



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS KINERJA TRAKSI DAN *REDESIGN*
TRANSMISI *ARMORED PERSONNEL CARRIER*
KOMODO 4X4**

**M. ANGGI SIREGAR
NRP 0211134000102**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 141585

**TRACTION PERFORMANCE ANALYSIS AND
TRANSMISSION REDESIGN ON ARMORED
PERSONNEL CARRIER KOMODO 4X4**

**M. ANGGI SIREGAR
NRP 0211134000102**

**Advisor
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**ANALISIS KINERJA TRAKSI DAN REDESIGN RASIO
TRANSMISI ARMORED PERSONNEL CARRIER
KOMODO 4X4**

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 :

M. ANGGI SIREGAR
NRP. 02111340000102

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)
NIP. 196508101991021001
3. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji II)
NIP. 196511031990021001
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT (Penguji III)
NIP. 196807061999031004



SURABAYA

JANUARI, 2018

**ANALISIS KINERJA TRAKSI DAN REDESIGN
TRANSMISI ARMORED PERSONNEL CARRIER
KOMODO 4X4**

Nama Mahasiswa : M. Anggi Siregar
NRP : 02111340000102
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M. Sc.,
Ph.D.

ABSTRAK

Dunia militer belakangan ini mengalami perkembangan yang cukup pesat. PT. Pindad sebagai produsen utama alat-alat kemiliteran Indonesia harus memiliki kemampuan untuk memproduksi alat militer yang kompeten agar dapat bersaing dengan perkembangan teknologi militer secara global. Salah satu perkembangan teknologi transportasi bidang militer adalah mobil anti-peluru atau biasa disebut Armored Personnel Carrier (APC). Salah satu produk transportasi militer PT. Pindad adalah APC KOMODO 4X4 yang merupakan kendaraan tempur anti-peluru yang dilengkapi dengan persenjataan berat sebagai pendukung pasukan infanteri di medan perang. Dari informasi yang didapat, kendaraan APC KOMODO 4X4 berkapasitas 5 penumpang dan memiliki daya sebesar 158 kW namun hanya memiliki kecepatan maksimum sebesar 100 km/h serta daya tanjak sebesar 60%. Dibandingkan dengan kendaraan anti-peluru kompetitornya, yaitu GKN Simba yang memiliki daya engine sebesar 160 kW dan berkapasitas 10 penumpang, kendaraan ini memiliki kemampuan yang sama dengan beban yang dua kali lipat lebih besar. Oleh karena itu dari permasalahan tersebut perlu dilakukan analisis transmisi dan kinerja traksi pada APC KOMODO 4X4 agar

memiliki output yang lebih baik dari kompetitornya dan juga dapat bersaing di pasaran.

Dalam penelitian ini, penulis melakukan tiga tahap analisa. Tahap pertama, penulis akan melakukan analisa perhitungan gaya hambat dan gaya dorong kendaraan sehingga akan didapatkan karakteristik traksi kendaraan pada kondisi standar. Kemudian pada tahap kedua, penulis akan melakukan analisa perhitungan kecepatan kendaraan dan daya aktual kendaraan, sehingga didapatkan karakteristik tenaga kendaraan. Tahap terakhir, penulis akan melakukan evaluasi terhadap grafik karakteristik traksi kendaraan pada kondisi standar, kemudian meredesain rasio tiap tingkat transmisi menggunakan teori progresi geometri sehingga kendaraan memiliki kemampuan tanjak serta kecepatan maksimum yang lebih baik dari kompetitornya.

Dari penelitian ini diperoleh grafik karakteristik traksi kendaraan untuk kondisi rasio gigi standar pabrikan serta karakteristik traksi hasil redesign dengan menggunakan 6,7, dan 8 tingkat kecepatan. Setelah dilakukan analisa, ternyata kemampuan tanjak kendaraan tidak sesuai dengan klaim yang ada pada brosur kendaraan. Brosur spesifikasi kendaraan mengklaim kendaraan mampu menanjak dengan gradeability 60% sedangkan pada analisa perhitungan hanya mampu 50%. Setelah dilakukan redesign dengan 6 tingkat kecepatan, kendaraan mampu menanjak dengan gradeability 70% dan menempuh kecepatan maksimum sebesar 140 km/jam.

Kata kunci: *Karakteristik traksi, APC KOMODO 4X4, manual transmission, redesign, rasio transmisi, progresi geometri*

TRACTION PERFORMANCE ANALYSIS AND TRANSMISSION REDESIGN ON ARMORED PERSONNEL CARRIER KOMODO 4X4

Name : M. Anggi Siregar
NRP : 02111340000102
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M. Sc., Ph.D.

ABSTRACT

The military sector has recently developed quite rapidly. PT. Pindad as the main producer of Indonesia's military equipment must have the ability to manufacture competent military equipments in order to compete with the technological advances in the military world. One of the most recent military transportation technology development is the Armored Personnel Carrier (APC). One of PT. Pindad's military transportation product, the APC KOMODO 4X4 is a bulletproof combat vehicle armed with heavy weaponry in the means of supporting infantry troops on the battlefield. From the information obtained, the APC KOMODO 4X4 has the capacity of 5 passengers and has a power output of 158 kW but only has a maximum speed of 100 km/h and gradeability of 60%. Meanwhile, its competitor, the GKN Simba which has a power output of 160 kW and the capacity of 10 passengers has the same ability considering it has twice the load. Therefore, from the problem mentioned, it is necessary to perform an analysis on the performance of transmission and traction of the

APC KOMODO 4X4 to have a better output performance compared to its competitor.

In this research, the authors will do three stages of analysis. The first stage, will be analyzing the resistance force acting on the vehicle and also the traction force of the vehicle so that we are able to obtain the standard traction performance of the vehicle. On the second stage, the authors will analyze the calculations of vehicle speed and actual power performance of the vehicle and obtain the power performance graph of said vehicle. The third and last stage, authors will evaluate the traction performance graph on standard conditions, and then redesign the ratio of each level of transmission using the geometric progression theory so that the vehicle is able to have a better gradeability and maximum speed compared to its competitors.

From this research, the traction performance graph is obtained for the standard transmission conditions and also for 6,7, and 8 redesigned levels of transmission. After performing the analysis, the vehicle gradeability does not match the existing claim on the vehicle brochure. Whereas the brochure claimed to have a gradeability of 60%, but based on the analysis performed, it is proved that the vehicle is only able to achieve 50% gradeability. After redesigning 6 levels of transmission, the vehicle is able to climb 70% gradeability and has a maximum speed of 140 km/h.

Keyword: Traction performance, APC KOMODO 4X4, manual transmission, redesign, transmission ratio, geometric progression

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang senantiasa memberikan rahmat, hidayah, dan kasih sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul: **ANALISIS KINERJA TRAKSI DAN REDESIGN TRANSMISI ARMORED PERSONNEL CARRIER KOMODO 4X4**. Pada kesempatan ini penulis bermaksud untuk mengucapkan terima kasih kepada:

1. **Allah SWT** yang telah memberikan penulis segala bentuk kasih, petunjuk, rezeki, dan anugerah sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan dengan sebaik-baiknya.
2. Orangtua saya, **Irwan Siregar dan Yanti Nuryani** yang telah mensupport saya selama ini dan juga memberi kasih sayang, restu, serta nasihat sehingga saya dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Serta Kakak dan Adik saya, **Sarah Siregar dan Tatyana Siregar**. Terimakasih ayah, mama, kakak, dan adik.
3. Bapak **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M. Sc.**, selaku dosen pembimbing yang selalu senantiasa meluangkan waktunya untuk membimbing saya agar dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Terimakasih atas segala kritik, saran, dan pembelajaran yang anda telah berikan kepada saya.
4. **Dr. Agus Sigit Pramono, DEA, Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E**, dan **Ir. Julendra B. Ariatedja, MT**, selaku dosen penguji tugas akhir ini. Terimakasih atas segala kritik dan saran yang menyangkut tugas akhir ini maupun seputar kehidupan kampus saya.
5. Ibu **Wiwiek Hendrowati, ST., MT.** selaku dosen wali penulis yang telah memberikan banyak nasihat selama saya kuliah serta membantu saya dalam segala

permasalahan akademik maupun non-akademik. Terimakasih banyak, bu.

6. Teman-teman kosan saya, **Rivaldi Hartoto Saputro, Nyoman Angga Adwitya**, serta **Kevin Arditya** yang telah menemani kehidupan perantauan saya selama lebih dari 4 tahun di Surabaya.
7. Teman-teman terdekat saya, **Rexa, Bram, Yudhis, Wicak, Fachri, Adrian, Faris, Fahmi, Rivaldi, Nyoman, Fridam, Bima, Dipta, Nauval, Hoffman, Haekal, Luthfan, RizquWau, Greg**, dan rekan-rekan lainnya yang tidak disebutkan oleh penulis. Terimakasih atas segala cerita-cerita kuliah yang akan dikenang sepanjang masa.
8. Rekan-Rekan LBMM, terutama keluarga divisi roda 4 bertenaga.
9. Semua pihak yang telah membantu penyelesaian tugas akhir ini secara langsung, maupun tidak langsung.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan yang membangun sangat penulis harapkan.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Tugas Akhir.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Tugas Akhir.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Kinerja Traksi Kendaraan	5
2.2 Hasil Penelitian Terdahulu.....	5
2.3 Dasar Teori	8
2.3.1 Gaya Hambat Kendaraan.....	8
2.3.2 Gaya Dorong Kendaraan.....	12
2.3.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan.....	15
2.3.4 Desain Tingkatan Gigi	16
2.4 Karakteristik Transmisi Kendaraan	18
2.5 Karakteristik Tenaga Kendaraan.....	19

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	23
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	23
3.2 <i>Flowchart</i> Perhitungan.....	26
3.2.1 <i>Flowchart</i> Perhitungan Grafik Karakteristik Traksi Kendaraan.....	26
3.2.2 <i>Flowchart</i> Perhitungan Grafik Karakteristik Tenaga Kendaraan.....	29
3.2.3 <i>Flowchart</i> Perhitungan Perbandingan Tingkat Transmisi Baru dengan Metode Progresi Geometri	31
3.3 Data dan Spesifikasi Kendaraan.....	32
BAB IV PERHITUNGAN DATA DAN ANALISA.....	37
4.1 Perhitungan Kebutuhan Gaya Dorong Kendaraan.....	37
4.1.1 Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis.....	37
4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat Rolling.....	40
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjak.....	41
4.1.4 Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan Kondisi Standar.....	44
4.2 Karakteristik Traksi Kendaraan Kondisi Standar.....	45
4.3 Karakteristik Tenaga Kendaraan.....	47
4.4 Perhitungan Rasio Transmisi Menggunakan Teori Progresi Geometri.....	48
4.4.1 Menentukan Tingkat Gigi Pertama.....	48
4.4.2 Menentukan Tingkat Gigi Terakhir.....	50
4.4.3 Menentukan Tingkatan Rasio Gigi.....	50

4.5 Hasil Redesign Karakteristik Traksi Kendaraan.....	52
4.5.1 Karakteristik Traksi 6 Tingkat Kecepatan.....	52
4.5.2 Karakteristik Traksi 7 Tingkat Kecepatan.....	54
4.5.3 Karakteristik Traksi 8 Tingkat Kecepatan.....	57
4.6 Analisa Grafik Karakteristik Tenaga Terhadap Kecepatan Pada Setiap Hasil Redesign.....	59
4.7 Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi.....	62
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	63
5.1 Kesimpulan.....	63
5.2 Saran.....	64
DAFTAR PUSTAKA	65

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Karakteristik Traksi Toyota Fortuner 4.0 V6 SR....	6
Gambar 2.2 Karakteristik Traksi New Honda Jazz RS 2010 dengan 6 Tingkat Transmisi.....	7
Gambar 2.3 Dinamika Kendaraan saat Menanjak	8
Gambar 2.4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban Terhadap f_o dan f_s .	10
Gambar 2.5 Diagram Bodi Bebas Kendaraan Pada Saat Menanjak.....	12
Gambar 2.6 Grafik Pemilihan Perbandingan Gigi dengan Rasio Geometri.....	17
Gambar 2.7 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan dengan Transmisi Manual.....	19
Gambar 2.8 Grafik Karakteristik Tenaga Terhadap Kecepatan dari Suatu Kendaraan	21
Gambar 3.1 Grafik Performa Mesin J08E-UH.....	35
Gambar 4.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan APC KOMODO 4X4.....	37
Gambar 4.2 Perhitungan Luas Frontal Area Kendaraan APC KOMODO 4X4.....	38
Gambar 4.3 Gaya Hambat Rolling Kendaraan.....	40
Gambar 4.4 Gaya Hambat Total Kendaraan.....	43
Gambar 4.5 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 Standar.....	44
Gambar 4.6 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 Standar.....	45

Gambar 4.7 Karakteristik Tenaga Kendaraan APC KOMODO 4X4.....	47
Gambar 4.8 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 6 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	52
Gambar 4.9 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 6 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	53
Gambar 4.10 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 7 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	54
Gambar 4.11 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 7 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	55
Gambar 4.12 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 8 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	57
Gambar 4.13 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 8 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	58
Gambar 4.14 Grafik Karakteristik Tenaga APC KOMODO 4X4 6 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	59
Gambar 4.15 Grafik Karakteristik Tenaga APC KOMODO 4X4 7 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	60
Gambar 4.16 Grafik Karakteristik Tenaga APC KOMODO 4X4 8 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign.....	61

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien hambatan <i>rolling</i> pada berbagai jenis kendaraan dan jalan.....	10
Tabel 3.1 Data dan spesifikasi APC KOMODO 4X4.....	33
Tabel 4.1 Hasil perhitungan <i>aerodynamic resistance</i>	39
Tabel 4.2 Hasil perhitungan <i>rolling resistance</i>	41
Tabel 4.3 Gaya tanjak kendaraan pada kemiringan tertentu.....	42
Tabel 4.4 Pemilihan jumlah tingkat transmisi berdasarkan bobot faktor tertentu.....	62

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan industri di dunia militer saat ini sudah melaju dengan pesat. Salah satunya adalah BUMN yaitu PT. Pindad (Perindustrian Angkatan Darat) yang telah menjadi produsen utama alat-alat kemiliteran Republik Indonesia. PT. Pindad memproduksi sejumlah peralatan, diantaranya adalah senjata, munisi, dan kendaraan khusus. PT. Pindad mulai berfokus pada pengembangan teknologi kendaraan bermotor sejak tahun 1993. PT. Pindad (Persero) telah bekerja sama dengan berbagai pihak, baik dalam maupun luar negeri dalam upaya untuk mengembangkan teknologi fungsi kendaraan khusus, termasuk kendaraan anti-peluru atau yang biasa disebut *Armored Personnel Carrier* (APC) untuk memenuhi permintaan pasar militer dan instansi. Salah satu produk *Armored Personnel Carrier* milik PT. Pindad adalah APC KOMODO 4X4 yang merupakan kendaraan khusus yang digunakan sebagai pengintai maupun tugas berat yang lainnya dan sangat cocok dipakai pada medan yang berat. Kendaraan ini di desain sedemikian rupa sehingga diharapkan bisa menjadi kendaraan operasional yang handal bagi kepolisian maupun militer.

