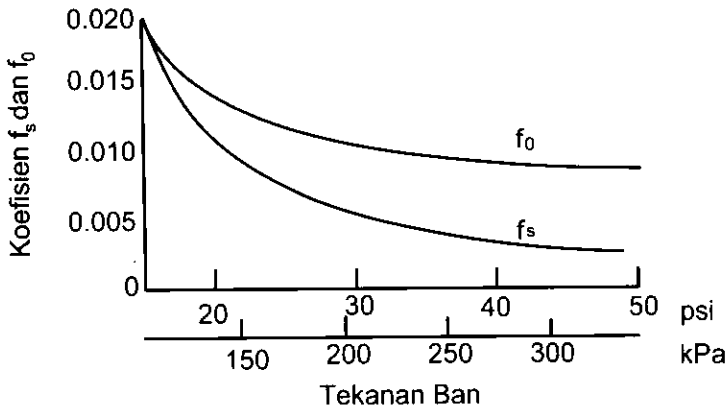
Gaya yang kedua adalah *rolling resistant* yang terjadi akibat gesekan ban dengan jalan. Untuk mencari besarnya gaya hambat rolling, terlebih dahulu kita harus menentukan besarnya koefisien hambatan rolling (f_r). Besarnya f_r dapat dicari menggunakan persamaan hasil eksperimen *J.J Taborek* berikut,

$$f_r = f_o + f_s \left(\frac{V_k}{100} \right)^{2,5} \quad (2.15)$$

dimana,

- f_r = koefisien hambat rolling
- f_o dan f_s = koefisien yang nilainya tergantung pada tekanan ban, didapat dari grafik gambar 2.23
- V_k = kecepatan kendaraan (km/h)

Pengaruh tekanan ban pada koefisien hambat rolling dapat dilihat pada Gambar 2. 23 Grafik Pengaruh Tekanan Ban pada f_o dan f_s berikut:



Gambar 2. 23 Grafik Pengaruh Tekanan Ban pada f_o dan f_s [10]

Sedangkan nilai rata-rata koefisien hambat rolling pada kendaraan dengan beberapa jenis kondisi jalan dapat dilihat pada Tabel 2. 4 Nilai Rata-rata dari Koefisien Hambatan Rolling untuk Berbagai Jenis dan Berbagai Kondisi Jalan berikut:

Tabel 2. 4 Nilai Rata-rata dari Koefisien Hambatan Rolling untuk Berbagai Jenis dan Berbagai Kondisi Jalan [9]

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan penumpang	0.015	0.08	0.3
Truk	0.012	0.06	0.25
Traktor	0.02	0.04	0.2

Setelah mendapatkan koefisien hambatan rol (fr) dengan menggunakan rumus 2.15 besarnya gaya hambatan rol dapat didapatkan dengan rumus 2.16,

$$R_r = f_r \times (W_f + W_r) \quad (2.16)$$

dimana,

- R_r = gaya hambatan rol (N)
- W_f = berat roda depan (N)
- W_r = berat roda belakang (N)

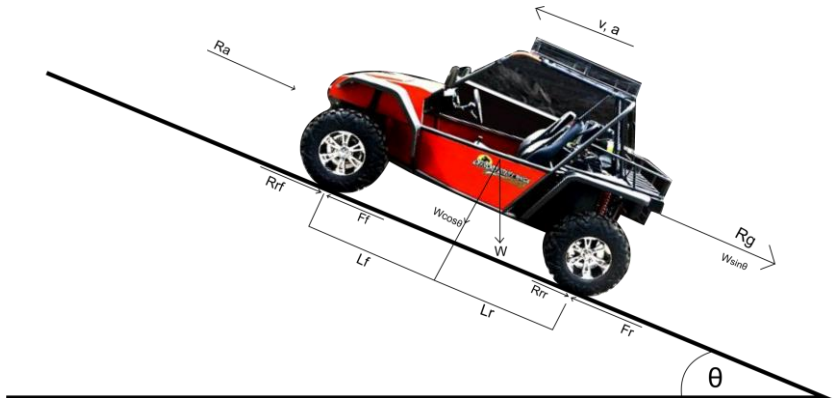
2.9.1.3 Gaya Hambatan Tanjakan

Gaya hambatan yang ketiga adalah gaya hambatan tanjakan, yaitu gaya hambatan yang diakibatkan adanya sudut tanjakan yang dilewati oleh kendaraan sehingga beban kendaraan akan bertambah akibat gaya gravitasi yang muncul. Diagram benda bebas dari gaya hambatan tanjakan pada kendaraan ini dapat dilihat pada Gambar 2. 24 Diagram Benda Bebas Kendaraan Saat Menanjak. Besarnya gaya hambatan akibat sudut tanjakan dapat dihitung dengan rumus berikut,

$$R_g = W \sin \theta \text{ (N)} \quad (2.17)$$

Dengan demikian, setelah meninjau tiga buah gaya hambatan yang bekerja pada kendaraan sesuai penjelasan sebelumnya, maka gaya hambatan total pada kendaraan dapat dirumuskan sesuai persamaan 2.18 dibawah ini,

$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad (2.18)$$



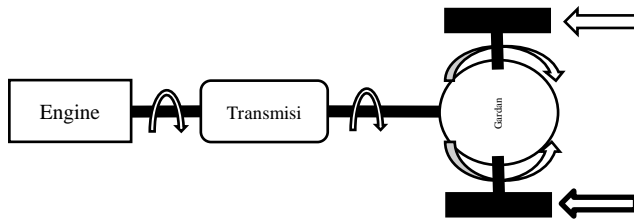
Gambar 2. 24 Diagram Benda Bebas Kendaraan Saat Menanjak

Saat kendaraan dalam posisi menanjak, besarnya sudut tanjak akan mempengaruhi besar *rolling resistance* kendaraan akibat perbedaan gaya normal pada kendaraan yang besarnya lebih kecil dibandingkan saat berjalan mendatar (gambar 2.24 yaitu besar gaya normal kendaraan sama dengan gaya berat kendaraan dikali \cos sudut tanjak). Sehingga rumus gaya dorong kendaraan total (rumus 2.8) sedikit dimodifikasi menjadi seperti berikut,

$$F_r = R_a + R_r + R_g$$

$$F_r = f_r \cdot W \cos\theta + \frac{1}{2} \rho C_d A V^2 + W \sin\theta \quad (2.19)$$

2.9.2 Gaya Dorong Kendaraan



Gambar 2. 25 Skema Aliran Daya Dari Mesin ke Roda [9]

Gaya dorong kendaraan adalah gaya yang terjadi pada roda penggerak kendaraan untuk bekerja melawan arah gerak gaya hambat kendaraan. Hambatan yang harus dilawan oleh gaya dorong tersebut adalah *drag force*, *rolling resistance*, serta gaya hambat kendaraan akibat sudut tanjak. Pemilihan roda penggerak juga menentukan gaya dorong kendaraan. Roda penggerak yang dipilih berdasarkan roda yang menerima gaya normal yang lebih besar. Gaya dorong ini didapatkan dari daya yang dihasilkan oleh mesin kendaraan (*engine*) yang kemudian disalurkan melalui sistem transmisi sehingga dapat menggerakkan roda (Gambar 2.25 Skema Aliran Daya Dari Mesin ke Roda). Untuk dapat menghitung besarnya gaya dorong yang mampu dihasilkan kendaraan, yaitu menggunakan persamaan 2.24. Untuk mencari besarnya nilai gaya dorong (F_t) aktual selain menggunakan metode analitis/ perhitungan yaitu dengan melakukan pengujian menggunakan mesin *dynotest* pada kendaraan.

Pada gambar 2.25 terdapat skema aliran daya dari mobil yang nantinya menghasilkan gaya dorong. Torsi mesin pada kendaraan (M_e) dihasilkan langsung dari pembakaran pada *combustion engine*. Torsi dari engine kemudian akan disalurkan ke drivetrain. Setelah melalui drivetrain daya langsung disalurkan ke roda penggerak. Daya yang disalurkan mulai dari engine sampai roda penggerak mengalami penurunan akibat adanya losses pada drivetrain. Pada roda penggerak terdapat torsi yang muncul disebut T_r . T_r sendiri adalah kebutuhan torsi untuk menggerakkan kendaraan. Torsi pada roda penggerak nantinya

akan digunakan untuk memutar roda agar bisa bergerak. Saat permukaan roda berputar maka akan terjadi gaya tangensial. Gaya tangensial ini yang biasa kita sebut dengan gaya dorong (F_t).

Proses transmisi dan transformasi torsi yang dihasilkan oleh mesin menjadi menjadi gaya dorong (F_t) yang terjadi pada roda penggerak dipengaruhi beberapa faktor berikut,

1. Perbandingan transmisi

$$it = \frac{ne}{ntr} \quad (2.20)$$

2. Perbandingan putaran pada gardan

$$ig = \frac{ntr}{np} \quad (2.21)$$

3. Torsi yang keluar dari transmisi

$$M_{tr} = it \cdot Me \quad (2.22)$$

4. Torsi pada poros penggerak setelah M_{tr} ditransmisikan melalui gardan

$$M_p = ig \cdot M_{tr} = it \cdot ig \cdot Me \quad (2.23)$$

Maka, gaya dorong pada roda penggerak (F_t) dengan memperhatikan efisiensi (η_t) pada semua proses transmisi untuk mobil pada umumnya dirumuskan sebagai berikut,

$$F_t = \frac{it \cdot ig \cdot Me}{r} \eta_t \quad (2.24)$$

dimana,

Me = torsi keluaran dari mesin (N.m)

ne = putaran mesin

nr	= putaran transmisi
np	= putaran poros penggerak
r	= jari-jari roda (m)
η_t	= efisiensi transmisi
it	= perbandingan gigi transmisi
ig	= perbandingan transmisi pada gardan

2.10 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

Kecepatan maksimum kendaran dalam setiap tingkat transmisi (k) dapat dirumuskan:

$$V_k = \frac{2 \times \pi \times n_e \times r}{60 \times i_k \times i_g} (1 - s) \quad (2.25)$$

dimana,

V_k = kecepatan pada tingkat k (km/h)

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

i_k = rasio transmisi pada tingkat k

Dalam gerakan lurus besarnya percepatan dapat dilakukan oleh kendaraan adalah merupakan faktor penting sebagai parameter kinerja laju kendaraan. Untuk kendaraan yang bergerak dari keadaan diam sampai kecepatan tertentu (percepatan) atau dari kecepatan tertentu sampai berhenti (perlambatan), maka percepatan (a), waktu (t), dan jarak (S) dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut,

- Untuk kondisi percepatan, kendaran diam mencapai kecepatan akhir (Vt)

$$a = \frac{Vt^2}{2.S} = \frac{Vt}{t} = \frac{2.S}{t^2} \quad (2.26)$$

$$t = \frac{vt}{a} = \frac{2.S}{vt} = \sqrt{\frac{2.S}{a}} \quad (2.27)$$

$$S = \frac{vt^2}{2.a} = \frac{vt \cdot t}{2} = \frac{2.t^2}{2} \quad (2.28)$$

- b. Sedangkan untuk mencari percepatan untuk setiap tingkat gigi (k), dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$a_k = \frac{(Ft - Rrr - Ra)}{\text{massa penuh}} \quad (2.29)$$

dimana,

- a = percepatan (m/s)
- Ft = gaya dorong (N)
- Rrr = gaya hambat resistance pada roda belakang (N)
- Ra = hambatan hambat aerodinamika (N)

2.11 Tanjakan Maksimum (θ_{max})

Tanjakan maksimum adalah sudut tanjak yang mampu dilalui oleh kendaraan untuk kecepatan tertentu tanpa ada percepatan atau perlambatan. Sehingga penting untuk mengetahui kapasitas kendaraan untuk melalui tanjakan maksimum dan dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$F_f = R_r + R_a + R_g$$

$$F_f = f_r \cdot W \cos \theta_{max} + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 + W \sin \theta_{max} \quad (2.30)$$

$$F_t = F_f = \frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t}{r} \quad (2.31)$$

Substitusi persamaan 2.30 dan 2.31, sehingga sudut tanjakan maksimum dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t}{r} = f_r \cdot W \cos \theta_{max} + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 + W \sin \theta_{max} \quad (2.32)$$

$$V = \sqrt{\frac{\frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t}{r} - f_r \cdot W \cos \theta_{max} - W \sin \theta_{max}}{\frac{1}{2} \rho C_d A_f}} \quad (2.33)$$

$$\theta_{max} = \arcsin \left(\frac{F_t - R_r - R_a}{W} \right) \quad (2.34)$$

2.12 Karakteristik Transmisi Kendaraan

Untuk mengetahui karakteristik transmisi kendaraan, maka dibuat grafik untuk gaya dorong *versus* kecepatan. Contoh grafik karakteristik kendaraan untuk suatu transmisi 4 tingkat ditunjukkan pada Gambar 2.26 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan Penumpang di bawah. Pada gambar tersebut ditunjukkan hambatan *rolling* (R_r), hambatan aerodinamis (R_a), gaya dorong total, gaya dorong bersih, dan gaya dorong maksimum yang dapat terjadi pada bidang kontak ban dan jalan dengan asumsi koefisien gesek tertentu.

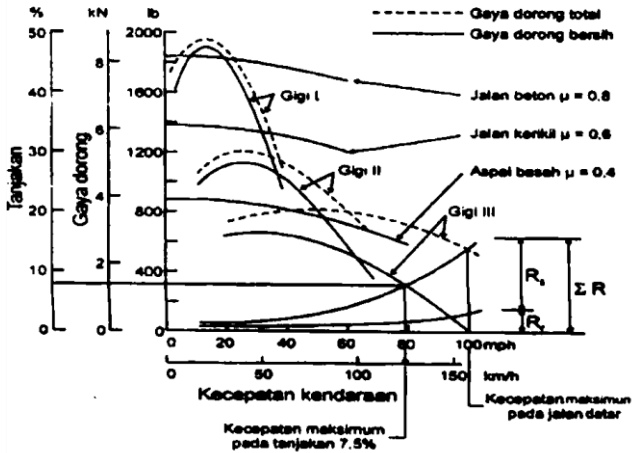
Gaya dorong bersih (F_n) yang dimaksudkan adalah gaya dorong total dikurangi hambatan *rolling* dan hambatan aerodinamika, dirumuskan sebagai berikut:

$$F_n = F_t - R_r - R_a \quad (2.35)$$

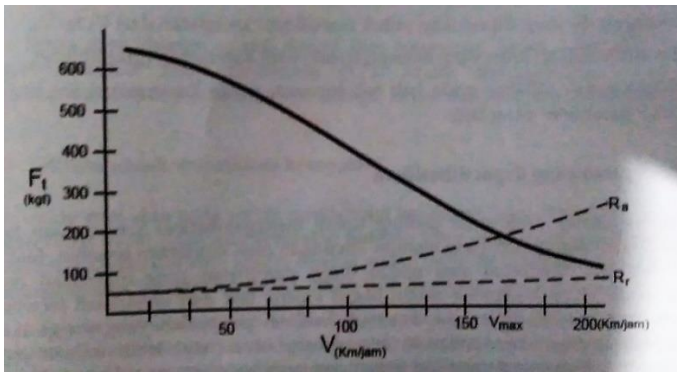
Pada gambar tersebut ditunjukkan juga *gradability* sehingga dapat dilihat besarnya kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada *gradability* tertentu.

Selanjutnya, apabila kita tinjau grafik karakteristik traksi mobil CVT, maka grafik nya akan menyerupai garis kontinu

(Gambar 2.27 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan Penumpang CVT). Hal ini diakibatkan oleh adanya *torque controller* yang bisa mengatur torsi *output engine* sesuai dengan kebutuhan gaya dorong kendaraan.



Gambar 2. 26 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan Penumpang (Manual Transmission) [9]



Gambar 2. 27 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan Penumpang CVT [9]

2.13 Dynotest

Dynotest merupakan suatu alat yang digunakan untuk mengukur torsi (*torque*) dan kecepatan putaran (*rpm*) dari tenaga yang diproduksi oleh suatu mesin, motor atau penggerak berputar lain. *Dynotest* dapat juga digunakan untuk menentukan tenaga dan torsi yang diperlukan untuk mengoperasikan suatu mesin.