Kendaraan khusus APC KOMODO 4X4 diresmikan kepada publik pada *Indo Defence Expo and Forum*, 10 November 2012 yang bertepatan dengan hari pahlawan, di Jakarta, Indonesia. Kendaraan tersebut dirancang dan di *assembly* oleh PT. Pindad di *manufacturing facility* Pindad, Bandung, Jawa Barat dengan estimasi harga jual senilai USD \$300.000. Menurut data dari Pindad, kendaraan KOMODO 4X4 ini kebal peluru dan mampu menahan peluru berukuran maksimal 7.62 mm. Kendaraan ini memiliki transmisi manual

dengan 6 tingkat gigi dan satu tingkat gigi mundur (*reverse*) yang membuatnya dapat menempuh jalan *off-road*. APC KOMODO 4X4 juga dilengkapi dengan Senapan Mesin Berat (SMB) kaliber 12.7 mm serta Remote Control Weapon System (RCWS).

GKN Simba adalah produk *Armored Personnel Carrier* buatan Inggris yang digunakan oleh negara Filipina. GKN Simba tersebut memiliki output daya engine sebesar 160 kW dengan konfigurasi *All-Wheel Drive* 4X4. Kendaraan ini mampu mengangkut sampai dengan 10 orang dan mampu melaju dengan kecepatan maksimum 100 km/h pada jalan beraspal. Berdasarkan data tersebut, APC KOMODO 4X4 yang hanya mampu mengangkut 5 personnel dengan output engine 158 kW hanya mampu mencapai kecepatan maksimum yang sama yaitu 100 km/h. Dari permasalahan tersebut perlu dilakukan analisis transmisi dan kinerja traksi pada APC KOMODO 4X4 untuk mengetahui gaya hambat yang terjadi serta gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan tersebut. Selanjutnya perlu dilakukan *redesign* rasio transmisi kendaraan APC KOMODO 4X4 yang bertujuan untuk menyelesaikan permasalahan yang terdapat pada kendaraan tersebut, yaitu meningkatkan kecepatan maksimum, percepatan serta *gradeability*.

Diharapkan dengan terlaksananya penelitian yang mengkaji analisis kinerja traksi serta *redesign* terhadap rasio gigi dari transmisi APC KOMODO 4X4 akan meningkatkan performa kendaraan dan menjadi acuan PT. Pindad dalam pemilihan transmisi untuk kendaraan APC KOMODO 4X4.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana gaya dorong yang dihasilkan serta gaya hambat yang terjadi pada kendaraan APC KOMODO 4X4 pada kondisi jalan datar dan jalan tanjakan?
2. Bagaimana karakteristik traksi dan karakteristik tenaga dari transmisi terhadap laju kendaraan APC KOMODO 4X4?
3. Bagaimana hasil *redesign* rasio transmisi kendaraan APC KOMODO 4X4?

1.3 Tujuan Tugas Akhir

Mengacu pada rumusan masalah yang telah disebutkan di atas, maka tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui gaya dorong yang dihasilkan dan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan APC KOMODO 4X4 pada kondisi jalan datar dan jalan tanjakan.
2. Mengetahui karakteristik traksi dan karakteristik tenaga kendaraan APC KOMODO 4X4 yang meliputi gaya dorong, kecepatan, dan sudut tanjak.
3. Meningkatkan kecepatan maksimum, daya tanjak dan performa kendaraan secara keseluruhan dengan cara *redesign* rasio transmisi kendaraan APC KOMODO 4X4 dengan 6,7, dan 8 tingkat kecepatan. Jumlah tingkat kecepatan kendaraan tidak dikurangi karena memperburuk performa berdasarkan penelitian terdahulu^[1].

1.4 Batasan Masalah

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

1. Kendaraan yang dianalisa adalah APC KOMODO 4X4 dengan tipe engine HINO J08E-UH.
2. Analisa dilakukan dengan kondisi kendaraan terisi muatan seberat 350 kg (5 personnel) dan dilengkapi dengan senjata SMB (Senapan Mesin Berat) kaliber

12.7 mm seberat 30 kg sehingga berat kendaraan menjadi 7650 kg.

3. Kinerja *engine* tidak dipengaruhi oleh lingkungan sekitar.
4. Kendaraan menggunakan bahan bakar solar.
5. Jalan yang dilalui menanjak dan rata (tidak bergelombang).
6. Tekanan ban 50 psi.
7. Tipe ban yang digunakan adalah 365/80 R20 *runflat tyre*.

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Dengan mengetahui karakteristik traksi, sudut tanjak, serta *design* transmisi berdasarkan keperluan tertentu, maka diharapkan hasil penelitian tugas akhir ini dapat digunakan sebagai referensi APC KOMODO 4X4 dalam penggunaan operasional, serta acuan untuk penelitian *design* dan pengembangan PT. Pindad selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

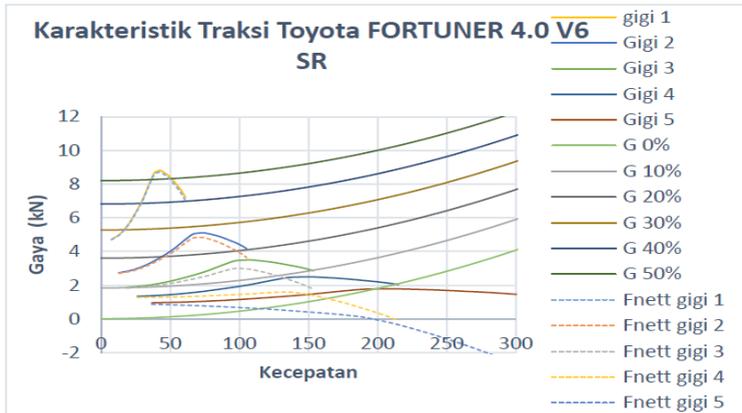
2.1 Kinerja Traksi Kendaraan

Secara umum, kinerja dari sebuah kendaraan dapat dikategorikan menjadi 3 jenis kinerja, yaitu kinerja traksi kendaraan, kestabilan arah kendaraan, dan kinerja pengaman kendaraan. Kinerja traksi kendaraan dapat diartikan sebagai kemampuan kendaraan untuk melaju melawan gaya hambat yang ada pada saat kendaraan beroperasi. Gaya-gaya hambat tersebut dapat berupa gaya hambat angin, gaya hambat tanjakan, serta gaya hambat *rolling* yang terjadi pada kendaraan yang bergerak. Kemampuan kendaraan dapat dikatakan sangat dipengaruhi oleh spesifikasi mesin dan transmisinya, baik dari segi kapasitas mesin sampai dengan rasio tingkat gigi transmisi. Pada umumnya, informasi mengenai karakteristik traksi sebuah kendaraan ditampilkan dalam sebuah grafik yang menampilkan data gaya dorong pada masing-masing tingkat gigi, kecepatan kendaraan, gaya hambat serta pengaruh kondisi jalan terhadap gaya hambat.

2.2 Hasil Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai karakteristik kendaraan sebelumnya pernah dilakukan oleh Nico Yudha Wardana dengan judul “Analisis Karakteristik Traksi Serta *Redesign* Rasio Transmisi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4)”^[2]. Dalam penelitian tersebut, penulis membuat analisis karakteristik traksi dari mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4), dimana analisis tersebut dibandingkan dengan hasil *dynotest*, klaim pabrikan dan secara teoritis melalui ilmu Teknologi Konstruksi Otomotif. Hasil penelitian penulis diperoleh karakteristik traksi kendaraan yang

diuji mulai dari gaya dorong, gaya hambat aerodinamik dan rolling. Berikut adalah hasil karakteristik traksi dari kendaraan yang di uji pada gambar 2.1.

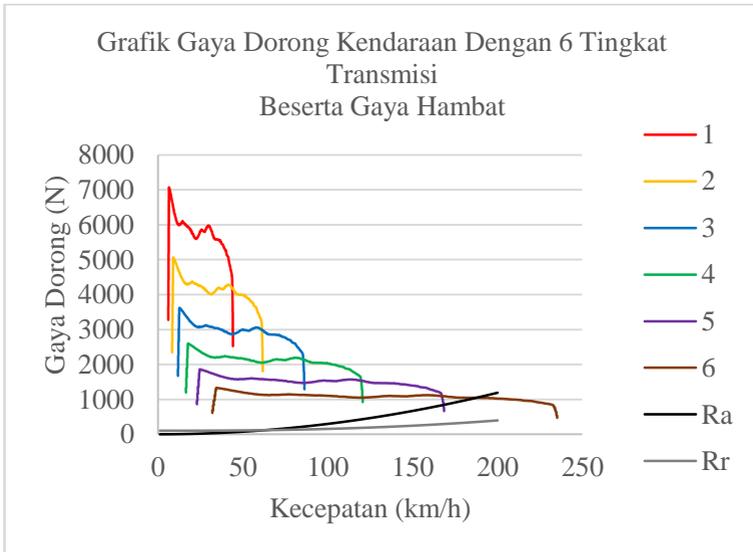


Gambar 2.1 Karakteristik Traksi Toyota Fortuner 4.0 V6 SR

Hasil penelitian tersebut berupa gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan dipengaruhi oleh hambatan – hambatan yang ada, sehingga dapat diketahui kecepatan maksimum kendaraan. Pada hasil penelitian diatas, dapat diketahui pengaruh kemiringan suatu jalan terhadap gaya dorong yang dihasilkan. Kesimpulan dari penelitian tersebut, dengan redesain tingkat transmisi yang baru dapat mengurangi *losses* traksi yang terjadi pada perpindahan tingkat pertama menuju tingkat kedua sebesar 3,564 kN dengan 7 tingkat percepatan. Dari hasil penelitian diatas dapat dipelajari bagaimana penulis menghitung atau meredesain setiap tingkat transmisi agar tidak terjadi *losses* yang besar pada setiap perpindahan tingkat transmisi (Wardana, 2016).

Penelitian kedua, dilakukan oleh saudara I Gede Putu Jaya Laksana dengan judul “Analisis Pengaruh *Redesign Transmisi* dan *Final Drive Gear* Terhadap Karakteristik Traksi Honda New Jazz RS 2010 Untuk Kejuaraan *Drag Race*”. Dalam penelitian ini,

penulis melakukan *redesign* rasio setiap tingkat transmisi dan juga rasio *final drive gear* diubah agar dapat meraih torsi, akselerasi, dan *power* yang lebih besar, supaya dapat meningkatkan performa kendaraan tersebut pada kejuaraan *Drag Race*.



Gambar 2.2 Karakteristik Traksi New Honda Jazz RS 2010 dengan 6 Tingkat Transmisi

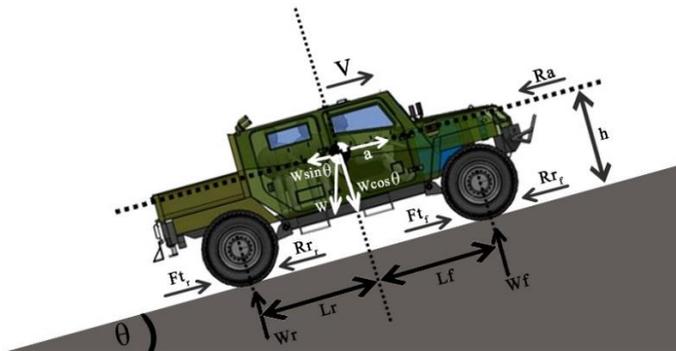
Pada penelitian tersebut, penulis melakukan *redesign* transmisi New Honda Jazz RS 2010 menjadi transmisi dengan 6 tingkat kecepatan dari semula 5 tingkat kecepatan. Penulis menarik kesimpulan yaitu semakin banyak tingkat transmisinya, maka semakin kecil *losses* traksi yang terjadi. Sebaliknya, semakin sedikit tingkat transmisinya, maka semakin besar *losses* traksi yang akan terjadi pada kendaraan. Penulis melakukan 5 *redesign* dengan masing-masing jumlah tingkat kecepatan 3,4,5,6, dan 7. Dari penelitian tersebut, disimpulkan bahwa jumlah tingkatan yang memiliki *losses* traksi paling kecil dan memiliki gaya dorong yang lebih besar pada tiap tingkatannya adalah dengan 6 jumlah

tingkatan seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.2. (Laksana, 2016)

2.3 Dasar Teori

2.3.1 Gaya Hambat Kendaraan

Dibawah ini merupakan gaya-gaya yang terjadi apabila sebuah kendaraan melaju pada suatu jalan yang memiliki sudut tanjakan tertentu,



Gambar 2.3 Dinamika Kendaraan saat Menanjak

Mengacu pada gambar diatas, agar kendaraan dapat melaju maka gaya dorong kendaraan harus lebih besar dari gaya hambatnya. Gaya dorong kendaraan (F_t) adalah gaya dorong yang dihasilkan oleh mesin pada poros penggerak. Gaya dorong (F_t) dibagi menjadi dua yaitu F_{t_f} (gaya dorong pada roda depan) dan F_{t_r} (gaya dorong pada roda belakang). Sedangkan gaya hambat adalah gaya yang menghambat laju kendaraan, diantaranya *drag force*, *rolling resistance* serta gaya hambat kendaraan akibat sudut menanjak.