Secara Umum, berdasarkan cara pengujiannya terdapat 2 jenis mesin *dynotest*. Pertama, jenis mesin *dyno* yang cara pengujianya dilakukan dengan menyambungkan langsung shaft penggerak dengan mesin uji. *Dynotest* ini dikenal sebagai *engine dyno* atau *base dynamometer* seperti yang terlihat pada Gambar 2.28 *Base Dynamometer*.



Gambar 2. 28 *Base Dynamometer*

Jenis kedua yaitu *dynotest* yang cara pengujianya dilakukan dengan mengukur Ft yang muncul pada roda kendaraan. Pengujian ini dikenal sebagai *chassis dynamometer*. Pengujian traksi dengan cara kedua ini umumnya dilakukan dengan menjalankan mobil pada *roller* (Gambar 2.29 *Chassis*

Dynamometer) yang tersambung dengan mesin dyno sehingga besarnya Ft yang dihasilkan mobil dapat diukur.



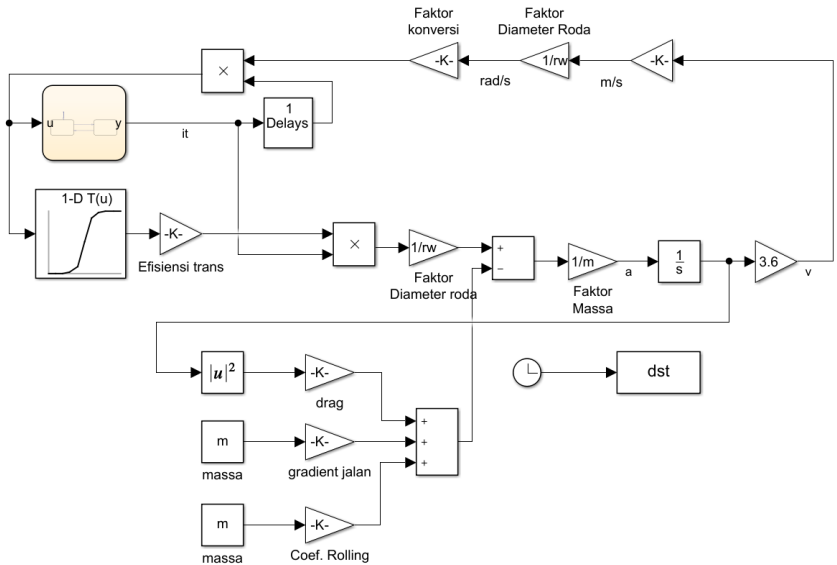
Gambar 2. 29 Chassis Dynamometer [3]

2.14 Simulink

Simulink merupakan salah satu fitur yang ada pada *software* MATLAB (Mathworks Inc.). Simulink dapat digunakan sebagai sarana pemodelan, simulasi dan analisis dari sistem dinamik dengan menggunakan antar muka grafis. Simulink terdiri dari beberapa kumpulan toolbox yang dapat digunakan untuk analisis sistem linier dan non linier. Beberapa *library* yang sering digunakan dalam sistem kontrol antara lain *math*, *sinks*, dan *sources*. Simulink pada matlab dibuka dengan *library browser* yang digunakan untuk membuat model blok simulasi. Simulink pada Matlab antara lain berisi *continuous element*, *discontinuous element*, *math operations*, *signal routing*, *sink models*, dan *signal routing*.

Membuat model pada Simulink Matlab dilakukan dengan cara membuat model baru pada *library browser*. Kemudian memasang blok-blok yang diinginkan dan menyambungkannya

dengan konektor. Contoh sederhana dari blok diagram dapat dilihat seperti pada Gambar 2.30 Contoh *Simulink Block*.



Gambar 2. 30 Contoh *Simulink Block*

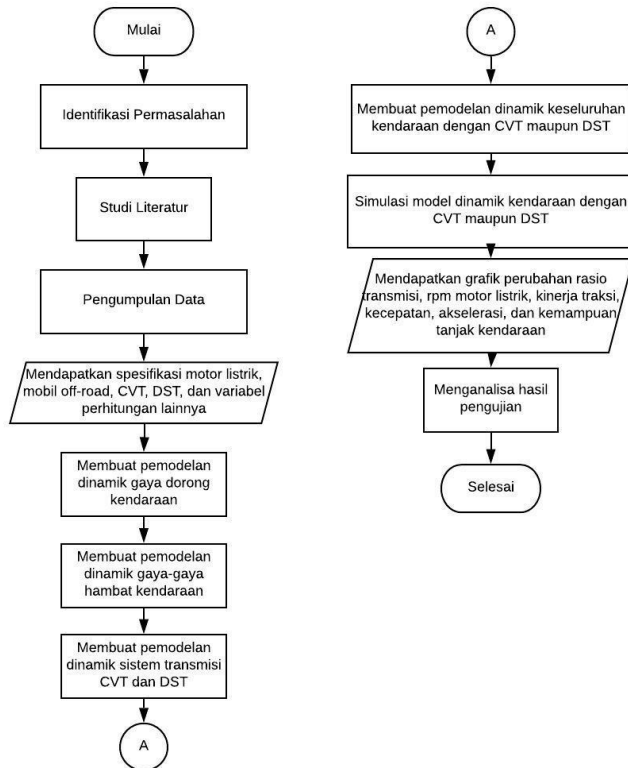
Setelah membuat blok, langkah selanjutnya adalah dengan mengatur *properties* dari masing-masing blok. Setelah itu dilakukan konfigurasi parameter-parameter untuk mengatur simulasi agar sesuai model yang diinginkan. Langkah terakhir adalah dengan menjalankan simulasi sehingga akan didapatkan hasil yang di inginkan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Dalam menyelesaikan tugas akhir ini, disusunlah sejumlah tahapan yang merupakan langkah-langkah dalam mewujudkan tujuan. Tahapan tersebut dinyatakan dalam diagram alir pada Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Tugas Akhir sebagai berikut:



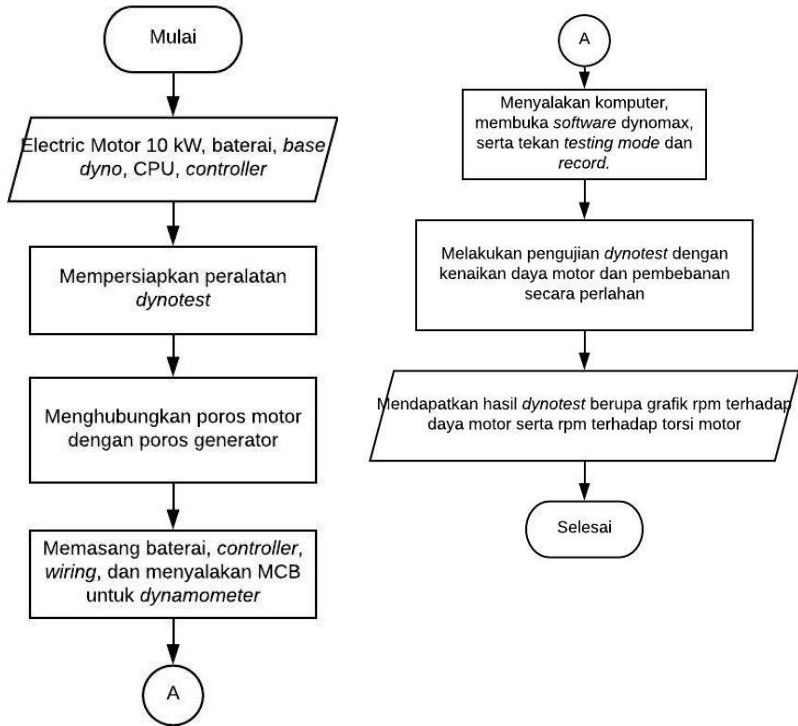
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian Tugas Akhir

Proses penyusunan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dalam beberapa tahapan sebagai berikut:

- Tahap awal, dilakukan identifikasi permasalahan sebelum memulai penelitian. Kemudian dilakukan studi literatur dari berbagai buku, jurnal-jurnal ilmiah dan penelitian-penelitian terdahulu yang terkait dengan *driveability* kendaraan
- Tahap kedua, setelah mendapat konsep penelitian yang akan dilakukan, mulai dilakukan pengumpulan data dengan melakukan pengukuran, pengujian dan perhitungan, simulasi, maupun melalui literatur yang telah tersedia.
- Tahap ketiga, setelah seluruh data dan rumusan perhitungan diperoleh, dilakukan pemodelan dinamik dari gaya dorong kendaraan, gaya-gaya hambat kendaraan, sistem transmisi, dan dibuat model dinamik keseluruhan kendaraan dengan CVT maupun dengan DST.
- Tahap keempat, dilakukan simulasi dari model dinamik kendaraan dengan CVT maupun DST. Diperoleh hasil simulasi berupa grafik kecepatan, rasio transmisi, kinerja traksi, dan juga rpm kendaraan.
- Tahap kelima, dilakukan analisa *driveability* kendaraan dari hasil simulasi dan dilakukan perbandingan performa antara kendaraan dengan CVT dan dengan DST.

3.2 Diagram Alir Pengujian

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan nilai torsi dan daya motor pada putaran tertentu. Pengujian *base dynotest* dilakukan di PUI-SKO ITS Mobil Listrik Nasional dengan *flowchart* seperti pada Gambar 3.2 Diagram Alir Pengujian *Dynotest* berikut :

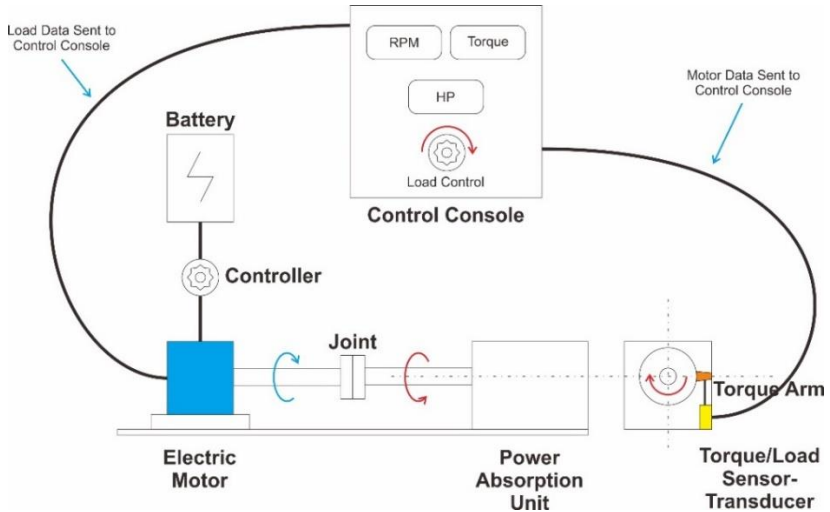


Gambar 3. 2 Diagram Alir Pengujian *Dynotest*

Langkah-langkah *dynotest*:

1. Persiapan peralatan, antara lain: motor listrik 10 kW, baterai, *base dynamometer*, CPU, *controller*
2. Mempersiapkan motor listrik diatas meja *base dynamometer*
3. Menghubungkan poros motor listrik dengan poros generator
4. Memastikan seluruh komponen *dynotest* tersusun seperti pada Gambar 3.3 Skema Pengujian *Base Dynamometer* dan menyalakan motor listrik

5. Melakukan *dyno test* dengan kenaikan daya motor dan pembebanan
6. Mendapatkan grafik hasil pengujian *dynotest* (grafik rpm vs terhadap daya motor serta rpm vs torsi motor)



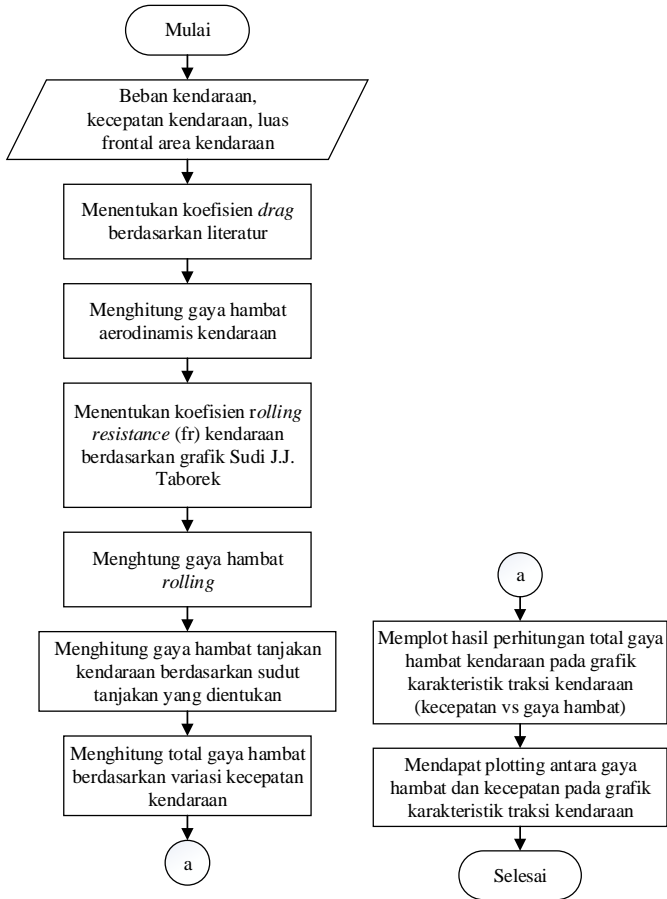
Gambar 3. 3 Skema Pengujian Base Dynamometer

3.3 Diagram Alir Perhitungan

Dalam sub bab ini akan dipaparkan flowchart perhitungan-perhitungan yang ada di penelitian ini seperti perhitungan gaya hambat, perhitungan rasio transmisi, dan perhitungan responsivitas kendaraan.

3.3.1 Menghitung Gaya Hambat Kendaraan

Perhitungan gaya hambat kendaraan ditunjukkan dalam bentuk flowchart pada Gambar 3.4 Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat berikut:



Gambar 3. 4 Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat

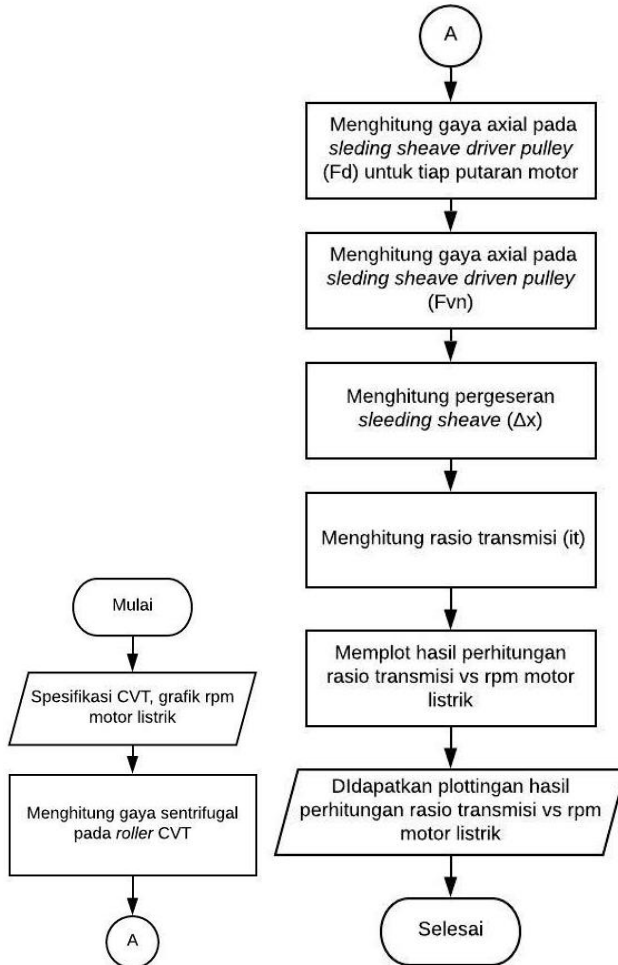
Langkah-langkah perhitungan gaya hambat kendaraan:

1. Menentukan beban kendaraan, kecepatan kendaraan, dan luas *frontal* kendaraan.
2. Menentukan koefisien drag berdasarkan literatur.
3. Menghitung gaya hambat aerodinamis kendaraan dengan rumus 2.14.