2.3.1.1 Gaya Hambat Aerodinamika (*Drag Force*)

Gaya hambat yang pertama adalah gaya hambat yang terjadi karena adanya hambatan udara (*drag force*). *Drag force* merupakan gaya yang menghambat gaya dorong kendaraan karena arah dari *drag force* berlawanan dengan arah laju kendaraan. Terdapat beberapa jenis dari gaya hambat angin (*drag force*) yaitu hambatan bentuk, hambatan pusaran/turbulensi, hambatan tonjolan dan hambatan aliran dalam. Tetapi pada kenyataannya hanya hambatan bentuk dan hambatan pusaran saja yang paling besar pengaruhnya terhadap gaya hambat angin secara keseluruhan. Gaya hambat angin dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2 \quad (2.1)$$

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 relative angin terhadap kendaraan (m/s)

2.3.1.2 Gaya Hambat *Rolling* (*Rolling Resistance*)

Gaya hambat *rolling* (*rolling resistance*) merupakan gaya hambat yang disebabkan oleh sifat histerisis ban karena adanya defleksi dari ban. Defleksi tersebut menyebabkan terjadinya momen tahanan *rolling* yang dapat melawan atau menghambat gerakan ban. Untuk mencari besarnya gaya hambat *rolling* yang terjadi, sebelumnya harus ditentukan terlebih dahulu besarnya koefisien hambatan *rolling* (f_r). Besarnya f_r dapat dicari menggunakan persamaan hasil eksperimen J.J Taborek^[3] berikut:

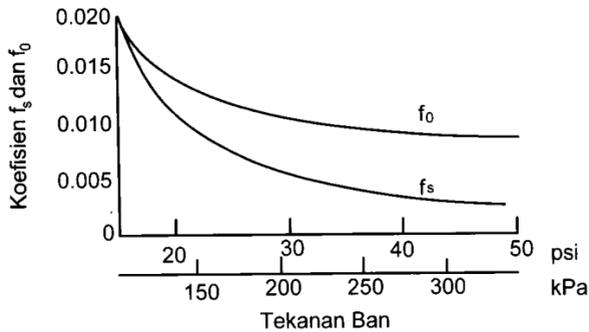
$$f_r = f_o + f_s \left(\frac{V}{100}\right)^{2,5} \quad (2.2)$$

Dimana,

f_r = Koefisien hambatan *rolling*

f_o dan f_s = Koefisien yang tergantung pada tekanan ban, didapat dari gambar 2.4

V = Kecepatan kendaraan dalam km/jam



Gambar 2.4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban Terhadap f_o dan f_s

Tabel 2.1 Nilai koefisien hambatan *rolling* pada berbagai jenis kendaraan dan jalan^[4]

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	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 nilai koefisien hambat *rolling* (f_r), dengan menggunakan rumus di bawah ini maka didapat nilai dari gaya hambat *rolling*,

$$R_r = f_r \cdot W \cdot \cos \theta \quad (2.3)$$

Dimana,

R_r = Gaya hambatan *rolling* (N)

f_r = Koefisien hambatan *rolling*

W = Berat kendaraan (N)

2.3.1.3 Gaya Hambat Tanjakan

Gaya hambat tanjakan adalah gaya hambat yang terjadi dikarenakan adanya sudut tanjakan pada jalan. Dengan adanya gaya hambatan tanjakan maka beban kendaraan akan bertambah akibat pengaruh gaya gravitasi bumi. Besar gaya hambat akibat sudut tanjak dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$R_g = W \cdot \sin \theta \quad (2.4)$$

Dimana,

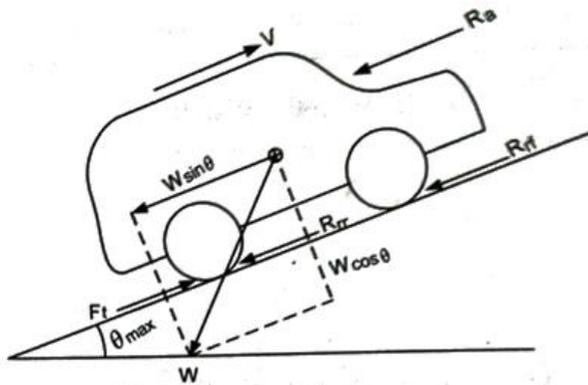
R_g = Gaya hambat tanjakan (N)

W = Berat kendaraan (N)

θ = Sudut tanjakan dalam derajat

Setelah mengetahui penjelasan dari masing-masing gaya hambat yang mempengaruhi kendaraan, maka dapat dirumuskan gaya hambat total yang terjadi pada kendaraan sebagai berikut:

$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad (2.5)$$



Gambar 2.5 Diagram Bodi Bebas Kendaraan Pada Saat Menanjak

Berdasarkan gambar 2.5 diatas, besarnya gaya *rolling resistance* juga akan terpengaruhi oleh besarnya sudut tanjakan. Hal ini terjadi karena perbedaan gaya normal pada kendaraan yang sedang menanjak dengan gaya normal kendaraan saat berjalan mendatar, dimana gaya normal kendaraan menanjak lebih kecil dibandingkan pada saat berjalan mendatar. Besarnya gaya normal kendaraan sama dengan berat kendaraan dikalikan dengan \cos sudut tanjakan dalam derajat. Sehingga gaya hambat total kendaraan saat kondisi jalan menanjak berubah menjadi:

$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad (2.6)$$

$$F_r = \left(\frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2\right) + (f_r \times W \cos \theta) + W \sin \theta \quad (2.7)$$

2.3.2 Gaya Dorong Kendaraan

Gaya dorong adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan arah gerak gaya hambat kendaraan. Untuk dapat bergerak maju, suatu kendaraan harus memiliki gaya dorong yang cukup untuk melawan semua gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Gaya dorong ini didapatkan dari daya yang dihasilkan oleh *engine* yang kemudian disalurkan melalui sistem transmisi sehingga akhirnya

dapat menggerakkan roda. Untuk menghitung besarnya gaya dorong yang mampu dihasilkan kendaraan, digunakan persamaan 2.13. Selain menggunakan metode analitis (perhitungan), besarnya gaya dorong (F_t) aktual pada kendaraan juga dapat dihitung menggunakan pengujian *dyno test* pada kendaraan. *Dyno test* adalah suatu metode pengujian performa mesin kendaraan dengan cara melihat tenaga dan torsi yang dihasilkan pada roda kendaraan dengan menggunakan alat khusus.

Torsi mesin pada kendaraan (M_e) dihasilkan langsung oleh pembakaran yang dilakukan oleh *engine*. Torsi dari *engine* kemudian disalurkan melalui *drivetrain*. *Drivetrain* adalah sistem yang mentransformasi dan mentransmisikan tenaga kinetik berupa torsi dari *engine* menjadi gaya dorong pada roda penggerak. Daya yang disalurkan akan mengalami *losses* yang mengakibatkan penurunan daya.

Setelah mengetahui gaya hambat pada kendaraan maka selanjutnya adalah menghitung besar torsi yang dibutuhkan oleh kendaraan berdasarkan variasi kecepatan dan sudut tanjakan maksimum kendaraan dengan rumus sebagai berikut:

$$M_p = F_r \times R \quad (2.8)$$

Dimana,

M_p = Torsi pada roda penggerak

F_r = Gaya hambat total

R = Jari-jari roda penggerak pada kendaraan.

Untuk menghitung gaya dorong (F_t) yang dihasilkan oleh *engine* dan kemudian ditransmisikan sampai dengan roda penggerak dipengaruhi beberapa factor berikut:

1. Perbandingan transmisi

$$i_t = \frac{ne}{ntr} \quad (2.9)$$

2. Perbandingan putaran pada gardan

$$i_g = \frac{n_{tr}}{n_p} \quad (2.10)$$

3. Torsi yang dihasilkan transmisi

$$M_{tr} = i_t \times M_e \quad (2.11)$$

4. Torsi pada poros penggerak setelah ditransmisikan gardan

$$\begin{aligned} M_p &= i_g \times M_{tr} \\ &= i_g \times i_t \times M_e \end{aligned} \quad (2.12)$$

Maka, gaya dorong kendaraan (F_t) dengan memperhatikan pengaruh efisiensi (η_t) pada semua proses transmisi untuk kendaraan pada umumnya dirumuskan sebagai berikut:

$$F_t = \frac{i_g \times i_t \times M_e \times \eta_t}{R} \quad (2.13)$$

Dimana,

F_t	= Gaya dorong pada kendaraan (N)
M_e	= Torsi yang dihasilkan <i>engine</i>
M_{tr}	= Torsi pada transmisi
M_p	= Torsi pada poros penggerak
n_e	= Putaran mesin
n_{tr}	= Putaran transmisi
n_p	= Putaran poros penggerak
R	= Jari-jari roda (m)
η_t	= Efisiensi transmisi
i_t	= Perbangindan gigi transmisi
i_g	= Perbandingan transmisi pada gardan

2.3.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

Kecepatan maksimum kendaraan dalam setiap tingkat transmisi (k) dapat dihitung dengan perumusan seperti di bawah ini:

$$V_k = \frac{ne}{ik \times ig} \times \frac{2\pi}{60} \times R \quad (2.14)$$

Dimana,

V_k = Kecepatan pada tingkat – k

i_k = Rasio transmisi pada tingkat k

ig = Rasio gardan

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

- a. Untuk kondisi percepatan, dengan kendaraan semula diam lalu mencapai kecepatan akhir (V_t)

$$a = \frac{Vt^2}{2.S} = \frac{Vt}{t} = \frac{2.S}{t^2} \quad (2.15)$$

$$t = \frac{Vt}{a} = \frac{2.S}{Vt} = \sqrt{\frac{2.S}{a}} \quad (2.16)$$

$$S = \frac{Vt^2}{2.a} = \frac{Vt \cdot t}{2} = \frac{2.t^2}{2} \quad (2.17)$$

- b. Sedangkan untuk mencari percepatan pada setiap tingkat gigi transmisi, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$a_k = \frac{(Ft - Ra - Rr)}{\text{massa penuh}} \quad (2.18)$$

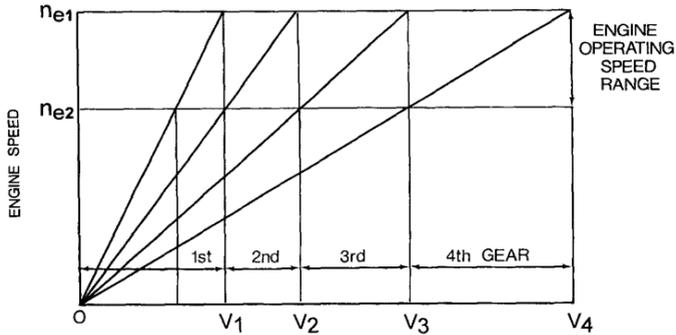
Dimana,

a	= Percepatan (m/s)
F_t	= Gaya dorong (N)
R_r	= Gaya hambat rolling (N)
R_a	= Gaya hambat aerodinamika (N)

2.3.4 Desain Tingkatan Gigi

Transmisi merupakan komponen pada kendaraan yang berfungsi sebagai sistem pemindah daya dari sumber penggerak yaitu *engine*, ke gardan maupun poros penggerak. Transmisi memindahkan daya dengan cara mengatur tingkat kecepatan menggunakan rasio roda gigi yang berbeda pada tiap tingkatannya.

Salah satu cara untuk mencari perbandingan gigi antara tingkat transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan metode progresi geometri. Metode ini umumnya digunakan sebagai langkah iterasi awal. Batas kecepatan operasi dari mesin terendah (ne_2) dan tertinggi (ne_1) harus ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini berdasarkan karakteristik torsi dari mesin, dimana batas ini umumnya dipilih pada sekitar torsi maksimum *engine*. Konsep dari progresi geometris ditunjukkan pada gambar 2.6, dengan transmisi yang menggunakan 4 tingkat kecepatan.