4. Menentukan koefisien *rolling resistance* ban berdasarkan tekanan ban kendaraan dengan rumus 2.15.
5. Menghitung gaya hambat *rolling* kendaraan dengan variasi sudut tanjakan yang berbeda. ($R_r = f_r W$ pada kondisi jalan datar; $R_r = f_r W \cos \theta$ pada kondisi tanjakan)
6. Menghitung gaya hambat tanjakan kendaraan dengan beberapa variasi sudut tanjak dengan rumus 2.17.
7. Menghitung gaya hambat total kendaraan.

3.3.2 Menghitung Rasio Transmisi CVT

Perhitungan rasio transmisi CVT ditunjukkan dalam bentuk flowchart pada Gambar 3.5 Diagram Alir Perhitungan Rasio Transmisi CVT berikut:



Gambar 3. 5 Diagram Alir Perhitungan Rasio Transmisi CVT

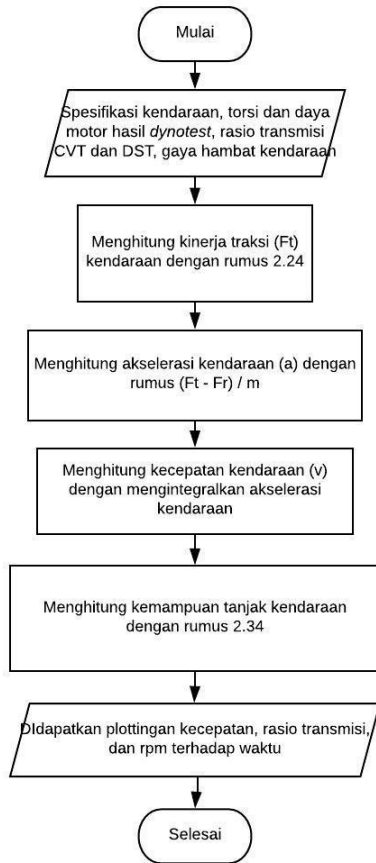
Langkah-langkah perhitungan rasio transmisi kendaraan:

1. Menentukan spesifikasi CVT yang digunakan
2. Menghitung gaya sentrifugal pada *roller* CVT dengan rumus $F_c = m y_m \omega^2$

3. Menghitung gaya axial pada *sleding sheave driver pulley* (F_d) menggunakan rumus 2.9 dengan asumsi awal $a = 0$
4. Menghitung gaya axial pada *sleding sheave driven pulley* (F_{vn}) menggunakan rumus 2.11
5. Menghitung pergeseran *sleding sheave* (Δx) dengan rumus 2.12
6. Menghitung rasio transmisi (i_t) dengan rumus 2.13
7. Mendapat plottingan rasio transmisi (i_t) vs rpm motor listrik

3.3.3 Menghitung *Driveability* Kendaraan

Perhitungan *driveability* kendaraan ditunjukkan dalam bentuk flowchart pada Gambar 3.6 Diagram Alir Perhitungan *Driveability* Kendaraan berikut:



Gambar 3. 6 Diagram Alir Perhitungan *Driveability* Kendaraan

Langkah-langkah perhitungan *driveability* kendaraan:

1. Menentukan spesifikasi kendaraan, torsi dan daya motor, rasio transmisi CVT maupun DST, dan gaya hambat kendaraan
2. Menghitung kinerja traksi dengan rumus 2.24

3. Menghitung akselerasi kendaraan (a) dengan rumus $(F_t - F_{acc}) / m$
4. Menghitung kecepatan kendaraan (v) dengan mengintegrasikan akselerasi kendaraan
5. Menghitung kemampuan tanjak kendaraan dengan rumus 2.34
6. Mendapat grafik *driveability* kendaraan berupa grafik kinerja putaran motor, perubahan rasio transmisi baik CVT maupun DST, kecepatan dan akselerasi kendaraan, serta kemampuan tanjak kendaraan.

3.4 Pengumpulan Data

Sebelum pengambilan judul tugas akhir ini, dilakukan observasi lapangan pada mobil off-road yang akan diteliti. Observasi ini bertujuan untuk mengambil data-data yang diperlukan sebagai penunjang tugas akhir. Pengambilan data dilakukan di lapangan maupun jurnal penelitian. Data yang dimaksud meliputi data dimensi mobil dan spesifikasinya seperti pada Tabel 3.1 Spesifikasi Mobil Off-Road Fin Komodo berikut:

Tabel 3. 1 Spesifikasi Mobil Off-Road Fin Komodo

Sistem Penggerak	2WD Rear Wheel Drive
Engine	4 Stroke 250 cc
Torsi Maksimum	17,6 Nm/5500 rpm (on wheel 1040 Nm)
Power Maksimum	14 hp/7500 rpm
Sistem Pendingin	Air
Starter	Elektrik
Transmisi	CVT dan DST
Sistem Penggerak	2 roda belakang dengan LSD 1 : 5 (untuk CVT)

Rangka	Tubular
Steering system	Rack & Pinion
Suspensi Depan	Fully Independent Double Wishbone dengan coil spring
Suspensi Belakang	Fully Independent Double Wishbone dengan coil spring
Rem Depan	2 buah hidrolis cakram
Rem belakang	hidrolis cakram
Ban depan	25 x 8 x 12
Ban belakang	25 x 10 x 12
Wheelbase	2000 mm
Jarak roda	1400 mm
Panjang total	2650 mm
Lebar total	1750 mm
Tinggi total	1460 mm
Berat Kosong	570 kg
Kapasitas angkut	200 kg

Adapun data-data penunjang perhitungan lain di luar spesifikasi mobil yang diperoleh. Seperti data-data spesifikasi dari motor listrik, CVT, dan DST sebagai berikut:

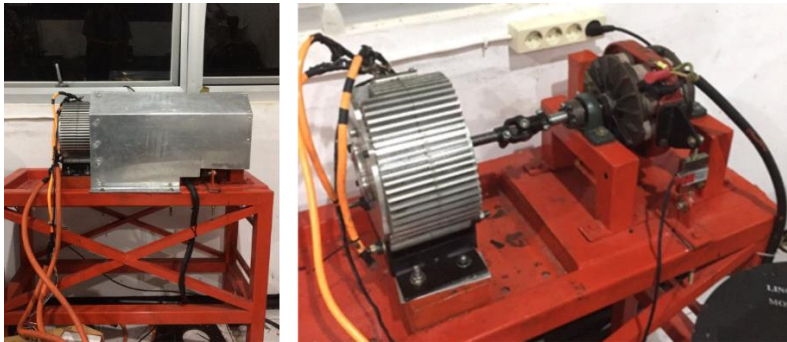
3.4.1 Pengambilan Data Motor Listrik

Sistem *dynotest* yang dipilih pada pengujian ini adalah sistem *base dynamometer* dimana *torque/load sensor* terpasang pada sistem penggerak kendaraan langsung, yang mana pada penelitian ini sistem penggerak kendaraan yang digunakan adalah motor listrik 10 kW. Pengujian *dynotest* ini dilakukan dengan kondisi *wide open throttle* (WOT) dan dengan skema pengujian berdasarkan gambar 3.3. Pengujian dilakukan oleh mekanik bengkel dan juga penulis di PUI SKO ITS. Dokumentasi

pengujian ditunjukkan pada Gambar 3.7 Perangkat Uji dan *Controller Dynotest* dan Gambar 3.8 Skema Pengujian sebagai berikut:



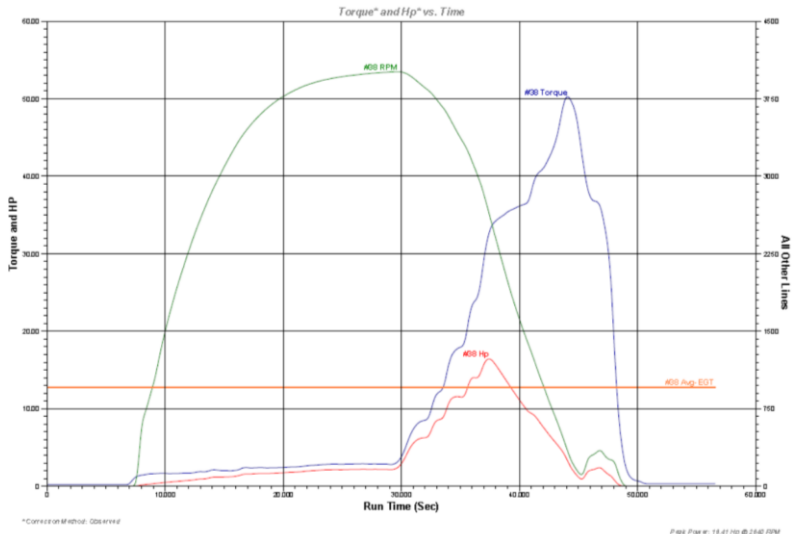
Gambar 3. 7 Perangkat Uji dan *Controller dynotest*



Gambar 3. 8 Skema Pengujian

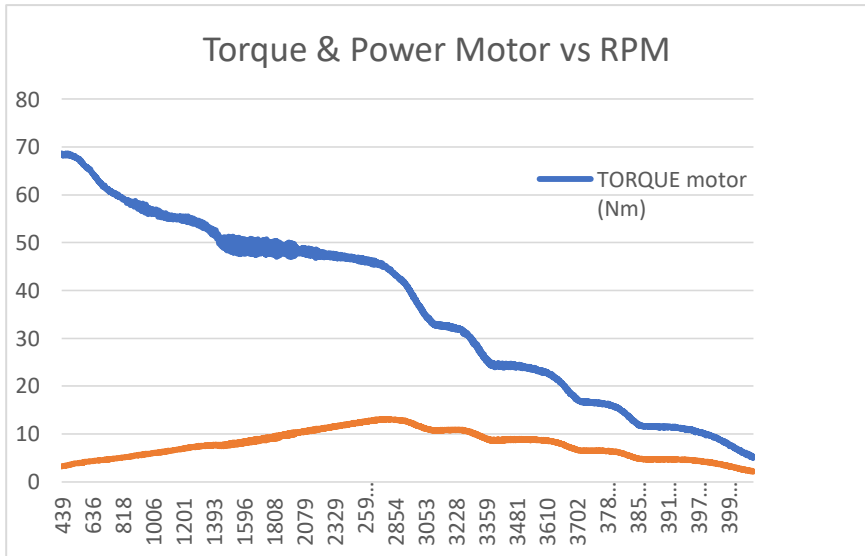
Uji *dynotest* ini dilakukan dengan menyalakan motor listrik 10 kW hingga rpm maksimum yang kemudian diberi pembebanan berupa arus (ampere) hingga daya pada motor habis. Torsi dan daya yang dikeluarkan oleh motor listrik 10 kW untuk melawan pembebanan tersebut dicatat oleh komputer dan

ditampilkan dalam bentuk grafik terhadap rpm motor sebagai berikut:



Gambar 3. 9 Grafik Hasil Uji *Dynotest* (PUI SKO ITS)

Garis biru pada grafik pada Gambar 3.9 Grafik Hasil Uji *Dynotest* (PUI SKO ITS) di atas menunjukkan nilai torsi, garis merah menunjukkan nilai daya, dan garis hijau menunjukkan nilai rpm dari motor. Hasil uji *dynotest* motor 10 kW tersebut kemudian diolah lebih lanjut untuk mendapat tampilan grafik yang sesuai dengan karakteristik torsi-daya motor listrik pada umumnya. Grafik yang diperoleh setelah dilakukan pengolahan data adalah seperti pada Gambar 3.10 Grafik *Torque-Power* Motor Listrik 10 kW berikut:



Gambar 3. 10 Grafik *Torque-Power* Motor Listrik 10 kW

3.4.2 Pengambilan Data *Continuously Variable Transmission* (CVT)

- Pengukuran konstanta pegas (k):

Dilakukan pengujian konstanta pegas dengan memberi variasi gaya tekan pada pegas (F) dan mengukur defleksi pegas (Δx) untuk masing-masing besar gaya tekan. Dengan perhitungan menggunakan rumus 2.6 dan asumsi besar gravitasi (g) adalah 9.8 m/s^2 , akan didapatkan besar nilai konstanta pegas yang digunakan pada CVT. Pengujian dilakukan pertama-tama dengan pengukuran panjang awal pegas (x_1). Didapatkan panjang awal pegas sebesar 95.45 mm atau sama dengan 0.09545 m. Kemudian pegas diletakkan diatas timbangan yang nantinya akan diberi gaya tekan. Sebelum memberi gaya tekan, timbangan harus diposisikan pada titik 0 terlebih dahulu. Dokumentasi pengukuran dapat dilihat pada

Gambar 3.11 Skema Pengukuran Konstanta Pegas berikut:



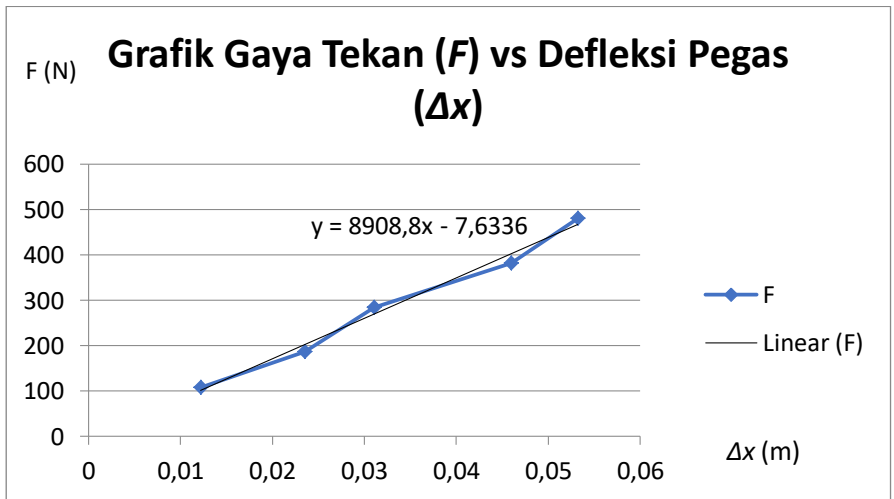
Gambar 3. 11 Skema Pengukuran Konstanta Pegas

Kemudian dilakukan pemberian gaya tekan pada pegas yang akan terbaca pada timbangan (m). Setelah diberi gaya tekan, dilakukan pengukuran panjang pegas untuk mengetahui panjang pegas setelah terdefleksi (x_2). Dari hasil pengukuran $x_2 - x_1$ akan diperoleh nilai defleksi pegas (Δx). Dari hasil pengujian tersebut, didapatkan hasil dari pengukuran konstanta pegas dan grafik besar konstanta pegas terhadap gaya tekan seperti pada tabel 3.2 Hasil Pengukuran Konstanta Pegas sebagai berikut:

Tabel 3. 2 Hasil Pengukuran Konstanta Pegas

m (kg)	F (N)	x_1 (m)	x_2 (m)	Δx (m)	k (N/m)
11	107.8	0.09545	0.08324	0.01221	8828.828829
19	186.2	0.09545	0.07193	0.02352	7916.666667
29	284.2	0.09545	0.0644	0.03105	9152.979066
39	382.2	0.09545	0.04945	0.046	8308.695652
49	480.2	0.09545	0.04224	0.05321	9024.619432
$\sum k = 43231.78965 \text{ N/m}$ $\bar{k} = 8646.357929 \text{ N/m}$					

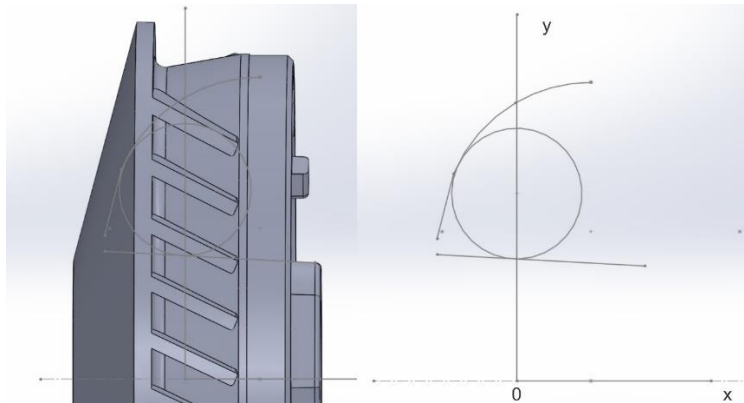
Dari hasil tersebut diketahui bahwa rata-rata konstanta pegas (\bar{k}) adalah 8646.357929 N/m. Sedangkan persamaan untuk nilai gaya tekan terhadap defleksi pegas dapat diperoleh melalui grafik pada Gambar 3.12 Grafik Gaya Tekan terhadap Defleksi Pegas di bawah ini:



Gambar 3. 12 Grafik Gaya Tekan terhadap Defleksi Pegas

- Pengukuran jarak pusat poros terhadap pusat roller (y_m) dan sudut antara garis axial dan titik singgung antara roller dan rumahnya (τ):

Untuk dapat mengetahui besar jarak pusat poros terhadap pusat roller (y_m) dan sudut antara garis axial dan titik singgung antara roller dan rumahnya (τ), pertamanya dilakukan pemodelan sketsa sederhana gerak roller dalam puli primer terlebih dahulu. Sketsa gerak roller dapat dilihat pada Gambar 3.13 Sketsa Gerak Roller CVT berikut:



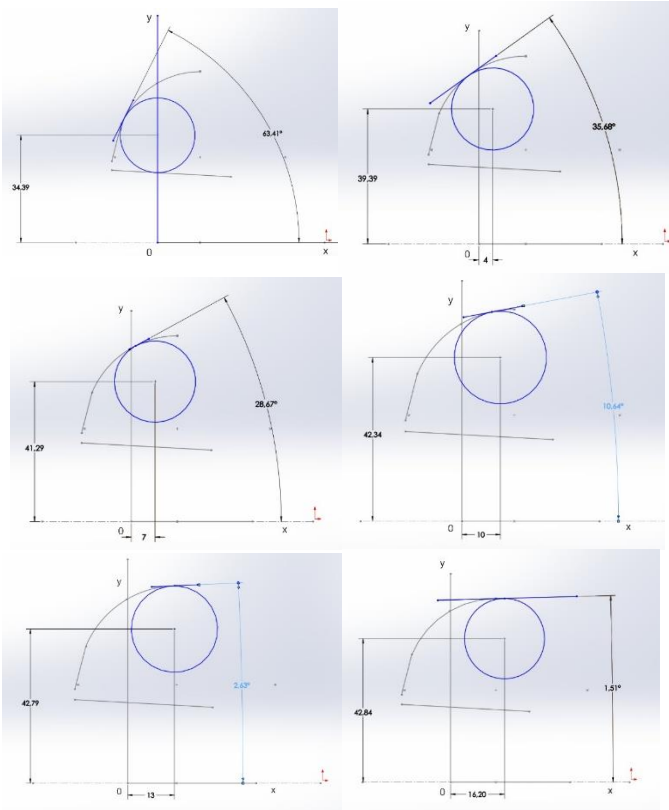
Gambar 3. 13 Sketsa Gerak Roller CVT

Dari sketsa tersebut, dapat dicari persamaan y_m maupun persamaan τ terhadap pergeseran roller searah sumbu x . Besar pergeseran roller searah sumbu x yang merupakan fungsi putaran motor dapat diperoleh dengan perhitungan sebagai berikut:

$$x = \iint \frac{mr.y_m.\omega^2.\cos\delta.\sin\delta}{mr} dt, 0 < x < 0.0612 \quad (3.1)$$

Untuk mencari persamaan y_m maupun persamaan τ , dilakukan percobaan pada sketsa gerak roller cvt dengan memberi pergeseran sebesar x pada pusat roller dan

dilakukan pengukuran besar y_m maupun r untuk beberapa variasi nilai x . Hasil percobaan dapat dilihat pada Gambar 3.14 Hasil Pengujian Gerak Roller CVT berikut:



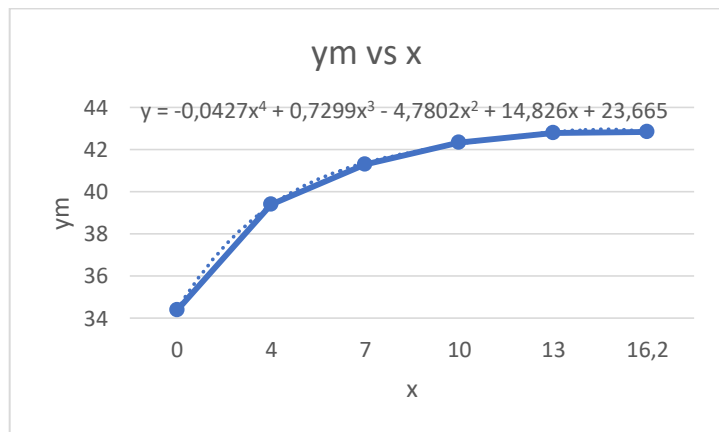
Gambar 3. 14 Hasil Pengujian Gerak Roller CVT

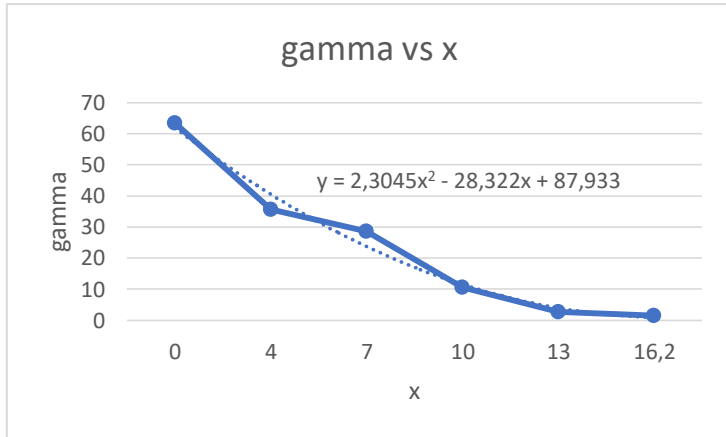
Dari hasil pengujian tersebut diperoleh nilai y_m dan r untuk setiap variasi x seperti yang ditampilkan pada tabel 3.3 Hasil Pengukuran Pengujian Gerak Roller CVT sebagai berikut:

Tabel 3. 3 Hasil Pengukuran Pengujian Gerak Roller CVT

x (mm)	y_m (mm)	r ($^{\circ}$)
0	34.39	63.41
4	39.39	35.68
7	41.29	28.67
10	42.34	10.64
13	42.79	2.63
16.2	42.84	1.51

Dari Hasil tersebut dapat dibuat grafik dengan memploting nilai y_m dan r untuk setiap variasi x . Dengan melihat *trendline* dari setiap grafik, dapat diketahui persamaan untuk nilai y_m dan r . Grafik hasil pengujian dapat dilihat pada Gambar 3.15 Grafik y_m terhadap x dan Gambar 3.16 Grafik r terhadap x berikut:

Gambar 3. 15 Grafik y_m terhadap x



Gambar 3. 16 Grafik γ terhadap x

- Pengukuran massa roller CVT (m_r)

Selain menganalisa gerak dinamis roller dalam puli primer CVT, dilakukan juga pengukuran berat massa ke-6 roller yang digunakan dalam CVT sebagai salah satu variabel perhitungan penelitian. Pengukuran massa roller CVT dilakukan dengan membongkar komponen CVT dan melakukan penimbangan langsung pada setiap roller CVT. Dari hasil pengukuran tersebut diperoleh nilai massa untuk ke-6 roller CVT adalah 23 gram. Proses pengukuran dapat dilihat pada Gambar 3.17 Pengukuran Massa Roller CVT berikut:



Gambar 3. 17 Pengukuran Massa Roller CVT

Dari hasil pengujian dan pengukuran pada CVT, diperoleh data-data untuk perhitungan CVT seperti pada Tabel 3.4 Spesifikasi CVT berikut:

Tabel 3. 4 Spesifikasi CVT

variable		value	unit
massa roller	m_r	0.023	kg
jari-jari roller	r_r	0.012	m
jari-jari pulley primer minimum	r_{1min}	0.035	m
jari-jari pulley sekunder maximum	r_{2max}	0.08	m
koefisien gesek kinematis pulley terhadap roller	$\mu_c = \mu_b$	0.07	
sudut antara plat penahan belakang roller dan garis sumbu poros	δ	30.3	°
sudut alur pulley	α	15	°

jari-jari poros puli primer	r_{shaft}	0.0248	m
Konstanta Pegas	k	8646.357	N/m

- Jarak pusat poros terhadap pusat roller (y_m):

$$y_m(x) = -0,0427x^4 + 0,7299x^3 - 4,7802x^2 + 14,826x + 23,665 \quad (3.2)$$

- Sudut antara garis axial dan titik singgung antara roller dan rumahnya (γ):

$$\gamma = 2,3045x^2 - 28,322x + 87,933 \quad (3.3)$$

3.4.3 Pengambilan Data *Dual-Speed Transmission* (DST)

Variabel selanjutnya yang dibutuhkan adalah nilai rasio *dual speed transmission* (DST). Nilai rasio DST ini dibutuhkan untuk membuat model dinamik kendaraan dengan sistem transmisi SST yang nantinya akan menjadi pembanding dari performa kendaraan dengan sistem transmisi CVT. Dari pengumpulan yang telah dilakukan, diketahui bahwa sistem transmisi DST ini tidak menggunakan *final drive* seperti pada CVT dan telah didapatkan juga nilai rasio transmisi untuk sistem transmisi DST sebagai berikut:

- 1:16 untuk gigi 1
- 1:8 untuk gigi 2

Kondisi untuk *up-shifting* maupun *down-shifting* juga telah ditentukan yaitu *up-shifting* pada batas atas putaran motor ≥ 3500 dan *down-shifting* pada batas bawah putaran motor ≤ 500 rpm.

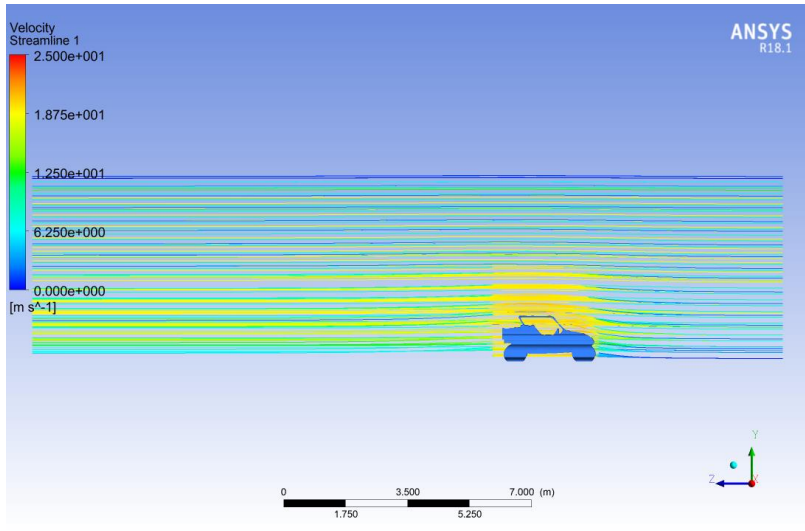
3.4.4 Pengambilan Data Variabel Perhitungan Gerak Dinamis Kendaraan

Setelah diperoleh data-data CVT dan DST, dilakukan pengumpulan variabel-variabel perhitungan lainnya yang dibutuhkan dalam penelitian seperti pada Tabel 3.5 Variabel Perhitungan berikut:

Tabel 3. 5 Variabel Perhitungan

variable		value	unit
Koefisien hambatan rolling	f_r	0.04	
Koefisien hambat aerodinamis	C_d	0.79	
Luas frontal kendaraan	A_f	1.633	m ²
Massa jenis udara	ρ	1.2	kg/m ³
Efisiensi total	η_t	0.9	

Koefisien hambat *rolling* diperoleh sebesar 0.04 sesuai dengan table 2.4 dengan Batasan kondisi yaitu kendaraan merupakan mobil *off-road* dengan ban *dual purpose* seperti traktor yang disimulasikan pada jalan aspal. Sedangkan koefisien hambat aerodinamis dan luas frontal kendaraan diperoleh dengan bantuan simulasi pada aplikasi *Ansys Workbench* yang menyimulasikan model 3d kendaraan dari *SolidWork*. Simulasi dilakukan dengan batasan-batasan simulasi seperti ukuran *wind tunnel* yang sesuai dengan aturan pada *Ahmed Body Simulation*, serta v *inlet* dan massa jenis udara yang sesuai aturan *computational fluid dynamics*. Kecepatan angin saat simulasi ini diasumsikan sebesar 18 m/s . Hasil dari simulasi tersebut dapat dilihat pada Gambar 3.18 Hasil Simulasi Koefisien *Drag* Menggunakan *Ansys Workbench* sebagai berikut:



Gambar 3. 18 Hasil Simulasi Koefisien Drag Menggunakan *Ansys Workbench*

Dari hasil uji tersebut, diketahui objek penelitian memiliki luas *frontal* (A_f) sebesar 1.633 m^2 dan koefisien hambatan aerodinamis (C_d) sebesar 0.515. Pada umumnya kendaraan tipe *convertible car / open top* memiliki koefisien hambatan aerodinamis 0,6 - 0,7. Namun meskipun objek amatan termasuk dalam kategori *open top car* dengan model *body* kendaraan yang menyerupai jeep, mobil yang menjadi objek amatan pada penelitian ini tidak menggunakan kaca. Hal ini menyebabkan nilai C_d pada objek amatan menjadi lebih kecil dibandingkan dengan mobil jeep pada umumnya karena efek *blocking* aliran udara pada kaca depan kendaraan tidak ada. Sehingga hasil simulasi dengan nilai C_d sebesar 0,515 dapat dikatakan cukup valid.