Gambar 2.6 Grafik Pemilihan Perbandingan Gigi dengan Rasio Geometri

Berdasarkan gambar 2.6, dengan perbandingan geometris, maka untuk transmisi 4 tingkat kecepatan, didapat hubungan perbandingan gigi sebagai berikut:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{ne_2}{ne_1} = K_g \quad (2.19)$$

Dimana,

$i_1 i_2 i_3 i_4$ = Perbandingan gigi pada tingkat transmisi 1,2,3,4

K_g = Konstanta perbandingan

Langkah pertama untuk merancang tingkat transmisi adalah menentukan terlebih dahulu rasio transmisi pertama dan rasio transmisi terakhir dari kendaraan. Untuk menentukan rasio transmisi pertama, dapat digunakan rumus berikut:

$$F_1 = \frac{w}{g} a + R_a + R_r \quad (2.20)$$

$$i_1 = \frac{F_1 \times R}{M_e \times i_g \times \eta_t} \quad (2.21)$$

Kemudian rasio transmisi pada tingkat terakhir (n) dihitung menggunakan rumus:

$$F_n = R_a + R_r \quad (2.22)$$

$$i_n = \frac{F_n \times R}{M_e \times i_g \times \eta_t} \quad (2.23)$$

Dengan demikian, nilai factor K_g dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.24. Selanjutnya, nilai K_g tersebut digunakan untuk menentukan nilai i_2 , i_3 dan seterusnya.

$$K_g = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (2.24)$$

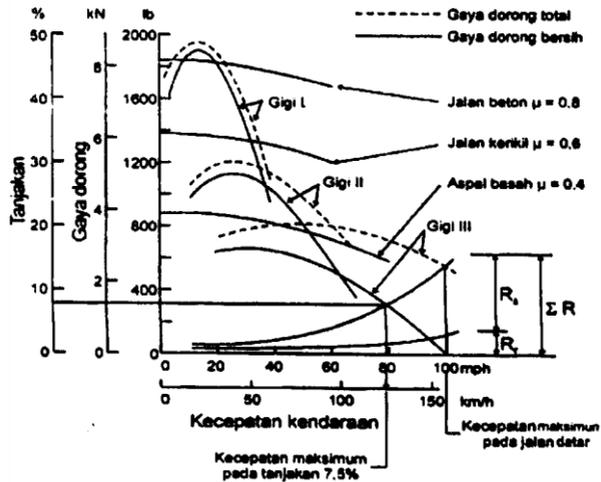
2.4 Karakteristik Transmisi Kendaraan

Untuk dapat mengetahui karakteristik suatu kendaraan, lebih mudah jika digunakan grafik gaya dorong – kecepatan dari kendaraan tersebut. Contoh grafik karakteristik untuk suatu kendaraan bertransmisi manual dengan 4 tingkat kecepatan ditunjukkan pada gambar 2.7. Pada gambar tersebut ditunjukkan hambatan rolling (R_r) dan hambatan aerodinamik (R_a) yang terjadi pada kendaraan, serta 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 dimaksud adalah gaya dorong total dikurangi hambatan rolling dan hambatan aerodinamika, dengan kata lain gaya dorong yang terbebas dari hambatan. Gaya dorong bersih (F_n) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_n = F - R_r - R_a \quad (2.25)$$

Pada gambar 2.7 juga menunjukkan *gradeability* kendaraan sehingga besarnya kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada *gradeability* tertentu dapat diketahui.



Gambar 2.7 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan dengan Transmisi Manual

2.5 Karakteristik Tenaga Kendaraan

Tenaga yang dibutuhkan untuk menggerakkan kendaraan pada beban dan kecepatan tertentu dinamakan *road load horsepower* (R_{hp})^[5]. Besarnya tenaga yang dibutuhkan (R_{hp}) tergantung pada besarnya gaya hambat yang terjadi pada kendaraan (F_r) dan kecepatan kendaraan (V_k). Tenaga yang dibutuhkan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$R_{hp} = \frac{F_r \times V_k}{375} \quad (2.26)$$

Dimana,

R_{hp} = Road load horsepower (hp)

F_r = Gaya hambat kendaraan (lb)

V_k = Kecepatan kendaraan (mil/jam)

Besar tenaga yang dibutuhkan kendaraan ditentukan oleh besarnya kecepatan dan gaya dorong yang dibutuhkan oleh kendaraan. Pada saat berjalan pada kecepatan rendah dan konstan, kebutuhan gaya dorong menjadi kecil, sehingga tenaga yang dibutuhkan juga kecil. Jika kendaraan berjalan pada kecepatan tinggi dan konstan, Gaya dorong yang dibutuhkan akan semakin besar, sehingga tenaga yang dibutuhkan juga menjadi lebih besar. Kendaraan yang dipercepat membutuhkan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan kendaraan yang melaju dengan kecepatan konstan, sehingga kebutuhan tenaga juga lebih besar.

Karakteristik kinerja dari suatu kendaraan dapat juga ditunjukkan sebagai kurva tenaga untuk setiap tingkat transmisi pada setiap tingkat kecepatan. Grafik tersebut pada umumnya disebut dengan grafik karakteristik tenaga. Untuk mendapatkan grafik karakteristik tenaga, dibutuhkan data *input* berupa tenaga yang disuplai dan kecepatan kendaraan. Tenaga yang disuplai dapat dihitung menggunakan perasamaan sebagai berikut:

$$P = P_e \times \eta_e \quad (2.27)$$

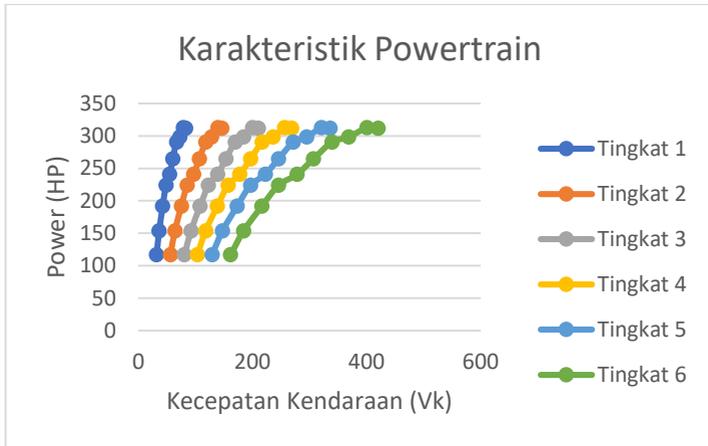
Dimana,

P = Tenaga aktual yang disuplai oleh *engine*

P_e = Tenaga *engine*

η_e = Effisiensi *engine*

Sebagai contoh, kendaraan yang memiliki tenaga mesin maksimal sebesar 312 hp dapat digambarkan karakteristik tenaganya seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Grafik Karakteristik Tenaga Terhadap Kecepatan dari Suatu Kendaraan

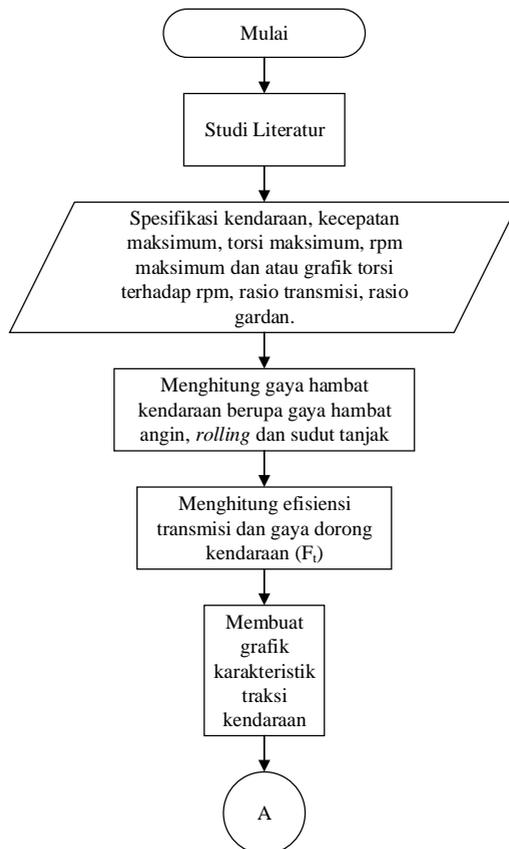
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

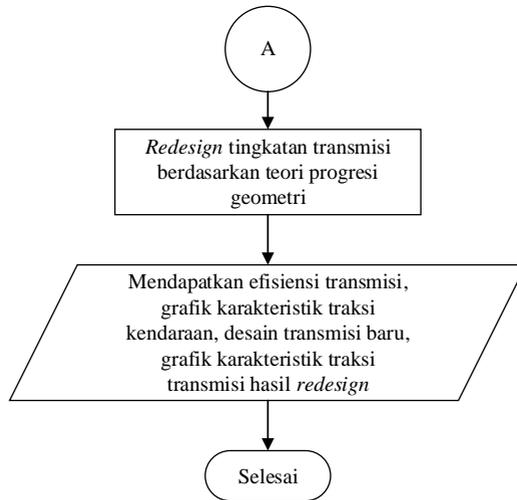
BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Flowchart Penelitian

Berikut ini langkah-langkah penilitan dalam bentuk *flowchart*,





Pada penulisan tugas akhir ini, adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini tuntut mencapai tujuan dan dapat dijabarkan sebagai berikut:

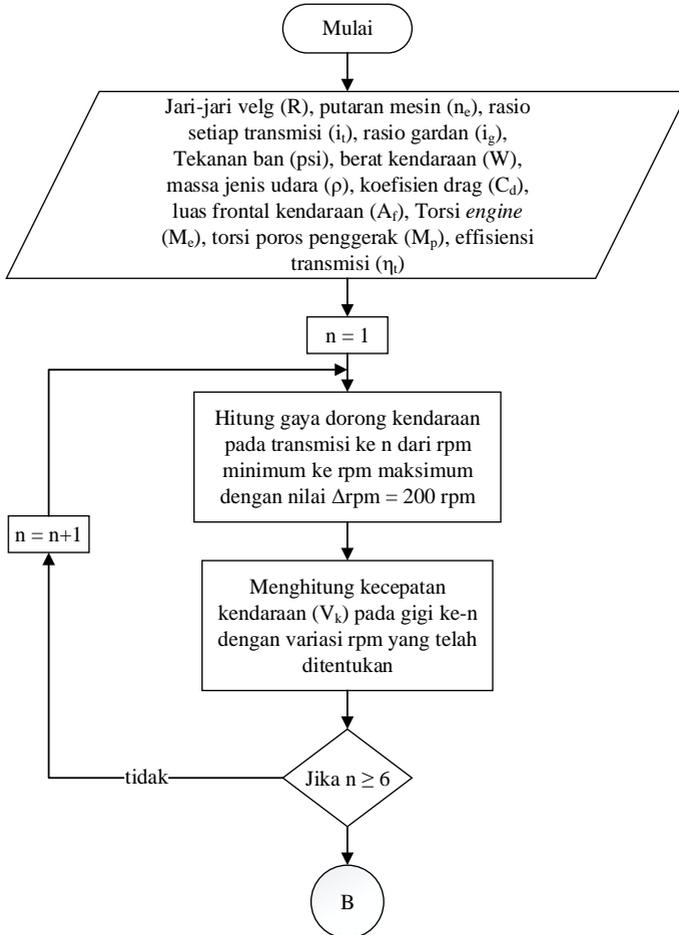
1. Tahap awal, melakukan analisa-analisa dengan sumber studi literature terhadap buku, katalog, jurnal dan penelitian terdahulu mengenai karakteristik kendaraan.
2. Tahap berikutnya adalah mencari data dan spesifikasi kendaraan APC KOMODO 4X4, berupa spesifikasi teknis, kecepatan maksimum, torsi maksimum, rpm maksimum, grafik torsi terhadap rpm, rasio transmisi, dan rasio gardan.
3. Tahap ketiga adalah menentukan variabel-variabel yang digunakan pada analisa dan perhitungan sebagai batasan penelitian, kemudian menghitung gaya-gaya hambat yang terjadi pada kendaraan berdasarkan data dan variabel yang didapatkan pada beberapa tingkat kecepatan.
4. Tahap keempat adalah menghitung efisiensi transmisi yang dihasilkan oleh *gear box*, dengan mengasumsikan setiap pasang gigi menghasilkan 95% efisiensi, sedangkan

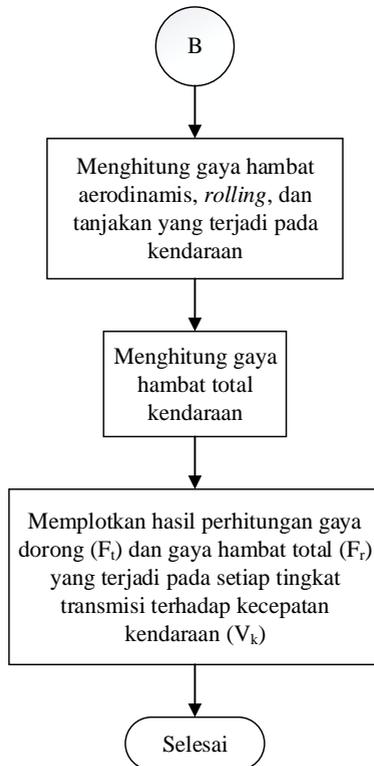
setiap bantalan dan joint menghasilkan 98% efisiensi. Efisiensi total transmisi adalah perkalian dari semua efisiensi komponen yang menyalurkan daya. Setelah didapatkan efisiensi transmisi, langkah selanjutnya adalah menghitung gaya dorong kendaraan (F_t)

5. Tahap kelima yaitu memplot hasil perhitungan gaya dorong dan gaya hambat pada grafik karakteristik traksi.
6. Tahap keenam, mengevaluasi dan membuat rancangan tingkat transmisi baru berdasarkan teori progresi geometri agar sesuai dengan parameter yang ingin dituju.
7. Tahap terakhir adalah menyusun saran dan rekomendasi rasio tingkat transmisi dari hasil perhitungan agar dapat meningkatkan kecepatan maksimum serta performa kendaraan secara keseluruhan.