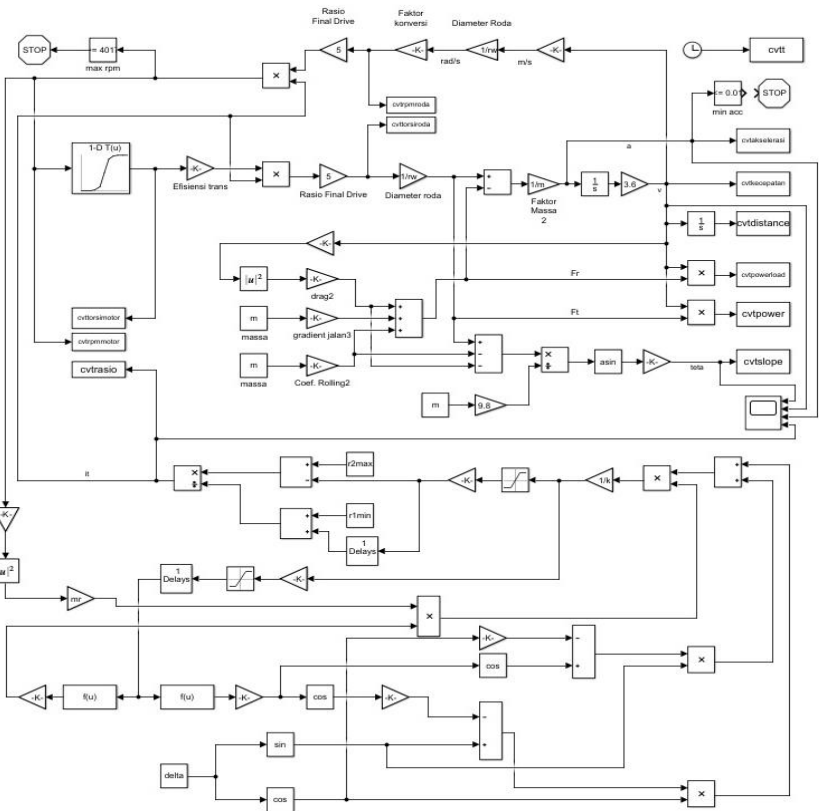
3.5 Model Dinamik Kendaraan

Rumus-rumus perhitungan yang ada pada dasar teori dan data-data perhitungan yang telah diperoleh dari objek amatan

disusun menjadi sebuah model dinamik pada aplikasi Simulink. Pemodelan dinamik ini bertujuan untuk mempermudah proses perhitungan, pengaturan, dan juga pengamatan dalam penelitian ini. Hasil penyusunan yang telah dilakukan dapat dilihat pada model dinamik kendaraan sebagai berikut:

3.5.1 Model Dinamik Kendaraan dengan CVT (Simulink)

Model dinamik kendaraan dengan CVT secara umum terdiri atas beberapa bagian perhitungan inti yaitu perhitungan gaya traksi, perhitungan rasio transmisi (CVT), perhitungan gaya hambat, perhitungan putaran roda (rpm), dan perhitungan-perhitungan aspek *driveability* kendaraan seperti kecepatan, akselerasi, dan daya tanjak kendaraan. Gaya traksi motor yang merupakan *output* dari *lookup table* hasil *dynotest* motor listrik dengan *input* berupa putaran motor (rpm) dikalikan dengan rasio transmisi dan dibagi jari-jari roda akan menghasilkan gaya traksi kendaraan. Gaya traksi tersebut dikurangkan dengan gaya hambat aerodinamis, tanjakan, dan juga *rolling resistance* dan didapatkan gaya traksi sisa kendaraan untuk akselerasi. Gaya traksi sisa yang dibagi dengan massa mobil akan menghasilkan nilai akselerasi kendaraan yang apabila diintegrasikan akan menghasilkan nilai kecepatan kendaraan. Dari nilai-nilai yang telah diperoleh tersebut dapat dicari nilai-nilai *driveability* lainnya dengan rumus-rumus yang ada dalam tinjauan pustaka. Sedangkan perhitungan rasio transmisi (CVT) kendaraan diperoleh dengan menyusun rumus-rumus 2.1 – 2.13 pada tinjauan pustaka. Dengan *input*-an berupa putaran motor listrik akan bisa diperoleh rasio transmisi CVT yang dihasilkan untuk kendaraan. Model dinamik dari kendaraan dengan CVT dapat dilihat pada Gambar 3.19 Model Dinamik Kendaraan dengan CVT berikut:



Gambar 3. 19 Model Dinamik Kendaraan dengan CVT

3.5.2 Model Dinamik Kendaraan dengan DST (Simulink)

Model dinamik kendaraan dengan SST secara umum terdiri atas beberapa bagian perhitungan inti yaitu perhitungan gaya traksi, perhitungan rasio transmisi (SST), perhitungan gaya hambat, perhitungan putaran roda (rpm), dan perhitungan-perhitungan aspek *driveability* kendaraan seperti kecepatan, akselerasi, dan daya tanjak kendaraan. Gaya traksi motor yang merupakan *output* dari *lookup table* hasil *dynotest* motor listrik

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

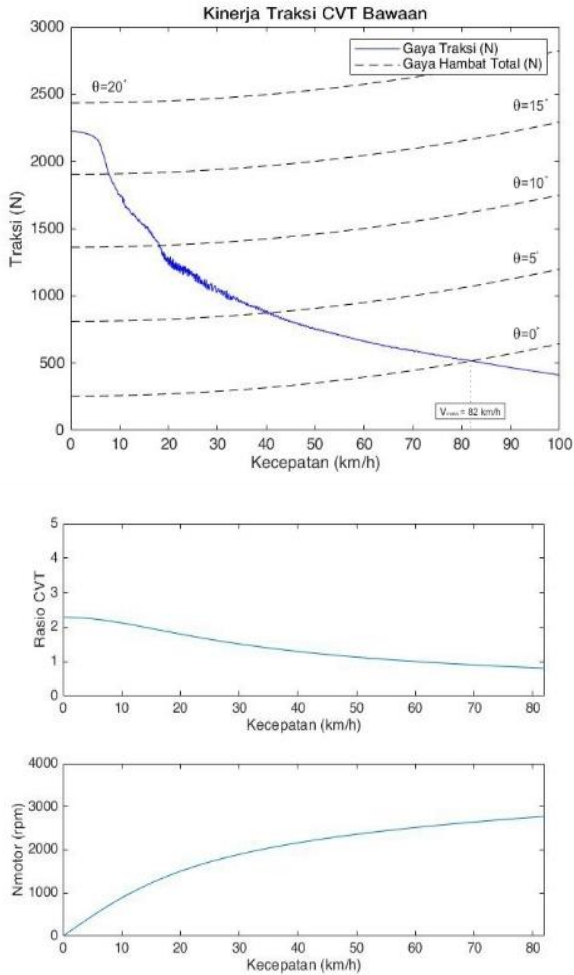
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Penelitian

Dari model dinamik yang telah disusun pada aplikasi Simulink, dilakukan simulasi gerak longitudinal kendaraan untuk dapat mengetahui *driveability* kendaraan. Hasil simulasi pada model dinamik kendaraan dengan CVT akan dibandingkan terhadap hasil simulasi pada model dinamik kendaraan dengan DST. Terdapat beberapa grafik yang perlu diperoleh dari hasil simulasi model dinamik kendaraan. Antara lain kinerja traksi, putaran kerja motor, kecepatan, akselerasi, dan kemampuan tanjak. Berikut adalah hasil simulasi dari kedua model dinamik kendaraan:

4.1.1 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Bawaan

Aspek *driveability* kendaraan pertama yang dicari dari simulasi pemodelan dinamik adalah aspek kinerja traksi kendaraan dengan CVT. Aspek kinerja traksi kendaraan merupakan aspek penting dalam pengamatan *driveability* suatu kendaraan. Karena kemampuan kendaraan dalam menghasilkan gaya traksi akan menentukan seberapa baik kendaraan tersebut mampu menghasilkan kecepatan, akselerasi, dan juga kemampuan tanjak. Grafik kinerja traksi kendaraan berikut merupakan hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan CVT pada kondisi *wide open throttle* dan pada jalan yang datar. Dari hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan CVT, diperoleh grafik kinerja traksi kendaraan beserta grafik kerja putaran motor listrik dan grafik perubahan rasio CVT yang telah dikalikan dengan rasio *final drive* seperti pada Gambar 4.1 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Bawaan berikut:



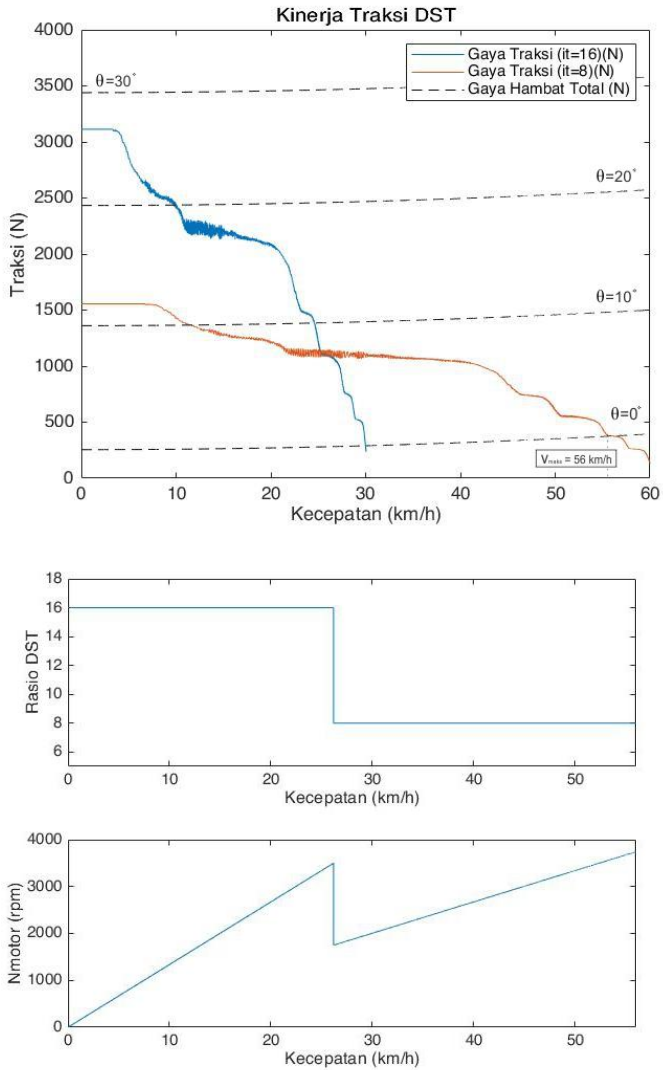
Gambar 4. 1 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Bawaan

Pada grafik di atas dapat dilihat bahwa perubahan rasio CVT bawaan yaitu 2,28 – 0,81. Sedangkan nilai rasio total kendaraan adalah nilai rasio CVT yang dikali dengan nilai rasio gigi *final drive* sebesar 5, yang berarti nilai rentang rasio total

kendaraan berada pada rentang 11,4 hingga 4,05. Dari grafik perubahan rasio CVT tersebut juga dapat dilihat bahwa CVT sebagai transmisi otomatis pada kendaraan mampu memberikan perubahan rasio transmisi secara halus. Sedangkan putaran kerja motor penggerak berada pada rentang 0 – 2773 rpm. Dengan kinerja motor yang ada dan rentang rasio CVT yang telah dihasilkan, diperoleh nilai gaya traksi dengan nilai maksimum di awal sebesar 2223 N atau 2,23 kN.

4.1.2 Kinerja Traksi Kendaraan dengan DST

Aspek *driveability* kendaraan selanjut yang dicari dari simulasi pemodelan dinamik adalah aspek kinerja traksi kendaraan dengan DST. Aspek kinerja traksi kendaraan merupakan aspek penting dalam pengamatan *driveability* suatu kendaraan. Karena kemampuan kendaraan dalam menghasilkan gaya traksi akan menentukan seberapa baik kendaraan tersebut mampu menghasilkan kecepatan, akselerasi, dan juga kemampuan tanjak. Grafik kinerja traksi kendaraan berikut merupakan hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan DST pada kondisi *wide open throttle* dan pada jalan yang datar. Sedangkan kerja DST telah ditentukan yaitu kenaikan gigi pada batas atas putaran motor 3500 rpm dan penurunan gigi pada batas bawah putaran motor 500 rpm. Dari hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan DST tersebut, diperoleh grafik kinerja traksi kendaraan beserta grafik kerja putaran motor listrik dan grafik perubahan rasio DST seperti pada Gambar 4.2 Kinerja Traksi Kendaraan dengan DST berikut:

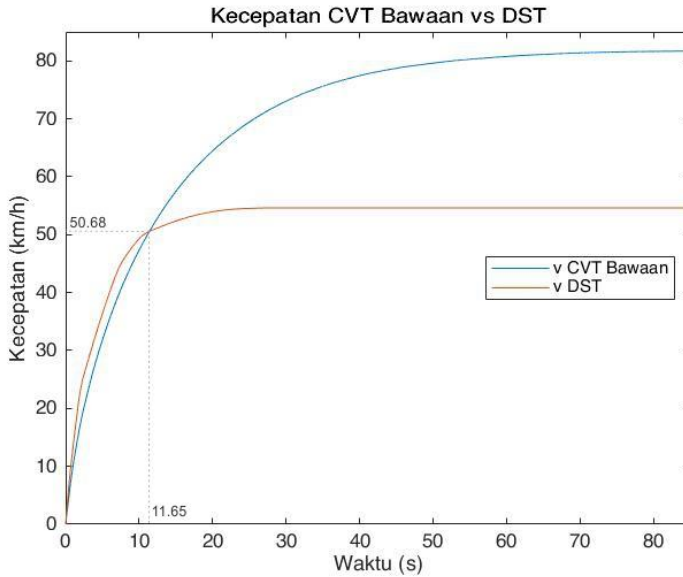


Gambar 4. 2 Kinerja Traksi Kendaraan dengan DST

Pada grafik di atas dapat dilihat bahwa kendaraan mengalami kenaikan gigi dari rasio 16 ke 8 pada kecepatan kendaraan 26,2 km/h. Selain itu dapat dilihat juga bahwa DST sebagai transmisi manual belum mampu memberi perubahan rasio transmisi sehalus CVT. Perubahan gigi yang terjadi secara spontan menimbulkan adanya perubahan laju kendaraan sesaat seperti pada kendaraan-kendaraan dengan transmisi manual pada umumnya. Sedangkan pada grafik putaran motor dapat dilihat bahwa motor mampu bekerja hingga melewati batas atas putaran motor pada gigi ke-2 yaitu 3726 rpm. Dengan kinerja motor yang ada dan rentang rasio DST yang telah dihasilkan, diperoleh nilai gaya traksi dengan nilai maksimum di awal sebesar 2223 N atau 2,23 kN.

4.1.3 Kecepatan dan Akselerasi Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST

Aspek *driveability* kendaraan pertama yang akan dibandingkan melalui hasil dari simulasi pemodelan dinamik adalah aspek kecepatan dan akselerasi kendaraan dengan CVT vs DST. Aspek kecepatan dan akselerasi merupakan aspek penting dalam pengamatan *driveability* suatu kendaraan. Terlebih lagi untuk kendaraan berjenis *off-road* yang memerlukan responsifitas tinggi. Dimana responsifitas suatu kendaraan dapat diamati pada aspek akselerasinya. Grafik merupakan hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan CVT maupun SST pada kondisi *wide open throttle* dan pada jalan yang datar. Dari hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan CVT dan DST, diperoleh grafik kecepatan kendaraan seperti pada Gambar 4.3 Perbandingan Kecepatan Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST berikut:



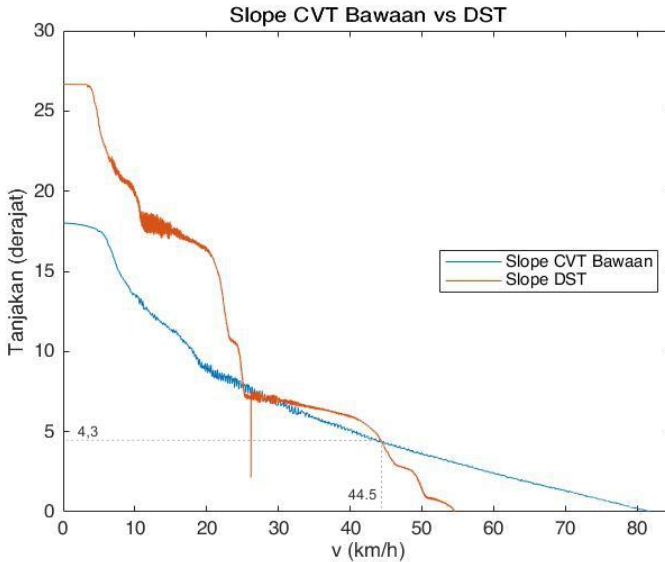
Gambar 4. 3 Perbandingan Kecepatan Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST

Pada grafik di atas dapat dilihat terdapat perpotongan antara grafik kecepatan CVT dengan grafik kecepatan DST. Titik potong tersebut menunjukkan bahwa pada titik di detik ke 11,65 tersebut, baik pada kendaraan dengan CVT maupun DST memiliki kecepatan yang sama yaitu sebesar 50,68 km/h. Meskipun pada titik potong tersebut performa kecepatan kendaraan dengan CVT dan DST sebanding, performa kecepatan keduanya memiliki perbedaan pada rentang sebelum titik potong dan setelah titik potong tersebut. Kendaraan dengan sistem transmisi DST memiliki akselerasi yang lebih tinggi dibandingkan kendaraan dengan CVT. Sehingga kendaraan dengan DST mampu mencapai suatu nilai kecepatan dalam waktu yang lebih singkat dibandingkan dengan sistem transmisi CVT untuk suatu nilai kecepatan yang sama pada rentang kecepatan dari 0 km/h hingga 50,68 km/h. Namun setelah melewati titik

perpotongan tersebut peningkatan kecepatan pada grafik kendaraan dengan DST tidak lagi signifikan dan hanya mampu mencapai kecepatan maksimum pada angka 55,7 km/h. Sedangkan grafik kendaraan dengan CVT masih mampu terus meningkat setelah melewati titik perpotongan hingga mampu mencapai kecepatan maksimum pada angka 81,7 km/h.

4.1.4 Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT vs DST

Aspek *driveability* kendaraan selanjutnya yang dicari dari simulasi pemodelan dinamik adalah aspek kemampuan tanjak kendaraan dengan CVT vs DST. Aspek kemampuan tanjak kendaraan merupakan aspek penting lain dalam pengamatan *driveability* suatu kendaraan khususnya untuk kendaraan berjenis *off-road* yang butuh kemampuan untuk menghadapi medan-medan yang berat dengan sudut kemiringan tinggi. Grafik berikut merupakan hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan CVT maupun DST pada kondisi *wide open throttle* dan berat kotor kendaraan 650 kg. Dari hasil simulasi model dinamik kendaraan dengan CVT dan DST, diperoleh grafik kemampuan tanjak kendaraan seperti pada Gambar 4.4 Perbandingan Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT vs DST berikut:



Gambar 4. 4 Perbandingan Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST

Pada grafik perbandingan kemampuan tanjak di atas, dapat dilihat bahwa kendaraan dengan DST memiliki kemampuan tanjak maksimum yang lebih tinggi dibanding kendaraan dengan CVT. Kendaraan dengan DST mampu menghadapi tanjakan dengan kemiringan maksimal $26,67^\circ$ sedangkan kendaraan dengan CVT hanya mampu menghadapi tanjakan dengan kemiringan maksimal 18° . Kemampuan tanjak kendaraan dengan DST juga masih lebih baik dibandingkan kendaraan dengan CVT seiring peningkatan laju kendaraan, namun penurunannya cukup drastis hingga akhirnya pada kecepatan $44,5$ km/h kedua kendaraan memiliki kemampuan tanjak yang sama dengan nilai kemampuan tanjak maksimum $4,3^\circ$. Kendaraan dengan DST yang kemampuan tanjaknya kian menurun dengan drastis akhirnya kehabisan kemampuan tanjak pada kecepatan maksimum $55,6$ km/h. Sedangkan kendaraan dengan CVT memiliki kemampuan

tanjak yang lebih baik pada kecepatan di atas 44,5 km/h dibandingkan kendaraan dengan DST. Kendaraan dengan CVT masih mampu menghadapi tanjakan hingga mencapai kecepatan maksimumnya di 81,7 km/h.

Grafik kemampuan tanjak di atas juga dapat menunjukkan performa kendaraan lainnya. Yaitu kecepatan maksimum kendaraan untuk setiap sudut kemiringan jalan. Hubungan antara penurunan kemampuan tanjak terhadap peningkatan laju kendaraan juga dapat berlaku sebaliknya. Dimana kecepatan maksimum yang mampu dicapai kendaraan juga menurun seiring peningkatan kemiringan jalannya. Untuk sudut tanjakan yang rendah yaitu pada rentang 0 hingga 4,3°, kendaraan dengan CVT mampu mencapai kecepatan maksimum (v_{maks}) yang lebih tinggi dibandingkan kendaraan dengan DST. Sedangkan untuk sudut tanjakan di atas 4,3°, kendaraan dengan DST mampu mencapai kecepatan maksimum (v_{maks}) yang lebih tinggi dibandingkan kendaraan dengan DST.

4.2 Pembahasan

4.2.1 Perbandingan *Driveability* Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST

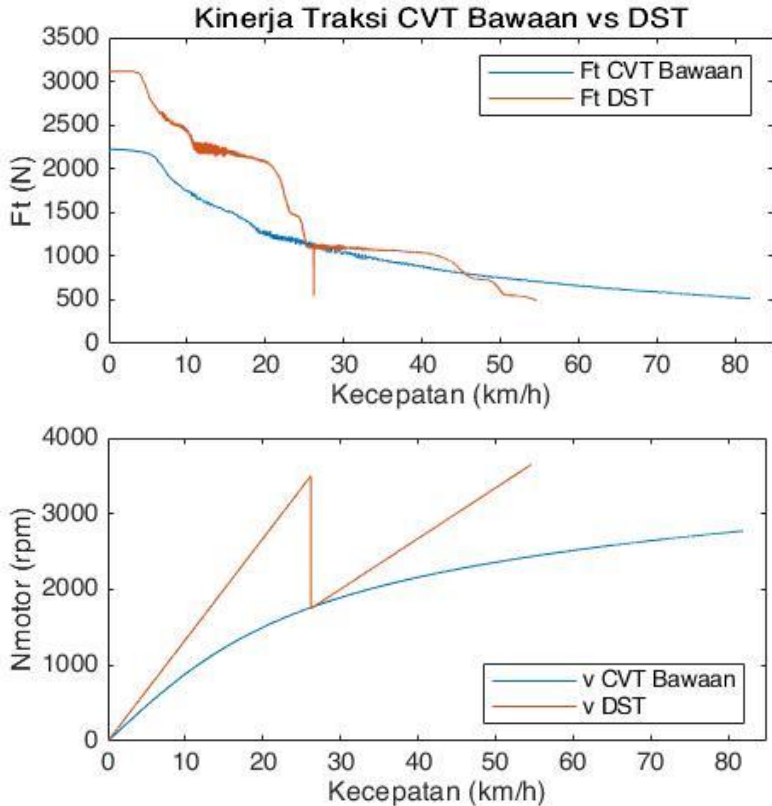
Setelah dilakukan simulasi pemodelan dinamik baik pada kendaraan dengan CVT maupun DST, didapatkan berbagai macam grafik seperti pada sub bab 4.1. Seluruh grafik tersebut dapat menunjukkan *driveability* kendaraan pada banyak aspek. Seperti kecepatan, akselerasi, kemampuan tanjak, ataupun daya angkut kendaraan. Selain itu dapat dilakukan pengamatan juga bagaimana performa transmisi dalam mengoptimalkan kerja motor listik pada kendaraan melalui grafik kinerja putaran motornya. Dari grafik hasil simulasi dan juga pengamatan terhadap grafik yang telah diperoleh, dapat dibuat perbandingan performa kendaraan / *driveability* antara kendaraan dengan CVT dan kendaraan dengan DST. Perbandingan tersebut berguna untuk dapat memahami karakteristik, keunggulan, dan kekurangan dari masing-masing sistem transmisi. Berikut adalah pembahasan

tentang perbandingan *driveability* antara kendaraan dengan CVT dan kendaraan dengan DST yang akan dibahas pada beberapa poin aspek *driveability*:

- **Kinerja Traksi dan Putaran Motor pada Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST**

Aspek utama dalam mengamati performa suatu kendaraan adalah kinerja traksi dan juga putaran motor/mesin (penggerak) pada kendaraan tersebut. Karena gaya traksi suatu kendaraan akan menentukan bagaimana performa (*driveability*) kendaraan pada aspek-aspek lainnya seperti kecepatan, akselerasi, kemampuan tanjak, ataupun kemampuan angkut kendaraan. Seluruh aspek performa kendaraan tersebut ditentukan dari seberapa besar gaya traksi yang dihasilkan kendaraan dan seberapa besar gaya hambat yang dihadapi kendaraan. Semakin besar selisih antara keduanya, maka semakin baik juga performa dari kendaraan tersebut. Sedangkan dari grafik kerja putaran penggerak kendaraan, dapat diamati bagaimana kesesuaian komponen-komponen pada kendaraan dalam memaksimalkan kerja penggerak (motor) khususnya pada komponen sistem transmisi kendaraan.

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, didapatkan grafik perbandingan gaya traksi dan putaran motor pada kendaraan dengan CVT vs kendaraan dengan DST seperti pada Gambar 4.5 Perbandingan Kinerja Traksi dan Putaran Motor pada Kendaraan dengan CVT vs DST berikut:



Gambar 4. 5 Perbandingan Kinerja Traksi dan Putaran Motor pada Kendaraan dengan CVT vs DST

Dari grafik di atas, dapat dilihat bahwa kinerja traksi kendaraan dengan DST lebih tinggi dibandingkan kendaraan dengan CVT. Dengan gaya traksi yang lebih tinggi tersebut, kendaraan dengan DST akan mampu menghadapi gaya hambat lebih baik dibandingkan kendaraan dengan CVT. Dengan begitu kendaraan dengan DST akan memiliki performa yang lebih baik pada aspek

akselerasi, kemampuan tajak, dan kemampuan angkut. Hal ini disebabkan oleh rasio transmisi pada DST yang lebih tinggi dibandingkan CVT. Rasio yang lebih tinggi akan menghasilkan gaya traksi yang lebih tinggi juga

Sedangkan dari grafik putaran motor di atas, dapat dilihat juga bahwa putaran motor pada kendaraan dengan DST lebih tinggi dibandingkan kendaraan dengan CVT. Kendaraan dengan CVT hanya membuat motor bergerak hingga putaran maksimum di 2773 rpm saja. Sedangkan menurut spesifikasi motor yang digunakan, motor listrik pada kendaraan tersebut memiliki kapasitas putaran maksimum di 4017 rpm. Hal ini menunjukkan bahwa seharusnya desain rentang rasio transmisi pada CVT masih bisa ditingkatkan lagi. Sehingga gaya traksi yang dihasilkan kendaraan dengan CVT nantinya dapat lebih meningkat juga.

- **Kecepatan dan Akselerasi Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST**

Kecepatan kendaraan merupakan salah satu aspek performa yang penting pada suatu kendaraan baik untuk kendaraan konvensional ataupun kendaraan balap. Kendaraan pada dasarnya berfungsi untuk alat transportasi yang dapat memindahkan objek dari suatu titik ke titik lainnya. Semakin tinggi kecepatan yang mampu dihasilkan suatu kendaraan berarti semakin cepat kendaraan tersebut dapat berpindah dari satu titik ke titik lainnya. Untuk kendaraan konvensional hal ini berarti kendaraan tersebut efektif sebagai alat transportasi atau alat pembawa muatan. Sedangkan bagi kendaraan yang digunakan untuk balap tentu kecepatan menjadi salah satu poin penting untuk memenangkan sebuah adu balap. Untuk itu perlu dilakukan pengamatan pada performa kecepatan pada kendaraan uji baik dengan sistem transmisi CVT maupun DST.

Selain itu Akselerasi merupakan aspek performa / *driveability* kendaraan yang sama pentingnya dengan kecepatan. Kecepatan kendaraan sangat bergantung pada kemampuan akselerasi kendaraan. Akselerasi yang tinggi pada kendaraan menunjukkan kendaraan mampu meningkatkan kecepatan kendaraan dengan cepat. Dengan kata lain kendaraan dengan akselerasi yang tinggi dapat dikatakan memiliki responsivitas yang tinggi. Kendaraan yang mengutamakan ketangkasan pada umumnya membutuhkan performa akselerasi yang responsif seperti mobil balap dan juga mobil *off-road*.

Dari grafik hasil simulasi pada gambar 4.3 dan 4.4, perbandingan performa kecepatan kendaraan dengan CVT terhadap kendaraan dengan SST dapat dirangkum seperti pada Tabel 4.1 Perbandingan Kecepatan dan Akselerasi Kendaraan dengan CVT vs DST berikut ini:

Tabel 4. 1 Perbandingan Kecepatan dan Akselerasi Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST

Aspek Performa	Sistem Transmisi		Keterangan
	CVT	DST	
Kecepatan Maksimum	81.7 (km/h)	55.7 (km/h)	Kemiringan jalan 0°
Akselerasi Mula-mula	Kurang Baik	Baik	detik 0 – 11,6
Akselerasi Lanjutan	Baik	Kurang Baik	detik 11,6 ke atas
Kecepatan pada Tanjakan Rendah	Baik	Kurang Baik	Kemiringan Jalan 0 – 4,3 °
Kecepatan pada Tanjakan Tinggi	Kurang Baik	Baik	Kemiringan jalan 4,3 – 26,67 °

Kendaraan dengan CVT memiliki kecepatan maksimum yang lebih tinggi dibandingkan dengan kendaraan dengan DST karena CVT memiliki kelebihan dimana sistem transmisi ini mampu memberikan rasio transmisi hingga 0,81. Sehingga kendaraan memiliki kemampuan *overdrive* dan mampu mencapai kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan dengan DST yang hanya menyajikan dua rasio transmisi untuk seluruh rentang kerja putaran motor. Namun adanya perubahan rasio transmisi pada CVT juga memiliki kekurangan. Yaitu pada laju awal kendaraan, kendaraan dengan CVT akan lebih lambat dibandingkan kendaraan dengan DST yang konstan dengan nilai rasio transmisi yang tinggi di gigi 1 sebelum motor mencapai 3500 rpm. Nilai rasio transmisi yang lebih tinggi akan mampu menghasilkan torsi untuk mencapai kecepatan lebih tinggi pada laju awal kendaraan. Selain itu pada jalan dengan sudut kemiringan yang tinggi, kendaraan dengan CVT juga memiliki performa kecepatan kurang baik. Hal ini disebabkan gaya hambat pada jalan dengan sudut kemiringan tinggi terlalu besar untuk dapat dilawan oleh gaya traksi yang dihasilkan kendaraan dengan nilai rasio transmisi CVT yang cenderung rendah. Sehingga gaya traksi yang tersisa untuk mengakselerasi kendaraan terlalu kecil. Sebaliknya, pada kendaraan dengan DST mampu menghasilkan performa kecepatan yang baik pada jalan dengan sudut kemiringan tinggi

Hal ini sesuai dengan dasar teori dimana rasio transmisi yang lebih besar akan menghasilkan gaya traksi yang lebih besar pada roda. Gaya traksi yang lebih besar tersebut menyebabkan sisa gaya dorong hasil pengurangannya dengan gaya hambat menjadi lebih besar pula. Gaya dorong sisa ini lah yang menjadi kapasitas akselerasi kendaraan untuk mencapai suatu nilai kecepatan kendaraan.

- **Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST**

Aspek performa lain yang penting pada suatu kendaraan adalah kemampuan tanjak. Mobil sebagai alat transportasi dituntut untuk dapat menghadapi banyak kondisi jalan. Salah satunya adalah tanjakan pada jalan yang berbeda – beda. Terlebih lagi pada mobil yang memang dirancang untuk menghadapi medan – medan yang ekstrim, seperti mobil *off-road*. Baik mobil *off-road* yang difungsikan untuk olahraga ekstrim maupun untuk keperluan ekspedisi, keduanya dituntut untuk memiliki kemampuan tanjak yang baik. Untuk dapat mengetahui kemampuan tanjak kendaraan, dapat diamati pada grafik kemampuan tanjak kendaraan hasil simulasi model dinamikanya.

Dari grafik hasil simulasi pada gambar 4.4, perbandingan performa kemampuan tanjak kendaraan dengan CVT terhadap kendaraan dengan DST dapat dirangkum seperti pada Tabel 4.2 Perbandingan Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT vs DST berikut ini:

Tabel 4. 2 Perbandingan Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT Bawaan vs DST

Aspek Performa	Sistem Transmisi		Keterangan
	CVT	DST	
Kemampuan Tanjak Maksimum	18°	26,67°	
Kemampuan Tanjak pada Kecepatan Rendah	Rendah	Tinggi	Rentang kecepatan 0 – 44,5 km/h

Kemampuan Tanjak pada Kecepatan Tinggi	Masih mampu	Hanya mampu hingga $v=55,7$ km/h	Rentang kecepatan 44,5 – 81,7 km/h
--	-------------	----------------------------------	------------------------------------

Hal ini sesuai dengan dasar teori dimana rasio transmisi yang lebih besar akan menghasilkan gaya traksi yang lebih besar pada roda. Gaya traksi yang lebih besar tersebut berguna untuk menghadapi gaya hambat yang lebih besar pula yang salah satunya adalah gaya hambat tanjakan. Kendaraan dengan sistem transmisi DST mampu memberi kemampuan tanjak lebih baik bagi kendaraan karena DST mampu memberi nilai rasio yang tinggi bagi kendaraan. Hal ini membantu kendaraan untuk bisa menghasilkan gaya traksi yang besar pada laju awal kendaraan. Selain kemampuan tanjak, gaya traksi yang lebih besar juga membuat mobil memiliki kemampuan angkut yang lebih tinggi juga.