3.2 Flowchart Perhitungan

3.2.1 Flowchart Perhitungan Grafik Karakteristik Traksi Kendaraan



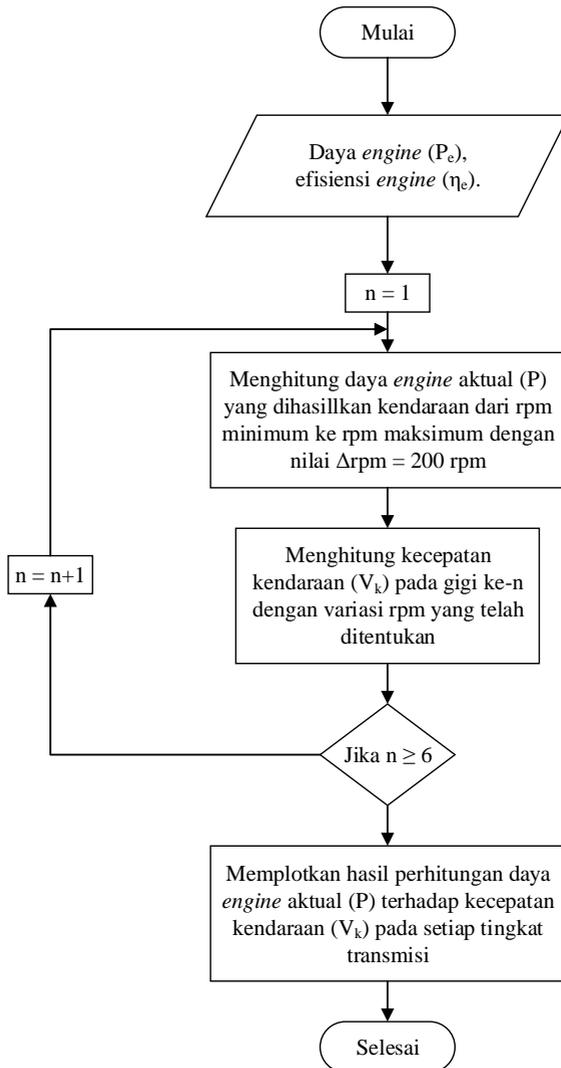


Pada penelitian ini untuk mendapatkan karakteristik traksi dari sebuah kendaraan diperlukan data pendukung berupa hasil perhitungan gaya dorong (F_t), gaya hambat (F_r) dan kecepatan kendaraan (V_k) yang terjadi pada setiap tingkat kecepatannya. Berikut disajikan langkah-langkah untuk menghitung data pendukung yang telah disebutkan diatas:

1. Menyiapkan data-data pendukung awal yang meliputi jari-jari velg (R), putaran mesin (n_e), rasio setiap transmisi (i_t), rasio gardan (i_g), Tekanan ban (ψ), berat kendaraan (W), massa jenis udara (ρ), koefisien drag (C_d), luas frontal kendaraan (A_f), Torsi *engine*

- (M_e), torsi poros penggerak (M_p), efisiensi transmisi (η_t).
2. Melakukan perhitungan gaya dorong (F_t) pada tingkat gigi n pada setiap titik putaran mesin, dari putaran terendah sampai dengan putaran tertinggi dengan interval kenaikan putaran 200 rpm. Untuk menghitung F_t digunakan persamaan $F_t = \frac{i_g \times i_t \times M_e \times \eta_t}{R}$. Untuk rasio gardan (i_g) digunakan $i_g = 5.428$ (standar HINO Ranger 500 j08E-UH)
 3. Setelah didapatkan F_t pada setiap tingkat kecepatan, selanjutnya adalah menghitung besarnya kecepatan kendaraan (V_k) pada setiap tingkat kecepatan. Besarnya kecepatan kendaraan dapat dihitung menggunakan persamaan $V_k = \frac{ne}{ik \times ig} \times \frac{2\pi}{60} \times R$.
 4. Mengulangi perhitungan gaya dorong (F_t) dan kecepatan kendaraan (V_k) pada tingkat transmisi $n = 2,3,4,5$ dan 6.
 5. Menghitung gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, yaitu gaya hambat aerodinamis ($R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$), gaya hambat *rolling* ($R_r = f_r \times W \cos \theta$) dan gaya hambat tanjak ($R_g = W \sin \theta$).
 6. Menjumlahkan gaya hambat aerodinamis, gaya hambat *rolling*, dan gaya hambat tanjakan sehingga didapatkan gaya hambat total (F_r), dimana $F_r = R_a + R_r + R_g$.
 7. Memplotkan gaya dorong (F_t) dan gaya hambat (F_r) kendaraan terhadap kecepatan kendaraan (V_k) pada masing-masing tingkat transmisi kendaraan.

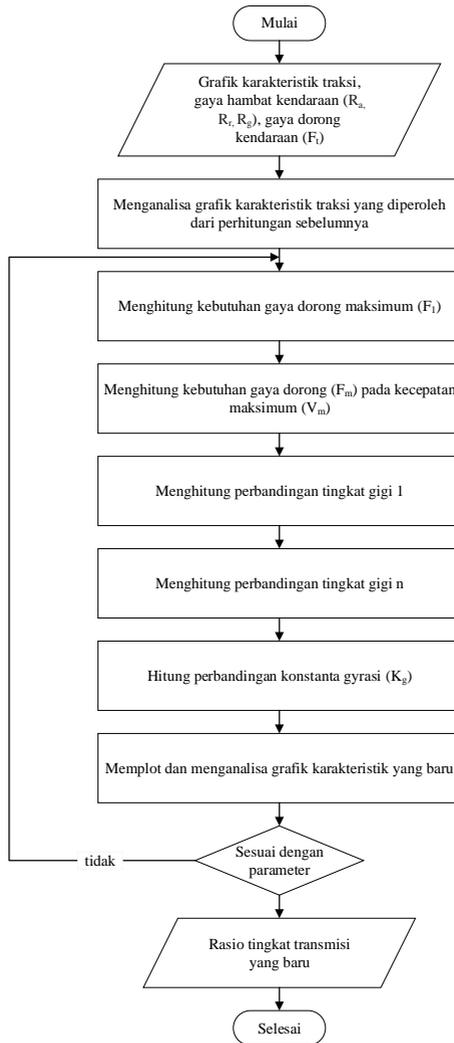
3.2.2 Flowchart Perhitungan Grafik Karakteristik Tenaga Kendaraan



Setelah didapatkan karakteristik traksi kendaraan, selanjutnya adalah menganalisa karakteristik tenaga. Berikut langkah-langkah untuk memperhitungkan karakteristik tenaga dari kendaraan:

1. Menyiapkan data-data pendukung berupa daya *engine* (P_e) pada setiap interval rpm dan efisiensi *engine* (η_e).
2. Menghitung daya aktual yang dihasilkan oleh *engine* (P) pada tingkat gigi n pada setiap interval rpm dengan menggunakan persamaan $P = P_e \times \eta_e$.
3. Setelah didapatkan daya yang dihasilkan oleh *engine* pada setiap interval rpm, langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan kendaraan (V_k) pada masing-masing tingkat transmisi dengan menggunakan persamaan $V_k = \frac{ne}{ik \times ig} \times \frac{2\pi}{60} \times R$.
4. Mengulangi perhitungan daya aktual kendaraan (P) dan kecepatan kendaraan (V_k) pada tingkat transmisi $n = 1, 2, 3, 4, 5$, dan 6 .
5. Memplotkan hasil perhitungan daya aktual (P) terhadap kecepatan kendaraan (V_k) pada masing-masing tingkat transmisi kendaraan.

3.2.3 Flowchart Perhitungan Perbandingan Tingkat Transmisi Baru dengan Metode Progresi Geometri



Dalam perencanaan perancangan perbandingan gigi baru sebuah sistem transmisi, perlu dilakukan tahap – tahap perhitungan untuk menjawab tujuan nomor 3 dari tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Menyiapkan data – data yang akan digunakan yaitu grafik karakteristik traksi yang sudah didapat pada proses sebelumnya, parameter acuan (V, a, F_t) gaya – gaya hambat (R_a, R_r)
2. Menganalisis grafik karakteristik traksi yang diperoleh sebelumnya untuk pertimbangan rasio gigi baru.
3. Melakukan perhitungan gaya dorong yang dibutuhkan $F_1 = \frac{w}{g} a + R_a + R_r$.
4. Melakukan perhitungan gaya dorong dengan kecepatan maksimum $F_n = R_a + R_r$.
5. Melakukan perhitungan perbandingan tingkat gigi pertama (1) baru $i_1 = \frac{F_1 \times R}{M_e \times i_g \times \eta_t}$.
6. Melakukan perhitungan perbandingan tingkat gigi n (akhir) baru yang diinginkan $i_n = \frac{F_n \times R}{M_e \times i_g \times \eta_t}$.
7. Melakukan perhitungan konstanta pembanding menggunakan persamaan $K_g = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}}$.
8. Memplot dan menganalisa grafik karakteristik traksi yang baru
9. Memutuskan sesuai atau tidak sesuai dengan parameter yang sudah ditentukan diawal. Jika tidak sesuai diulangi mulai dari langkah ketiga hingga kedelapan. Jika sesuai maka selesai.
10. Mendapatkan perbandingan tingkatan gigi sistem transmisi yang baru.

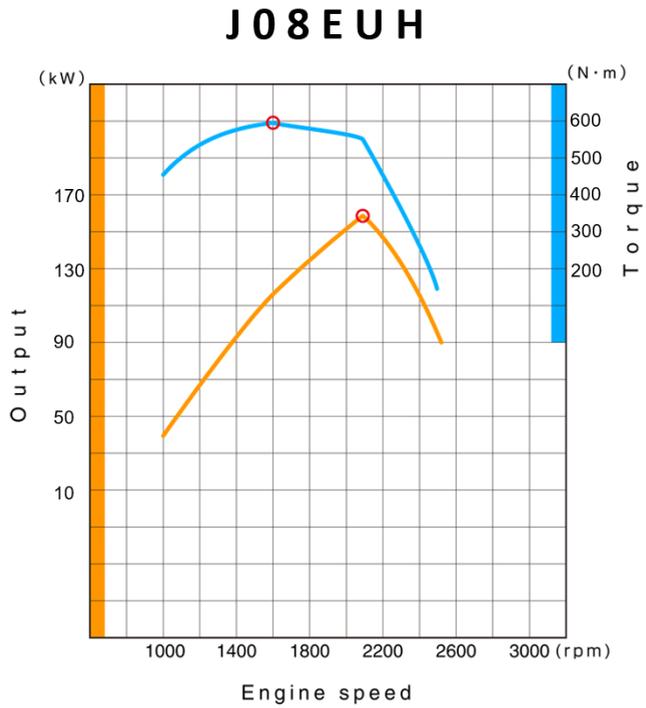
3.3 Data dan Spesifikasi Kendaraan

Diperlukan data dan spesifikasi kendaraan agar dapat menganalisa dan memperhitungkan karakteristik traksi suatu kendaraan. Berikut merupakan tabel data dan spesifikasi dari kendaraan APC KOMODO 4X4^[6].

Tabel 3.1 Data dan spesifikasi APC KOMODO 4X4

Bagian	Satuan	Keterangan
Mesin		
Tipe		Four-stroke 6 cylinder in-line diesel engine, 7.6L, 4-Valve OHC, Turbocharged
Bahan Bakar		Solar
Sistem Suplai Bahan Bakar		Direct Fuel Injection
Diameter x Langkah	mm	112 x 130
Isi Silinder		7684
Daya Maksimum	kW/rpm	158 / 2100
Torsi Maksimum	N.m/rpm	600 / 1600
Dimensi/Ukuran		
Panjang x Lebar x Tinggi	mm	5650 x 2250 x 2150
Jarak Sumbu Roda	mm	3600
Wheel Track	mm	1900
Radius Putar	m	7.8
Berat Kosong	kg	5800
Berat Tempur	kg	7300
Angle of Approach	°	± 45
Ground Clearance	mm	440
Transmisi		
Transmisi	MT	6 speed
Perbandingan gigi	1st	6.893
	2nd	4.274
	3rd	2.607
	4th	1.564
	5th	1

	6th	0.77
	Final Gear	5.857
	Reverse	6.453
Sistem Kemudi		
Sistem		Rack & Pinion with Power Steering
Sistem Suspensi		
Depan		Bushing Arm with Coil Spring Telescopic Shock Absorber-Anti Rolliong Bar
Belakang		Bushing Arm with Coil Spring Telescopic Shock Absorber
Sistem Rem		
Depan/Belakang		Hydropneumatic Control Disc Brake
Ban		
Ban		365/80 R20 <i>runflat</i>



Gambar 3.1 Grafik Performa Mesin J08E-UH^[7]

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

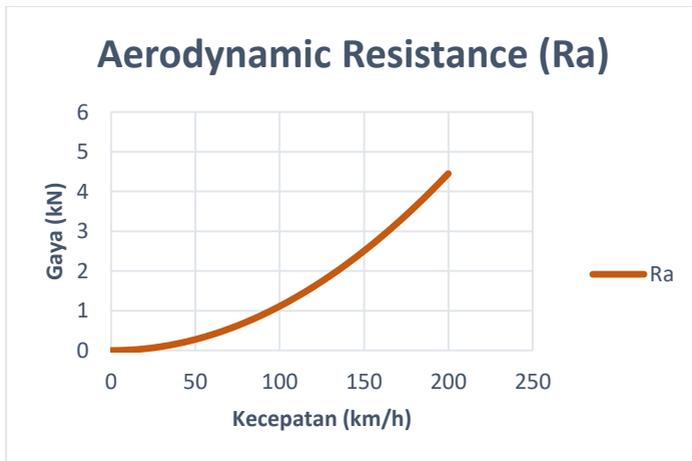
BAB IV

PERHITUNGAN DATA DAN ANALISA

4.1 Perhitungan Kebutuhan Gaya Dorong Kendaraan

Gaya dorong yang dibutuhkan oleh kendaraan ditentukan berdasarkan tinjauan beban yang dialami kendaraan, yaitu beban saat kendaraan berjalan dalam kondisi lurus yang meliputi gaya hambat aerodinamis (R_a) dan gaya hambat *rolling* (R_r), serta saat kendaraan dalam kondisi menanjak (R_g). Perhitungan gaya dorong digunakan untuk mengetahui kecepatan serta percepatan yang mampu dihasilkan kendaraan saat beroperasi.

4.1.1 Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis (R_a)

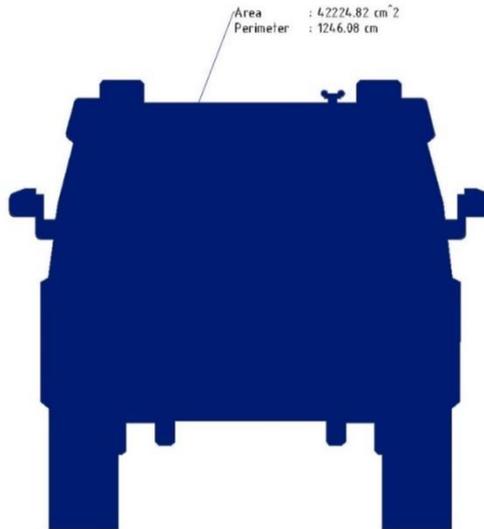


Gambar 4.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan APC KOMODO 4X4

Sesuai dengan dasar teori yang ada, gaya hambatan aerodinamis dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan $R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$, dimana massa jenis fluida (ρ) sebesar 1.2 kg/m^3 , *Drag Coefficient* (C_d) sebesar 0.57 yang didapat dari spesifikasi kendaraan, luas *frontal area* kendaraan (A_f) sebesar 4.2 m^2 yang dihitung dengan menggunakan *software* CAD seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.2, kemudian kecepatan relatif angin terhadap kendaraan divariasikan dari 0 sampai dengan 200 km/jam dengan asumsi kecepatan angin sebesar 0 km/jam. Terdapat contoh perhitungan dibawah ini dengan nilai V_a sebesar 20 km/jam atau 5.556 m/s sebagai berikut,

$$R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$$

$$R_a = \frac{1}{2} \times 1.2 \times 0.57 \times 4.22 \times 5.556^2 = 44.54 \text{ N}$$

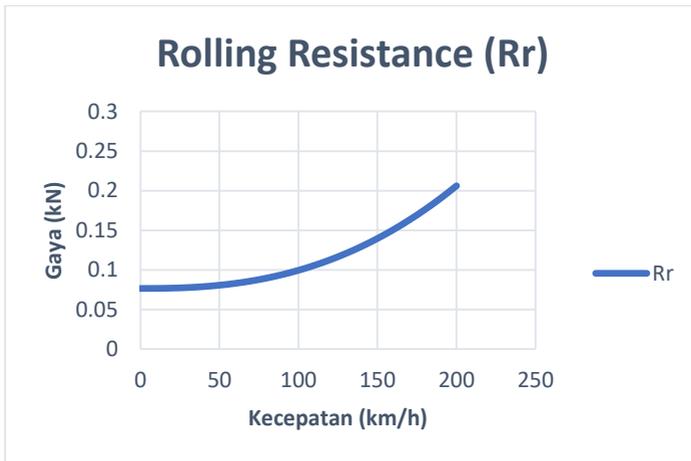


Gambar 4.2 Perhitungan Luas Frontal Area Kendaraan APC KOMODO 4X4

Tabel 4.1 Hasil perhitungan *aerodynamic resistance*

Kecepatan Kendaraan (Va) [km/jam]	Kecepatan Kendaraan (Va) [m/s]	R_a [N]	R_a [kN]
0	0	0	0
20	5.555555556	44.54444	0.044544
40	11.11111111	178.1778	0.178178
60	16.66666667	400.9	0.4009
80	22.22222222	712.7111	0.712711
100	27.77777778	1113.611	1.113611
120	33.33333333	1603.6	1.6036
140	38.88888889	2182.678	2.182678
160	44.44444444	2850.844	2.850844
180	50	3608.1	3.6081
200	55.55555556	4454.444	4.454444

4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling* (R_r)



Gambar 4.3 Gaya Hambat *Rolling* Kendaraan

Gaya hambat *rolling* dapat diketahui menggunakan persamaan $R_r = f_r \times W$. Dimana koefisien hambatan *rolling* (f_r) mempunyai nilai yang berbeda pada tiap tingkat kecepatan, $f_r = f_o + f_s \left(\frac{V}{100}\right)^{2.5}$ sesuai dengan studi J.J. Taborek. Besarnya koefisien ini juga tergantung pada jenis ban dan tekanan ban, pada ban bertekanan 50 psi nilai f_o sebesar 0.01 dan f_s sebesar 0.003 (didapat dari gambar 2.4). Besarnya gaya hambat *rolling* merupakan hasil perkalian antara koefisien hambatan *rolling* dengan gaya normal kendaraan.

Berdasarkan grafik, dapat disimpulkan bahwa semakin besar kecepatan kendaraan maka semakin besar pula hambatan *rolling* yang terjadi. Berikut ini hasil perhitungan gaya hambat *rolling* kendaraan disajikan dalam bentuk tabel,

Tabel 4.2 Hasil perhitungan *rolling resistance*

Kecepatan Kendaraan (Va) km/jam	f_r (koefisien <i>rolling</i>)	R_r [kN]
0	0.01	76.5
20	0.010054	76.91054
40	0.010304	78.82238
60	0.010837	82.89972
80	0.011717	89.63735
100	0.013	99.45
120	0.014732	112.7023
140	0.016957	129.7234
160	0.019715	150.8161
180	0.023041	176.2617
200	0.026971	206.3248

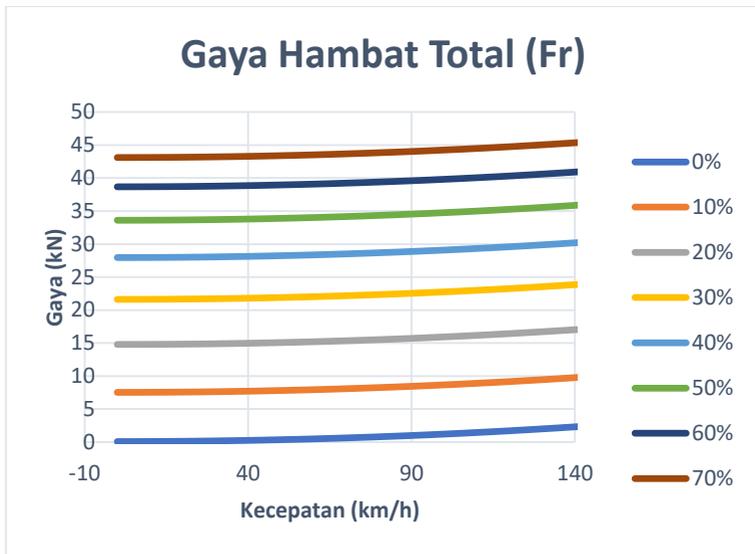
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjak

Gaya hambat ketika mobil menanjak merupakan akumulasi dari gaya hambat total saat melaju pada tanjakan dengan nilai *gradeability* tertentu. Pada penelitian ini, perhitungan *gradeability* dilakukan pada 0-70 % kemiringan. Gaya tanjak sendiri nilainya berbanding lurus dengan sinus dari sudut tanjakan. Besarnya gaya tanjak merupakan hasil perkalian antara berat kendaraan dengan sinus sudut tanjak yang dilalui kendaraan seperti yang telah dituliskan pada persamaan 2.4, $R_g = W \sin\theta$. Tabel 4.3 menampilkan hasil perhitungan gaya hambat tanjak mobil pada masing-masing kemiringan,

Tabel 4.3 Gaya tanjak kendaraan pada kemiringan tertentu

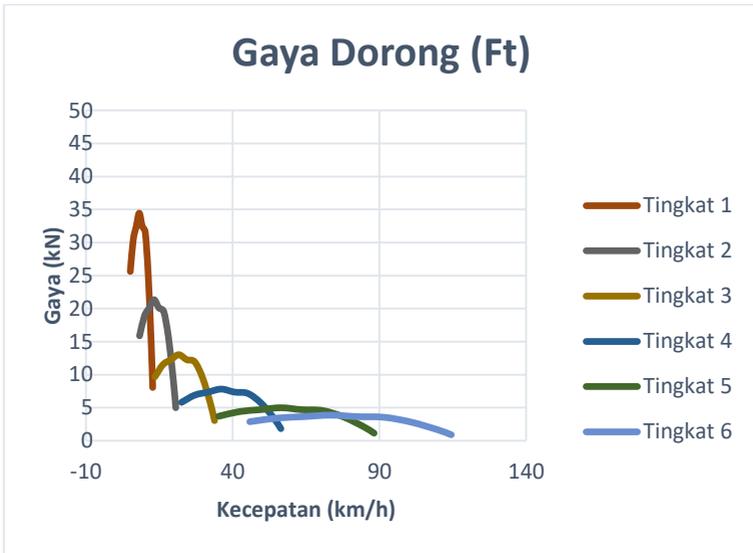
Gradeability	Sudut Tanjak [derajat]	Gaya Tanjak [kN]
0	0.000	0
10	5.711	7.4595
20	11.310	14.7016
30	16.700	21.5388
40	21.801	27.8363
50	26.565	33.5265
60	30.960	38.5645
70	34.994	43.0316

Besarnya gaya hambat tanjak pada setiap kemiringan bernilai konstan. Setelah mendapatkan gaya tanjak, maka selanjutnya pada masing-masing kemiringan nilai gaya tanjak diakumulasikan dengan gaya hambat angin (R_a) dan *rolling resistance* (R_r) menjadi gaya hambat total tanjakan. Gambar 4.4 memperlihatkan gaya hambat total (F_r) saat kendaraan melaju pada tanjakan untuk masing-masing *gradeability*.



Gambar 4.4 Gaya Hambat Total Kendaraan

4.1.4 Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan Kondisi Standar



Gambar 4.5 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 Standar

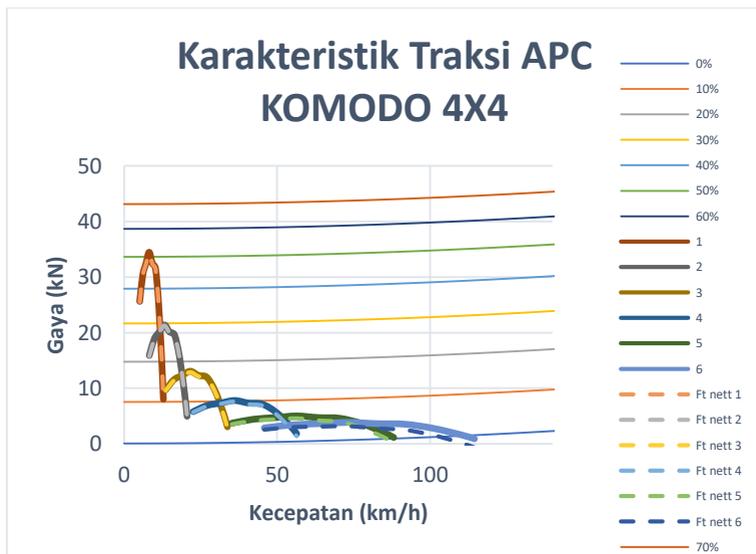
Grafik 4.5 menunjukkan besar gaya dorong yang dihasilkan kendaraan pada masing-masing tingkatan transmisi. Melakukan perhitungan untuk memperoleh gaya dorong digunakan persamaan 2.13, $F_t = \frac{i_g \times i_t \times M_e \times \eta_t}{R}$, nilai rasio gigi (i_t), rasio gardan (i_g), torsi mesin (M_e), serta jari-jari roda (R) didapatkan dari spesifikasi kendaraan seperti yang tercantum pada tabel 3.1. Sedangkan efisiensi transmisi (η_t) diperoleh dari perhitungan efisiensi setiap komponen transmisi, yaitu bantalan dan gear. Terdapat 6 pasang gigi, 6 bantalan, dimana untuk setiap tingkat kecepatan terdapat 2 pasang gear yang bersinggungan dan menghasilkan 95% efisiensi untuk setiap pasangannya. Kemudian setiap bantalan menghasilkan 98% efisiensi. Efisiensi total transmisi adalah nilai perkalian antara setiap efisiensi pada komponennya, yaitu:

$$\eta_t = 95\% \times 95\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \\ = 0.78$$

Sehingga dari hasil perkalian tersebut didapatkan nilai efisiensi transmisi secara keseluruhan (η_t) sebesar 78%.

Setelah semua variable rumus gaya dorong didapatkan, kemudian dilakukan perhitungan gaya dorong pada masing-masing tingkat kecepatan, mulai dari gigi 1 sampai dengan gigi ke 6 pada range putaran mesin 1000 sampai dengan 2500 rpm dengan Δ rpm sebesar 200 rpm. Sehingga dihasilkan data gaya dorong terhadap kecepatan kendaraan (grafik 4.5)

4.2 Karakteristik Traksi Kendaraan Kondisi Standar



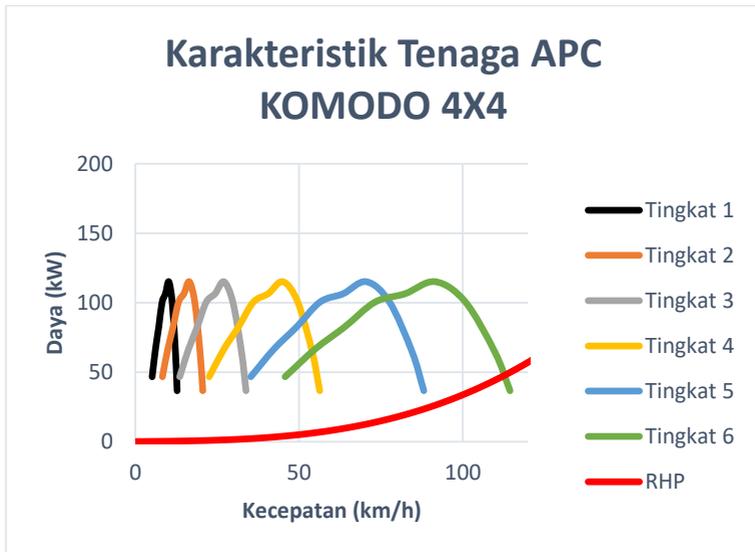
Gambar 4.6 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 Standar

Setelah melakukan perhitungan gaya hambat total dan gaya dorong kendaraan, kedua grafik diplotkan menjadi satu

sehingga didapatkan grafik 4.6. Berdasarkan grafik diatas, dapat diperoleh beberapa informasi mengenai kinerja yang mampu dihasilkan oleh kendaraan APC KOMODO 4X4, seperti traksi yang dihasilkan kendaraan, kecepatan maksimum yang mampu ditempuh, serta tanjakan maksimum yang mampu dilalui pada masing-masing tingkat kecepatan.