4.2.2 Kesesuaian CVT dan DST dengan Kendaraan *Off-Road* Berpenggerak Motor Listrik

Mobil *off-road* merupakan salah satu jenis mobil yang dirancang khusus untuk beroperasi di medan yang berat. Mobil *off-road* sendiri memiliki bermacam macam fungsi dan tujuan penggunaan. Antara lain untuk olahraga ekstrim (balapan *off-road*) dan untuk keperluan ekspedisi ke daerah – daerah pelosok. Walaupun memiliki fungsi dan tujuan yang berbeda, pada dasarnya mobil *off-road* memiliki kebutuhan performa yang sama karena sama – sama diperuntukkan untuk menghadapi medan – medan yang berat. Siklus berkendara pada mobil *off-road* juga pada umumnya sama.

Mobil *off-road* pada dasarnya membutuhkan performa akselerasi dan kemampuan tanjak yang tinggi. Siklus berkendara pada mobil *off-road* pun pada umumnya sama yaitu memiliki rentang kerja pada kecepatan yang relatif rendah dengan tarikan gas yang pendek – pendek dan spontan. Berbeda dengan mobil

jenis *city-car* yang banyak dioperasikan pada rentang kecepatan tinggi dan tarikan gas yang stabil. Dengan kebutuhan dan siklus berkendara *off-road* seperti itu maka komponen-komponen pada mobil *off-road* haruslah yang sesuai dan mampu mendukung mobil untuk memenuhi kebutuhan tersebut. Salah satu komponen yang berperan besar pada mobil adalah sistem transmisi.

Mobil yang menjadi objek amatan pada tugas akhir ini berjenis *off-road*. Dari hasil simulasi dan anilisa pada grafik-grafik *driveability* yang sudah dilakukan, dapat dikatakan bahwa DST memiliki keunggulan pada kemampuan akselerasi dan kemampuan tanjak untuk kerja kendaraan ketika kecepatan rendah. Sedangkan CVT mampu memberikan kecepatan kendaraan yang lebih tinggi dengan grafik akselerasi dan kemampuan tanjak yang lebih landai (stabil) bagi kendaraan. Hal ini disebabkan oleh karakteristik traksi kendaraan yang dihasilkan oleh masing – masing sistem transmisi tersebut. Kinerja traksi kendaraan dapat dilihat pada gambar 4.5.

Apabila performa dari kedua sistem transmisi tersebut dicocokkan dengan kebutuhan kendaraan *off-road* yang ada, dapat dirangkum pada Tabel 4. 3 Kesesuaian Sistem Transmisi CVT vs DST Pada Mobil Off-Road Berpenggerak Motor Listrik berikut:

Tabel 4. 3 Kesesuaian Sistem Transmisi CVT vs DST Pada Mobil Off-Road Berpenggerak Motor Listrik

Aspek Performa	Sistem Transmisi		Keterangan
	CVT	DST	
Akselerasi	Rendah	Tinggi	Kecepatan 0 – 44,5 km/h kemiringan jalan 0°
Kemampuan Tanjak	Rendah	Tinggi	Kecepatan 0 – 44,5 km/h
Kecepatan Maksimum	Rendah	Tinggi	Kemiringan jalan 4,3 – 26,67 °
Kemampuan Angkut	Rendah	Tinggi	Kecepatan 0 – 44,5 km/h

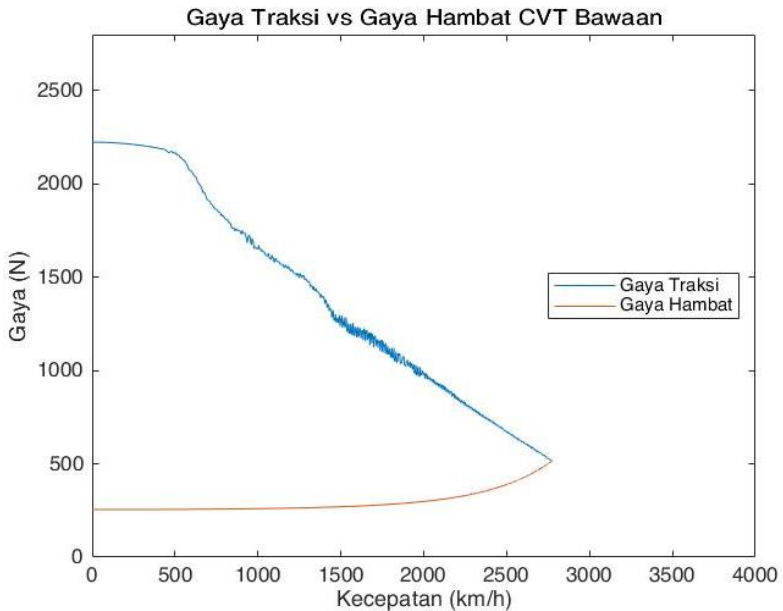
Beban

kemiringan jalan 0°

Dari tabel di atas, dapat disimpulkan bahwa sistem transmisi DST mampu menghasilkan performa pada kendaraan jenis *off-road* dengan penggerak motor listrik lebih baik dibandingkan menggunakan sistem transmisi CVT bawaan.

4.2.3 Peningkatan Performa dengan Modifikasi CVT

Dari hasil yang telah diperoleh dan dibahas sebelum, DST menunjukkan performa yang lebih baik pada banyak aspek *driveability* kendaraan dibandingkan CVT bawaan. Namun, seperti yang sudah dibahas dari grafik kinerja traksi dan putaran motor listrik pada gambar 4.5, kinerja sistem transmisi CVT sejatinya masih bisa ditingkatkan lagi hingga mencapai rentang putaran motor maksimum yang mampu dicapai motor penggerak pada putaran 4017 rpm. CVT Bawaan yang hanya mampu mencapai putaran motor maksimum pada putaran 2773 rpm menunjukkan desain dari CVT yang ada belum mampu memaksimalkan kinerja motor listrik yang tersedia. Hal ini disebabkan oleh rentang rasio CVT Bawaan yang terlalu rendah sehingga tidak mampu memperbesar torsi dari motor listrik sehingga akhirnya gaya traksi yang dihasilkan motor listrik dan CVT tidak lagi mampu dalam mengatasi gaya hambat kendaraan pada putaran motor 2773 rpm. Hal tersebut dapat dilihat pada grafik perbandingan gaya traksi dan gaya hambat pada kendaraan dengan CVT pada Gambar 4.6 Gaya Traksi vs Gaya Hambat Kendaraan dengan CVT Bawaan berikut:



Gambar 4. 6 Gaya Traksi vs Gaya Hambat Kendaraan dengan CVT Bawaan

Untuk mengatasi hal tersebut perlu dilakukan modifikasi CVT dengan mengubah desain dari CVT bawaan. Perubahan desain CVT yang dilakukan bertujuan untuk memperoleh rentang rasio yang lebih tinggi khususnya pada rasio rendahnya agar dapat menghasilkan torsi output dari transmisi lebih besar dari sebelumnya dan kendaraan lebih mampu untuk melawan gaya hambat. Perubahan desain CVT Modifikasi 1 dapat mengacu pada desain dari DST yang telah terbukti mampu mengoptimalkan kinerja motor listrik. Rasio awal dari CVT Modifikasi 1 akan diubah menjadi sama dengan rasio gigi 1 dari DST yaitu 16.

Mengubah rentang rasio pada CVT dapat dilakukan dengan mengubah ukuran diameter dari *pulley* pada CVT. Berfokus pada tujuan memperbesar rasio awal dari CVT, maka perubahan yang

perlu dilakukan adalah memperbesar diameter maksimum dari *driven pulley*. Untuk menentukan ukuran diameter dari *driven pulley* dapat dihitung dengan perhitungan menggunakan rumus 2.13 sebagai berikut:

$$i_t = \frac{r_2 - \frac{\Delta x}{\tan \alpha}}{r_1 + \frac{\Delta x}{\tan \alpha}}$$

dengan asumsi CVT berada pada kondisi mula mula maka $\Delta x = 0$. Selain itu i_t memiliki nilai yang sama dengan desain acuan yaitu rasio DST yang telah dibagi dengan rasio *final drive*.

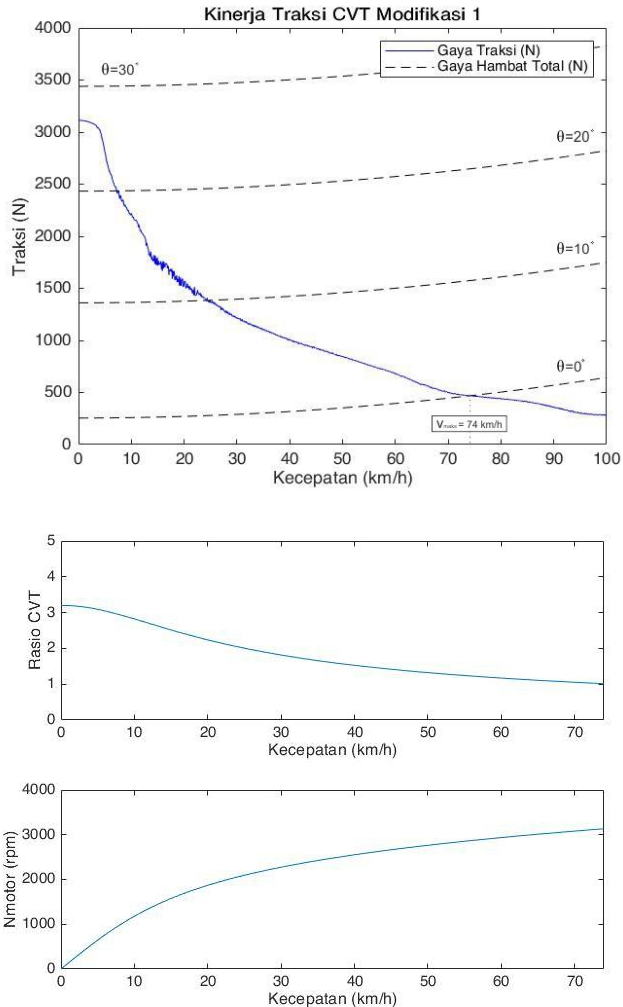
$$\frac{i_{t(DST)}}{i_{final\ drive}} = \frac{r_{2max}}{r_{1min}}$$

$$r_{2max} = \frac{i_{t(DST)}}{i_{final\ drive}} \times r_{1min}$$

$$r_{2max} = \frac{16}{5} \times 0.035$$

$$r_{2max} = 0.112 \text{ m}$$

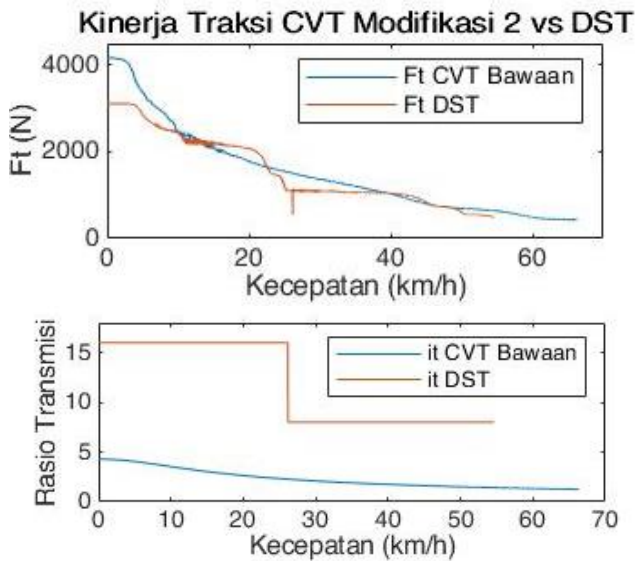
Dari perhitungan di atas diperoleh ukuran jari-jari dari *driven pulley* pada CVT yang dibutuhkan adalah 0.112 m dari jari-jari mula – mula yang berukuran 0.08 m. Sedangkan ukuran jari-jari dari *driver pulley* pada CVT pun ikut berubah menjadi 0,073 m dari jari-jari mula – mula yang berukuran 0.063 m. Apabila disimulasikan, kendaraan dengan CVT Modifikasi 1 akan menghasilkan grafik kinerja traksi seperti pada Gambar 4.7 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Modifikasi 1 berikut:

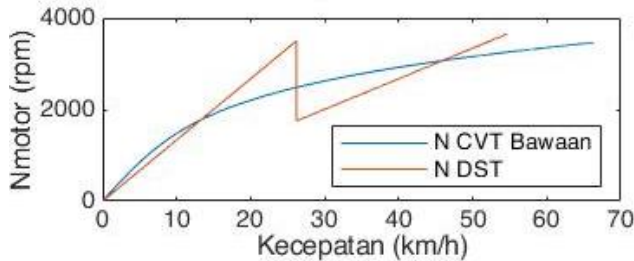


Gambar 4. 7 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Modifikasi 1

Dari grafik kinerja traksi di atas, dapat dilihat dengan desain CVT yang baru ternyata masih belum mampu mengoptimalkan kerja motor listrik. Putaran motor listrik baru

mampu mencapai putaran maksimum di angka 3135 rpm. Oleh karena itu ukuran dari *driven pulley* masih mampu diperbesar lagi untuk memperoleh rentang rasio CVT yang lebih tinggi. Dengan menggunakan metode *try and error*, diperoleh ukuran jari-jari maksimum untuk *driven pulley* adalah 0,15 m. Sedangkan ukuran jari-jari dari *driver pulley* pada CVT pun ikut berubah menjadi 0,083 m dari jari-jari mula – mula yang berukuran 0.063 m. Dengan ukuran tersebut, kendaraan dapat menghasilkan kinerja traksi yang lebih baik dan apabila dibandingkan kendaraan dengan DST akan menghasilkan grafik seperti pada Gambar 4. 8 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Modifikasi 2 berikut:





Gambar 4. 8 Kinerja Traksi Kendaraan dengan CVT Modifikasi 2

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa performa kendaraan dari segi kinerja traksi mampu meningkat signifikan dan kinerja motor mampu bekerja hingga putaran maksimum yang hampir sama dengan kerja motor pada kendaraan dengan DST yaitu pada putaran 3463 rpm. Dengan rentang rasio CVT yang baru yaitu 4,28 – 1,25 dan rasio *final drive* 5, kendaraan mampu menghasilkan traksi yang tinggi di laju awal kendaraan, perubahan transmisi yang halus, serta kecepatan maksimum yang lebih tinggi dibandingkan kendaraan dengan DST. Sedangkan apabila dibandingkan kendaraan dengan CVT asli/bawaan, performa kendaraan dengan CVT Modifikasi 2 ini mengalami penurunan kecepatan maksimum menjadi 66,35 km/h. Namun penurunan kecepatan maksimum tersebut tidak signifikan apabila dibandingkan dengan kelebihan yang diperoleh pada performa kendaraan lain seperti akselerasi dan kemampuan tanjak kendaraan. Di luar dari performa yang dapat dihasilkan oleh CVT modifikasi 2, perlu untuk tetap diperhatikan bahwa modifikasi ini dilakukan dengan belum adanya batasan-batasan re-desain dari sistem transmisi.