Pada grafik 4.6 terlihat bahwa pada tingkat gigi pertama, traksi maksimum yang mampu dicapai kendaraan sebesar 34.47 kN pada putaran *engine* 1600 rpm sehingga kendaraan ini mampu melalui jalan dengan tingkat *gradeability* 50%. Hal ini mengindikasikan akan adanya kesalahan pada klaim pabrikan yang telah dicantumkan pada brosur kendaraan, dimana klaim tersebut mengatakan bahwa *gradeability* maksimum kendaraan sebesar 60%. Untuk tingkat gigi ke-dua, nilai traksi maksimum yang dapat dicapai kendaraan sebesar 21.37 kN pada putaran *engine* 1600 rpm, 13.04 kN untuk tingkat gigi ke-tiga, 7.82 kN untuk tingkat gigi ke-empat, 5 kN untuk tingkat gigi ke-lima dan 3.85 kN pada tingkat gigi ke-enam dengan kecepatan maksimum sebesar 110 km/jam.

4.3 Karakteristik Tenaga Kendaraan



Gambar 4.7 Karakteristik Tenaga Kendaraan APC KOMODO 4X4

Grafik diatas merupakan grafik karakteristik tenaga kendaraan APC KOMODO 4X4 yang diperoleh melalui perhitungan daya yang disuplai kendaraan pada setiap tingkat transmisi kemudian dibandingkan dengan daya yang dibutuhkan kendaraan pada tingkatan kecepatan tertentu (Rhp). Daya *engine* yang disuplai diperoleh dari grafik karakteristik *engine* kendaraan, sedangkan *road load horse power* (Rhp) diperoleh menggunakan persamaan 2.26, yaitu $Rhp = \frac{F_r \times V_k}{375}$. Dimana F_r dalam satuan lb dan V_k dalam satuan mile/h. Mengacu pada grafik diatas, trendline garis nilai Rhp semakin besar dengan bertambahnya kecepatan yang ditempuh oleh kendaraan. Hal ini dikarenakan oleh gaya hambat yang terjadi pada kendaraan semakin besar seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan.

4.4 Perhitungan Rasio Transmisi Menggunakan Teori Progresi Geometri

Setelah mengetahui karakteristik kinerja kendaraan, maka langkah berikutnya adalah memperbaiki dan meredesain ulang rasio transmisi yang ada pada kendaraan agar dapat mencapai parameter yang diinginkan. Parameter tersebut berupa peningkatan kecepatan maksimum dan sudut tanjak yang mampu dilalui.

Untuk melakukan perhitungan rasio transmisi yang baru, dibutuhkan informasi daya maksimum yang mampu dihasilkan oleh *engine*, berdasarkan spesifikasi kendaraan didapat daya maksimum sebesar 158132 W. Langkah untuk menentukan rasio transmisi menggunakan teori progresi geometri adalah pertama, menghitung rasio tingkat gigi pertama, kemudian menentukan rasio tingkat gigi terakhir, dilanjutkan dengan menghitung nilai K_g (rasio gyrasi) agar dapat menentukan rasio tingkatan gigi berdasarkan banyak tingkatan yang diinginkan.

4.4.1 Menentukan Tingkat Gigi Pertama

Tingkat gigi pertama dirancang dengan mempertimbangkan percepatan yang ingin dicapai pada gigi awal tersebut. Dengan memisalkan kecepatan maksimum yang akan dicapai mobil pada tingkat gigi pertama adalah 13 km/jam, asumsi saat mobil melaju pada tingkat gigi pertama gaya hambat yang dialami hanya gaya hambat *rolling* ditambah dengan percepatan yang ingin dicapai kendaraan. Daya maksimum *engine* sebesar 158132 W. Nilai percepatan mobil dapat didapatkan dengan rumus berikut,

$$P_{\max} = R_r \cdot x \cdot V + \frac{W}{g} \cdot x \cdot a \cdot x \cdot V$$

$$158132 \text{ Watt} = 76.639 \times 3.611 + \frac{7650}{9.81} \times a \times 3.611$$

$$a = 5.714 \text{ m/s}^2$$

Didapatkan nilai percepatan kendaraan (a) sebesar 5.714 m/s^2 . Dengan demikian, besarnya gaya hambat total yang dialami mobil pada tingkat gigi pertama adalah,

$$F_1 = W \frac{a}{g} + R_r + R_a$$

$$\begin{aligned} F_1 &= 75046.5 \frac{5.714}{9.81} + 76.639 \text{ N} + 18.820 \text{ N} \\ &= 43876.409 \text{ N} \end{aligned}$$

Dimana W merupakan berat dari kendaraan, g merupakan percepatan gravitasi, a merupakan percepatan yang telah ditentukan pada perhitungan sebelumnya. Nilai R_r dan R_a diperoleh pada tabel perhitungan pada saat kecepatan kendaraan 13 km/jam. Sehingga didapatkan gaya dorong yang dibutuhkan pada tingkat transmisi pertama untuk mencapai parameter sebesar 43876.409 N.

Pertimbangan selanjutnya dalam mendesain tingkat gigi pertama adalah meninjau traksi yang mampu ditahan bidang kontak antara ban dan jalan, besarnya traksi kendaraan tidak boleh melebihi nilai gaya gesek tersebut agar kendaraan tidak mengalami slip. Besarnya gaya gesek ban dengan bidang kontak adalah,

$$F_{\text{maks}} = \mu \times W$$

$$F_{\text{maks}} = 0.8 \times 75046.5$$

$$F_{\text{maks}} = 35101.127 \text{ N}$$

Melihat keadaan traksi maksimal yang terjadi pada roda lebih kecil dari gaya maksimal yang mampu ditahan oleh bidang kontak, maka dapat dipastikan roda tidak akan mengalami slip. Sehingga, rasio pada tingkat transmisi pertama dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.21,

$$i_1 = \frac{43876.409 \times 0.548}{600 \times 5.857 \times 0.78}$$

$$i_1 = 8.711$$

4.4.2 Menentukan Tingkat Gigi Terakhir

Rasio tingkat gigi terakhir ditentukan berdasarkan kecepatan maksimum yang diharapkan mampu dicapai oleh kendaraan, yaitu 160 km/jam. Saat berada pada tingkat gigi terakhir, beban yang dialami kendaraan terdiri dari gaya hambat angin serta gaya hambat *rolling*, sehingga besarnya gaya total adalah,

$$F_n = R_a + R_r$$

$$F_n = 2850.844 \text{ N} + 150.816 \text{ N}$$

$$F_n = 3001.66 \text{ N}$$

Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 2.23 pada bab sebelumnya, didapatkan rasio tingkat gigi terakhir,

$$i_n = \frac{3001.66 \times 0.548}{600 \times 5.857 \times 0.78}$$

$$i_n = 0.6$$

4.4.3 Menentukan Tingkatan Rasio Gigi

- Pemasangan 6 tingkat kecepatan

$$K_g = \left(\frac{0.6}{8.711} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$$K_g = 0.585$$

Sehingga,

$$i_2 = 0.585 \times 8.711 = 5.095$$

$$i_3 = 0.585 \times 5.095 = 2.981$$

$$i_4 = 0.585 \times 2.981 = 1.743$$

$$i_5 = 0.585 \times 1.743 = 1.020$$

- Pemasangan 7 tingkat kecepatan

$$Kg = \left(\frac{0.6}{8.711} \right)^{\frac{1}{6}}$$

$$Kg = 0.64$$

Sehingga,

$$i_2 = 0.64 \times 8.711 = 5.575$$

$$i_3 = 0.64 \times 5.575 = 3.568$$

$$i_4 = 0.64 \times 3.568 = 2.283$$

$$i_5 = 0.64 \times 2.283 = 1.461$$

$$i_6 = 0.64 \times 1.461 = 0.935$$

- Pemasangan 8 tingkat kecepatan

$$Kg = \left(\frac{0.6}{8.711} \right)^{\frac{1}{7}}$$

$$Kg = 0.682$$

Sehingga,

$$i_2 = 0.682 \times 8.711 = 5.940$$

$$i_3 = 0.682 \times 5.095 = 4.051$$

$$i_4 = 0.682 \times 2.981 = 2.763$$

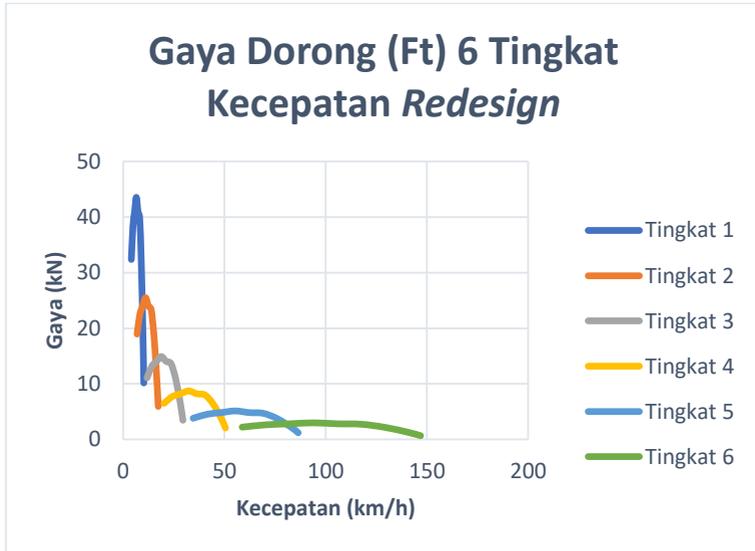
$$i_5 = 0.682 \times 1.743 = 1.884$$

$$i_6 = 0.682 \times 1.743 = 1.285$$

$$i_7 = 0.682 \times 1.743 = 0.876$$

4.5 Hasil *Redesign* Karakteristik Traksi Kendaraan

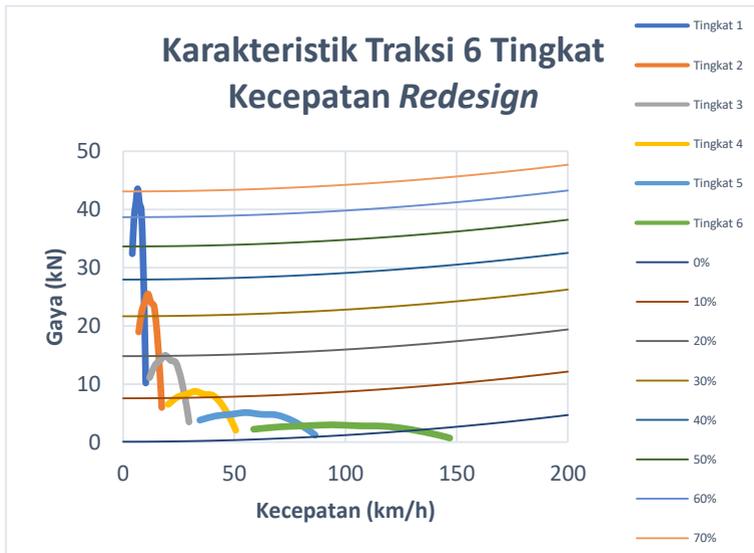
4.5.1 Karakteristik Traksi 6 Tingkat Kecepatan



Gambar 4.8 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 6 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

Hasil *redesign* rasio transmisi dengan menggunakan 6 tingkat kecepatan seperti terlihat pada grafik 4.8 menunjukkan bahwa pada tingkat gigi pertama, kecepatan maksimum yang mampu dilalui kendaraan adalah sebesar 10.11 km/jam yang mengalami penurunan jika dibandingkan dengan kecepatan maksimum gigi pertama pada kondisi standar. Namun, tingkat gigi pertama hasil *redesign* mampu melalui tanjakan dengan *gradeability* sebesar 70%. Traksi maksimum yang dicapai pada tingkat gigi pertama sebesar 43.572 kN pada putaran 1600 rpm. Traksi maksimum pada tingkat gigi ke-dua sebesar 25.485 kN. 14.910 kN pada tingkat gigi ke-tiga, 8.718 kN pada tingkat gigi ke-

empat, 5.102 kN pada tingkat gigi ke-lima dan pada tingkat gigi ke-enam traksi maksimum yang dicapai adalah sebesar 3.001 kN. Secara umum, traksi maksimum yang mampu dicapai pada setiap tingkat transmisi nilainya lebih besar jika dibandingkan dengan rasio transmisi standar. Kecepatan maksimum yang mampu dicapai setelah dilakukan *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan adalah sebesar 140 km/jam sesuai dengan grafik 4.9.



Gambar 4.9 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 6 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

Jika dibandingkan dengan kondisi rasio transmisi standar, karakteristik traksi hasil *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan masih memiliki *losses* yang cukup besar pada transisi dari tingkat gigi pertama ke tingkat gigi ke-dua, begitu juga dengan tingkat gigi berikutnya. Akan tetapi, jika ditinjau dari kecepatan maksimum yang dapat ditempuh kendaraan, rasio transmisi setelah *redesign* mampu meningkatkan kecepatan maksimum hingga 140 km/jam atau peningkatan sebesar 40%. Dengan menggunakan rasio

transmisi hasil *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan, maka kompensasi perubahan dimensi pada *transmission case* hanya ada pada ukuran gear dan tidak berpengaruh terhadap ukuran poros, dikarenakan jumlah gear yang dipasang berjumlah sama dengan keadaan standar namun rasio ukurannya berbeda.