4.2.4 Validasi Model Dinamik

Untuk dapat memvalidasi model dinamik yang telah disusun, salah satu cara yang dapat digunakan adalah membandingkan hasil simulasi dengan hasil perhitungan berdasarkan dasar teori yang ada. Oleh karena itu, akan dilakukan

perhitungan kemampuan tanjak maksimum (θ_{max}) dan kecepatan maksimum (V_{max}) dari kendaraan dengan CVT Bawaan maupun DST. Sebagai penguat validasi, dilakukan juga perhitungan performa akselerasi pada kendaraan dengan CVT. Berikut adalah hasil perhitungan-perhitungannya:

- **Perhitungan Kemampuan Tanjak Maksimum**

Kendaraan (θ_{max})

Kemampuan tanjak maksimum kendaraan diperoleh pada kondisi sistem penggerak menghasilkan torsi maksimum dan gaya hambat aerodinamis sangat kecil (dapat diabaikan). Selain itu, kemampuan tanjak maksimum kendaraan juga terjadi ketika sistem transmisi menggunakan nilai rasio tertingginya. Dengan batasan-batasan kondisi tersebut, maka *properties* perhitungan yang akan digunakan adalah sebagai berikut:

$M_{e_{max}}$	68.64	Nm	W	6370	N
it_{max} (cvt)	r_{2min}/r_{1max} =0.08/0.035 =2.28		ρ	1.2	kg/m ³
ig (cvt)	5		A_f	1.63	m ²
it_{max} (dst)	16		r_w	0.3175	m
ig (dst)	1		C_d	0.515	
η_t	0.9		f_r	0.04	

Dengan menggunakan rumus 2.34, dilakukan perhitungan perhitungan kemampuan tanjak kendaraan baik dengan CVT Bawaan maupun DST sebagai berikut:

- Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan CVT Bawaan

$$\theta_{max} = \arcsin \left(\frac{F_t - R_r - R_a}{W} \right) \quad (2.34)$$

$$\theta_{maxCVT} = \arcsin \left(\frac{\frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t}{r} - f_r \cdot W - \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2}{W} \right)$$

$$\theta_{maxCVT} = \arcsin \left(\frac{\frac{68.64 \times 2.28 \times 5 \times 0.9}{0.3175} - 0.04 \times 6370 - 0}{6370} \right)$$

$$\theta_{maxCVT} = 17.9513^\circ$$

Hasil simulasi $\theta_{maxCVT} = 18^\circ$, maka hasil pemodelan dinamik valid.

- Kemampuan Tanjak Kendaraan dengan DST

$$\theta_{max} = \arcsin \left(\frac{F_t - R_r - R_a}{W} \right) \quad (2.34)$$

$$\theta_{maxDST} = \arcsin \left(\frac{\frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t}{r} - f_r \cdot W - \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2}{W} \right)$$

$$\theta_{maxDST} = \arcsin \left(\frac{\frac{68.64 \times 18 \times 1 \times 0.9}{0.3175} - 0.04 \times 6370 - 0}{6370} \right)$$

$$\theta_{maxDST} = 26.66^\circ$$

Hasil simulasi $\theta_{maxDST} = 26.67^\circ$, maka hasil pemodelan valid.

- **Perhitungan Kecepatan Maksimum Kendaraan (V_{max})**

Kecepatan maksimum kendaraan terjadi ketika sistem penggerak tak lagi mampu menghasilkan torsi untuk mengakselerasi kendaraan. Hal itu terjadi pada saat sistem

penggerak mencapai titik putaran maksimumnya sedangkan sistem transmisi ada pada nilai rasio terendahnya. Dengan mengetahui nilai putaran maksimum motor untuk setiap sistem transmisi, dapat diketahui torsi yang dihasilkan oleh sistem penggerak pada saat kendaraan mencapai kecepatan maksimum. Selain itu, kecepatan maksimum kendaraan juga terjadi ketika kendaraan melaju pada jalanan yang datar. Dengan batasan-batasan kondisi tersebut, maka *properties* perhitungan yang akan digunakan adalah sebagai berikut:

rpm_{\max} (cvt)	2773	rpm	W	6370	kg
$M_{e_{rpm=2773}}$	44.92	Nm	ρ	1.2	kg/m ³
rpm_{\max} (dst)	3726	rpm	A_f	1.63	m ²
$M_{e_{rpm=3726}}$	16.56	Nm	rw	0.3175	m
it_{\min} (cvt)	$r_{2\min}/r_{1\max}$ =0.05/0.064 =0.78125		C_d	0.515	
ig (cvt)	5		f_r	0.04	
it_{\min} (dst)	8		η_t	0.9	
ig (dst)	1		θ	0	°

Dengan menggunakan rumus 2.33, dilakukan perhitungan perhitungan kecepatan maksimum kendaraan baik dengan CVT Bawaan maupun DST sebagai berikut:

- Kecepatan Maksimum Kendaraan dengan CVT Bawaan

$$V = \sqrt{\frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t - f_r \cdot W \cos \theta_{\max} - W \sin \theta_{\max}}{r \cdot \frac{1}{2} \rho C_d A_f}} \quad (2.33)$$

$$V_{maxCVT} = \sqrt{\frac{44.92 \times 0.78125 \times 5 \times 0.9}{0.3175} - 0.04 \times 6370 - 0}{\frac{1}{2} \times 1.2 \times 0.515 \times 1.63}$$

$$V_{maxCVT} = 21,9464 \text{ m/s}$$

$$V_{maxCVT} = 21,9464 \times 3,6 = 79,007 \text{ km/h}$$

Hasil simulasi $V_{maxCVT} = 81,7 \text{ km/h}$.

Terdapat sedikit perbedaan pada hasil perhitungan dengan hasil simulasi. Hal ini dapat disebabkan karena pada perhitungan rasio transmisi digunakan ukuran CVT sebenarnya (hasil pengukuran), sedangkan pada hasil simulasi menggunakan kombinasi ukuran CVT hasil pengukuran dan perubahan diameter kerja CVT sesuai model matematisnya. Perbedaan nilai kecepatan maksimum hasil perhitungan dan hasil simulasi masih terbilang kecil, sehingga hasil pemodelan dinamik masih dapat dikatakan valid.

- Kecepatan Maksimum Kendaraan dengan DST

$$V = \sqrt{\frac{M_e \times i_t \times i_g \times \eta_t - f_r \cdot W \cos \theta_{max} - W \sin \theta_{max}}{\frac{1}{2} \rho C_d A_f}} \quad (2.33)$$

$$V_{maxDST} = \sqrt{\frac{\frac{16.56 \times 8 \times 1 \times 0.9}{0.3175} - 0.04 \times 6370 - 0}{\frac{1}{2} \times 1.2 \times 0.515 \times 1.63}}$$

$$V_{maxDST} = 15,4825 \text{ m/s}$$

$$V_{maxDST} = 15,4825 \times 3,6 = 55,73 \text{ km/h}$$

Hasil simulasi $V_{maxDST} = 55,7 \text{ km/h}$, maka hasil pemodelan valid.

- **Perhitungan Akselerasi Kendaraan (a_{cvt})**

Perhitungan akselerasi kendaraan dapat dilakukan dengan cara menentukan pada rpm berapa kita akan menghitung nilai akselerasi kendaraan tersebut. Disini saya menentukan untuk menghitung nilai akselerasi kendaraan pada rpm = 1500. Dengan mengetahui nilai putaran motor (rpm), dapat diketahui juga nilai rasio transmisi CVT yang bekerja pada titik tersebut serta dapat diketahui juga besar torsi yang dihasilkan motor berdasarkan grafik hasil uji dynotest-nya. Dari nilai torsi dan rasio transmisi yang telah didapat tersebut, dapat dilakukan perhitungan nilai akselerasi kendaraan sebagai berikut:

Pertama, cari nilai it_{cvt}

$$F_d = m y_m \omega^2 [\cos\delta \cdot \sin\delta (1 - \mu_c) + \sin\delta (\cos\alpha - \mu_b \cdot \cos\delta)] \quad (2.9)$$

$$F_d = 0,023 \cdot 0,038 \left(1500 \times \frac{2\pi}{60} \right)^2 [\cos(30,3^\circ) \cdot \sin(30,3^\circ) (1 - 0,07) + \sin(30,3^\circ) \cdot (\cos(42,1^\circ) - 0,07 \cdot \cos(30,3^\circ))]$$

$$F_d = 28,67 \text{ N}$$

$$F_d = K \cdot \Delta x \quad (2.12)$$

$$\Delta x = \frac{28,67}{8646,3} \text{ m}$$

$$\Delta x = 3,31 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$i_t = \frac{r_2 - \frac{\Delta x}{\tan \alpha}}{r_1 + \frac{\Delta x}{\tan \alpha}} \quad (2.13)$$

$$i_t = \frac{0,08 - \frac{3,31 \times 10^{-3}}{\tan(15^\circ)}}{0,035 + \frac{3,31 \times 10^{-3}}{\tan(15^\circ)}}$$

$$i_t = 1,428$$

didapat nilai i_t pada rpm = 1500 adalah 1,428.

Kemudian, cari nilai torsi motor (M_e) pada saat rpm = 1500.

Dari hasil dynotest, pada rpm = 1500 diketahui motor listrik menghasilkan torsi sebesar 48,59 Nm. Dengan nilai torsi motor dan rasio transmisi yang telah diperoleh, dapat dilakukan perhitungan nilai kecepatan kendaraan dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_e}{r} \eta_t \quad (2.24)$$

$$F_t = \frac{1,428 \cdot 5 \cdot 48,59}{0,3175} \cdot 0,9$$

$$F_t = 983,431 \text{ N}$$

$$F_R = f_r \cdot W \cos \theta_{max} + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 + W \sin \theta_{max} \quad (2.30)$$

Dengan asumsi v adalah setengan dari v_{maks} , yaitu

$$v = (0,5 \cdot \frac{82}{3,6}) = 11,11 \text{ m/s maka,}$$

$$F_R = 0,04 \cdot 6370 + \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 0,515 \cdot 1,63 \cdot (11,11)^2 + 0$$

$$F_R = 316,96 \text{ N}$$

$$F_{total} = m \times a$$

$$F_t - F_R = m \times a$$

$$a = \frac{F_t - F_R}{m}$$

$$a = \frac{983,431 - 316,96}{650}$$

$$a = 1,025 \text{ m/s}^2$$

Dari hasil perhitungan, diperoleh nilai akselerasi kendaraan pada putaran motor = 1500 rpm adalah $1,025 \text{ m/s}^2$. Sedangkan hasil simulasi pada model dinamik menunjukkan nilai akselerasi kendaraan adalah $1,054 \text{ m/s}^2$. Hasil antara keduanya terbilang cukup mendekati. Adanya sedikit perbedaan dapat disebabkan oleh factor kecepatan angin dalam gaya hambat aerodinamis, dimana pada perhitungan adalah menggunakan asumsi sedangkan pada model dinamik telah menggunakan kecepatan real dari kendaraan yang di *feedback* kan ke model perhitungan gaya hambat aerodinamis.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data dan analisa yang telah dilakukan, diperoleh beberapa kesimpulan penelitian sebagai berikut:

1. Kendaraan *off-road* dengan CVT Bawaan mampu mencapai kecepatan maksimum 81,7 km/h, kemampuan tanjak maksimum 18° , serta kemampuan akselerasi dan tanjak yang lebih baik dari DST pada kecepatan tinggi (di atas 44,5 km/h).
2. Kendaraan *off-road* dengan DST mampu mencapai kecepatan maksimum 55,7 km/h, kemampuan tanjak maksimum $26,67^\circ$, serta kemampuan akselerasi dan tanjak yang lebih baik dari CVT pada kecepatan rendah (di bawah 44,5 km/h).
3. Sistem transmisi DST lebih sesuai untuk digunakan untuk kendaraan *off-road* berpengerak motor listrik, karena memiliki *driveability* yang lebih baik dari CVT Bawaan pada rentang laju kendaraan yang rendah. Namun CVT dengan desain modifikasi 2 (jari-jari puli sekunder 0,15 m) mampu menghasilkan *driveability* yang lebih baik dari DST, sehingga lebih sesuai untuk kendaraan *off-road* berpengerak motor listrik.

5.2 Saran

Adapun saran mengenai penelitian yang telah dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut terkait *losses* yang ada pada CVT maupun DST. Khususnya pada CVT yang performanya sangat bergantung pada performa *belt* CVT.
2. Perlu dilakukan *redesign* sistem transmisi yang mampu menghasilkan *driveability* yang tinggi, *losses* yang rendah, dan kinerja traksi yang halus.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Annonym., 2009. Transmisi Manual <URL: <https://www.insinyoer.com/>>
- [2] Annonym., 2010. Automatic Transmission <URL:<https://www.automedicsafrica.com/>>
- [3] Annonym., 2011. Dynotest <URL: <https://www.oto.detik.com/>>
- [4] Budiana P., M. D., Atmika, I. K. A. & Subagia, I. A., 2008. Variasi Berat Roller Sentrifugal Pada Continuously Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Sepeda Motor. *Jurnal Ilmah Teknik Mesin CAKRAM Vol. 2 No. 2*.
- [5] Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S. & Ebrahimi, K., 2010. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and Design Second Edition*. 2nd penyunt. USA: CRC Press LLC.
- [6] Ilmy, I., 2018. Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Konstanta Pegas dan Massa Roller Countinuously Variable Transmission (CVT) Terhadap Performa Kendaraan Honda Vario 150 cc. *Tugas Akhir*.
- [7] Morgan, J. P., 2018. *Driving into 2025: The Future of Electric Vehicles*. [Online] Available at: <https://www.jpmorgan.com/global/research/electric-vehicles> [Diakses 08 February 2019].
- [8] Ruan, J. et al., 2018. Development of Continuously Variable Transmission and Multi-Speed Dual Clutch Transmission for Pure Electric Vehicle. *Advances in Mechanical Engineering 2018, Vol. 10 (2) 1-15*.
- [9] Sutantra, I. N. & Sampurno, B., 2010. *Teknologi Otomotif*. Surabaya: Guna Widya.
- [10] Taborek, J. J., 1957. *Mechanics of Vehicles*. Ohio: Penton Publishing Co.

- [11] ZeeBiz WebTeam, 2016. *Automatic transmission to account for over 15% of cars owned by 2020 in India: Report*. [Online]
Available at: <https://www.zeebiz.com/automobile/news-automatic-transmission-to-account-for-over-15-of-cars-owned-by-2020-in-india-report-5029>
[Diakses 08 February 2019].

BIODATA PENULIS



Farhan Ula Aditya adalah anak kedua dari empat bersaudara, lahir di Malang 01 Februari 1997. Putra dari pasangan Bapak Masrizal dan Retno Widyandari. Penulis lahir dan besar di kota Malang. Berlatar belakang pendidikan di Madrasah Ibtidaiyah Jendral Sudirman (2003-2009), SMP Negeri 1 Malang (2009-2012), SMA Negeri 3 Malang (2012-2015), dan menempuh pendidikan Sarjana Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS).

Penulis semasa kuliah aktif bergabung dalam tim bola basket baik di lingkup departemen mesin, fakultas teknologi industri, maupun ITS. Penulis juga aktif berorganisasi di Mesin Music Club mulai sebagai Staff Inventaris (2016) kemudian menjabat sebagai Ketua MMC (2017). Penulis juga aktif dalam tim Sapuangin ITS sebagai *Creative Branding* (2018-2019). Prestasi yang telah dicapai penulis bersama dengan tim semasa kuliah yaitu, juara 2 Divisi 3 Kompetisi Bola Basket (2016), juara 1 Kompetisi Bola Basket Vcom (2016), juara umum Kontes Mobil Hemat Energi di Surabaya (2018), dan juara 1 regional Asia Shell Eco Marathon di Singapura (2019). Penulis juga mengikuti perlombaan Formula SAE Japan 2019 bersama tim Sapuangin ITS.

Penulis memiliki prinsip terus berkarya, dan pantang menyerah, dengan motto “*Gagal adalah saat kita berhenti mencoba*”. Penulis sangat terbuka bila ada saran, kritik yang membangun serta masukan terkait tugas akhir ini bisa dikirim melalui *e-mail* ula.aditya@gmail.com.