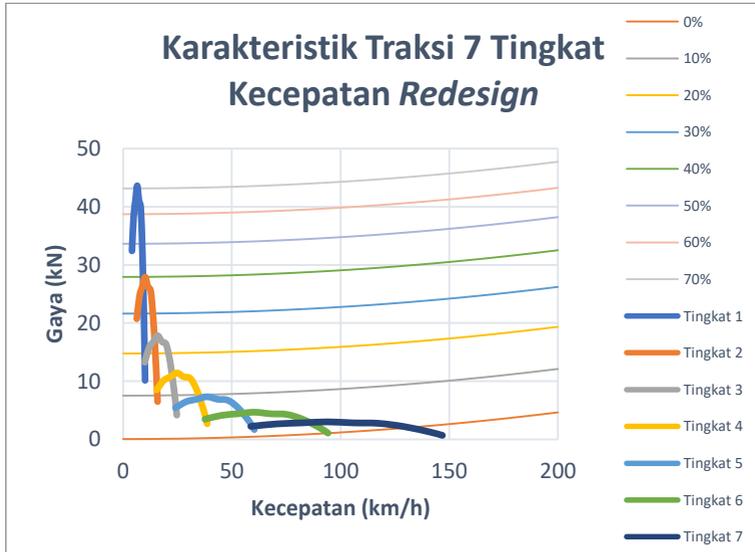
4.5.2 Karakteristik Traksi 7 Tingkat Kecepatan



Gambar 4.10 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 7 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

Pada gambar 4.10 yaitu grafik gaya dorong hasil *redesign* dengan 7 tingkat kecepatan, menyajikan gaya dorong yang mampu dihasilkan oleh kendaraan pada tiap tingkat transmisi. Pada tingkat gigi pertama, kendaraan mampu mencapai traksi maksimum sebesar 43.572 kN pada putaran 1600 rpm. Kemudian pada tingkat gigi ke-dua traksi maksimum yang mampu dicapai adalah 27.885 kN. 17.847 kN pada tingkat gigi ke-tiga, 11.419 kN pada tingkat

gigi ke-empat, 7.307 kN pada tingkat gigi ke-lima, 4.676 kN pada tingkat gigi ke-enam hingga pada akhirnya di tingkat gigi ke-tujuh traksi maksimum sebesar 3.001 kN dan kecepatan maksimum sebesar 140 km/jam.

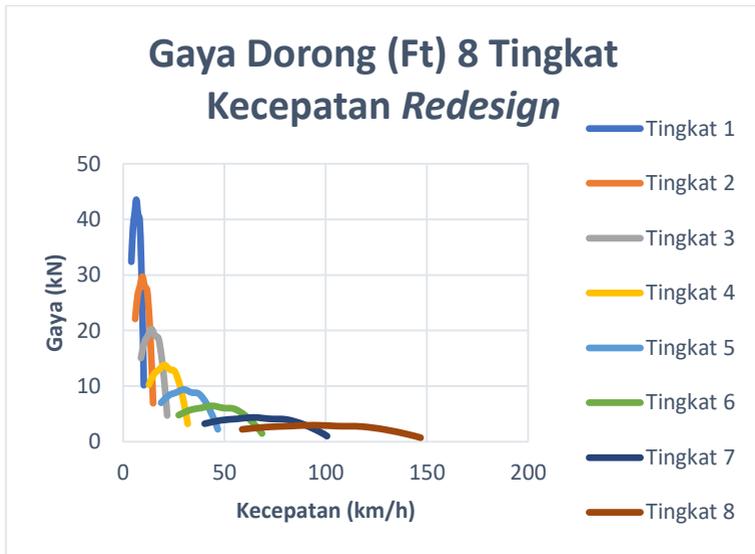


Gambar 4.11 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 7 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

Pada grafik karakteristik traksi hasil *redesign* dengan 7 tingkat kecepatan seperti yang disajikan pada gambar 4.11, menunjukkan bahwa pada tingkat gigi pertama, kendaraan mampu melalui jalan tanjak dengan *gradeability* sebesar 70% dengan kecepatan 7 km/jam. Selain itu, distribusi traksi kendaraan pada range kecepatan 0 km/jam sampai dengan 140 km/jam lebih merata jika dibandingkan dengan hasil *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan. Hal ini dapat dilihat dari semakin kecilnya celah grafik traksi pada tingkat gigi pertama dengan tingkat gigi ke-dua. Dapat disimpulkan bahwa *redesign* transmisi dengan 7 tingkat kecepatan memiliki nilai losses traksi yang lebih kecil jika dibandingkan

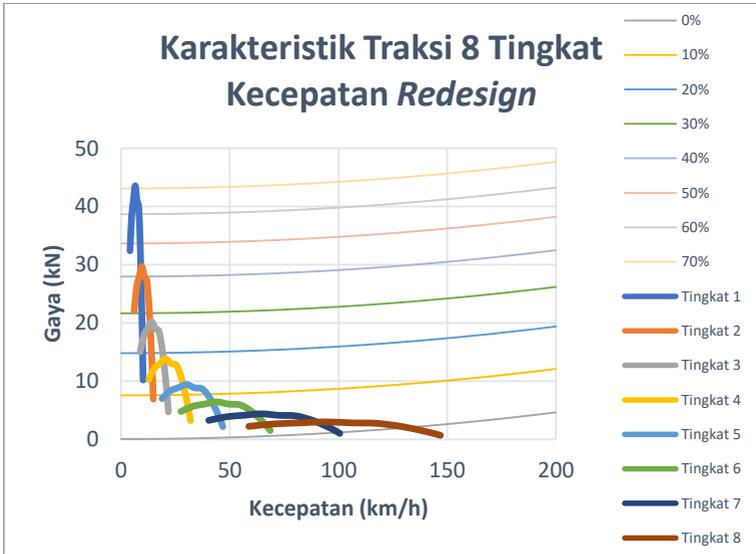
dengan hasil *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan. Akan tetapi, bertambahnya 1 pasang gear akan berpengaruh terhadap dimensi poros pada transmisi, yang menyebabkan perubahan terhadap dimensi *transmission case* pula.

4.5.3 Karakteristik Traksi 8 Tingkat Kecepatan



Gambar 4.12 Gaya Dorong APC KOMODO 4X4 8 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

Hasil *redesign* rasio transmisi dengan menggunakan 8 tingkat kecepatan seperti terlihat pada grafik 4.12 menunjukkan bahwa dengan dilakukannya *redesign*, traksi yang mampu dicapai oleh kendaraan meningkat. Pada tingkat gigi pertama, traksi maksimum yang mampu dicapai adalah sebesar 43.572 kN. Kemudian pada tingkat gigi ke-dua traksi maksimum yang mampu dicapai adalah 29.711 kN. 20.262 kN pada tingkat gigi ke-tiga, 13.820 kN pada tingkat gigi ke-empat, 9.423 kN pada tingkat gigi ke-lima, 6.427 kN pada tingkat gigi ke-enam, 4.381 kN pada tingkat gigi ke-tujuh, hingga pada akhirnya pada tingkat gigi kedelapan menghasilkan traksi maksimum sebesar 3.001 kN dan kecepatan maksimum sebesar 140 km/jam.

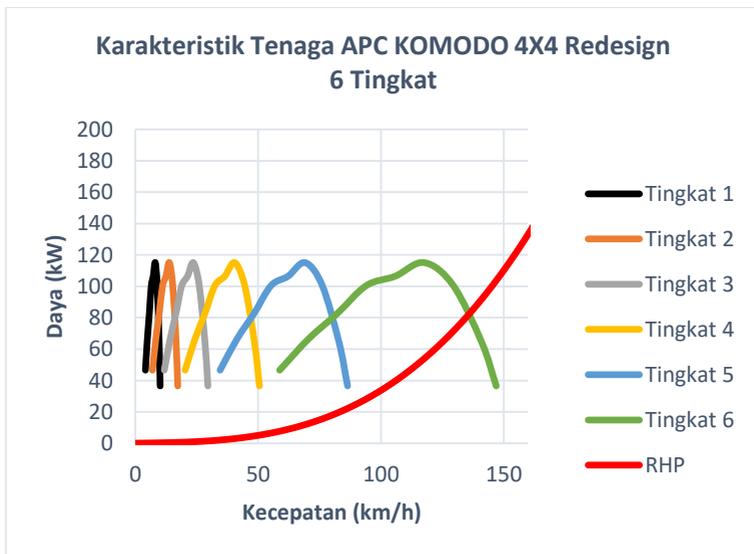


Gambar 4.13 Karakteristik Traksi APC KOMODO 4X4 8 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

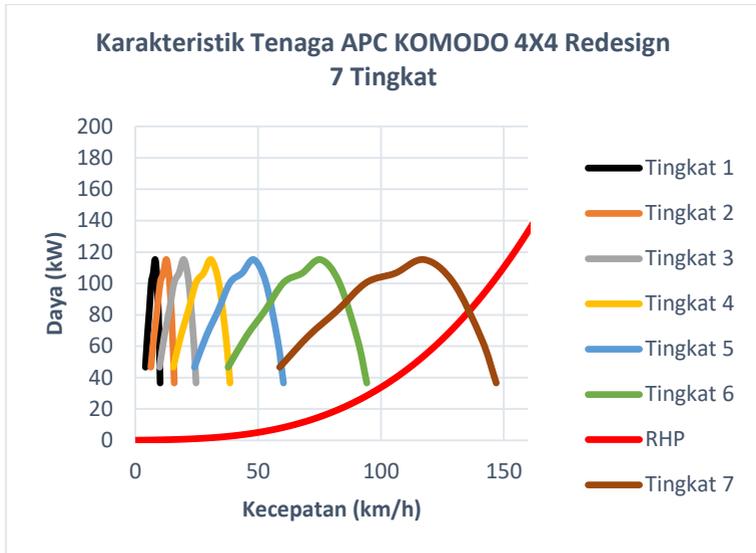
Hasil *redesign* transmisi dengan 8 tingkat kecepatan menghasilkan distribusi traksi pada range kecepatan 0 km/jam sampai dengan 150 km/jam yang jauh lebih merata jika dibandingkan dengan karakteristik traksi standar, maupun *redesign* 6 dan 7 tingkat kecepatan. Hal ini dapat dilihat dari semakin mengecilnya celah antara garis grafik traksi kendaraan saat melakukan perpindahan tingkat kecepatan. Dari grafik 4.13 dapat disimpulkan bahwa *redesign* menggunakan 8 tingkat transmisi memiliki nilai *losses* yang paling kecil. *Redesign* menggunakan 8 tingkat kecepatan akan berpengaruh terhadap dimensi *transmission case* kendaraan, dimana ukuran poros harus diperpanjang untuk dapat memasang 2 pasang gear tambahan. Oleh karena itu jika ditinjau dari efisiensi konstruksi, *redesign* dengan menggunakan 8 tingkat transmisi memiliki efisiensi biaya dan efisiensi konstruksi yang paling rendah.

4.6 Analisa Grafik Karakteristik Tenaga Terhadap Kecepatan pada Setiap Hasil Redesign

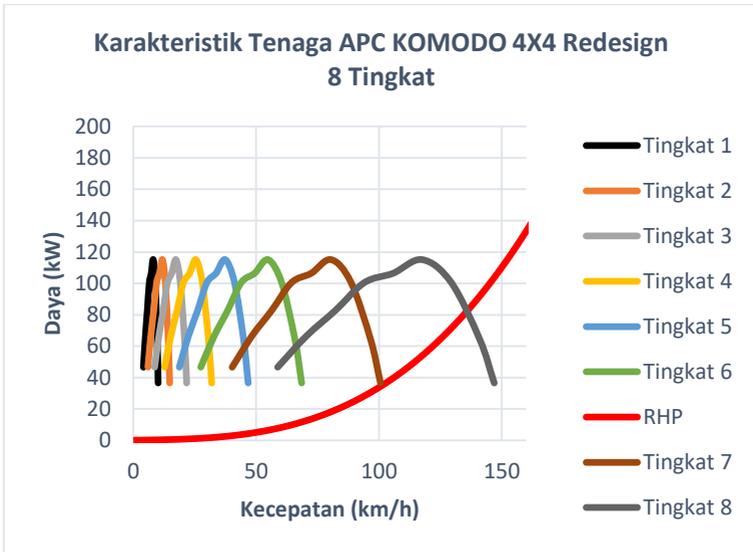
Ketiga grafik dibawah ini merupakan grafik karakteristik tenaga terhadap kecepatan yang dihasilkan, dimana warna garis selain merah merupakan tenaga (*power*) yang dihasilkan pada setiap tingkat transmisinya. Sedangkan garis berwarna merah merupakan *road load horsepower* (Rhp), yaitu tenaga yang diperlukan oleh kendaraan ketika melaju pada kecepatan tertentu. Rhp didapatkan dari penjumlahan gaya hambat aerodinamis (R_a) dan gaya hambat *rolling* (R_r) dikalikan dengan kecepatan kendaraan tersebut.



Gambar 4.14 Grafik Karakteristik Tenaga APC KOMODO 4X4 6 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign



Gambar 4.15 Grafik Karakteristik Tenaga APC KOMODO 4X4 7 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign



Gambar 4.16 Grafik Karakteristik Tenaga APC KOMODO 4X4 8 Tingkat Kecepatan Hasil Redesign

Karakteristik dari setiap desain tingkat transmisi terhadap power yang dihasilkan mempunyai nilai yang sama dengan grafik karakteristik traksi kendaraan pada setiap tingkat transmisi beserta gaya hambatnya. Contohnya pada gambar 4.14 memiliki kecepatan maksimum sebesar 140 km/jam dimana nilai tersebut sama dengan gambar 4.9 yang menegaskan bahwa nilai kecepatan maksimum kendaraan sebesar 140 km/jam. Begitu pula yang terjadi pada grafik karakteristik tenaga pada redesign dengan menggunakan 7 dan 8 tingkat.

Secara keseluruhan grafik karakteristik tenaga kendaraan memiliki karakteristik yang sama jika ditinjau dari kecepatan maksimum yang mampu ditempuh dan tenaga yang diperlukan untuk mencapai kecepatan tersebut.

4.7 Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi

Menggunakan metode pemeringkatan faktor, maka dapat ditentukan jumlah tingkat transmisi yang paling tepat berdasarkan penilaian bobot tertentu pada setiap faktornya. Faktor-faktor tersebut antara lain, efisiensi konstruksi (dimensi transmisi), distribusi traksi yang terjadi, percepatan, efisiensi transmisi, dan traksi yang dihasilkan pada setiap tingkat gignya.

Tabel 4.4 Pemilihan jumlah tingkat transmisi berdasarkan bobot faktor tertentu

	Bobot	Redesign 6	Redesign 7	Redesign 8
Efisiensi Konstruksi	0.4	3	2	1
Distribusi Traksi	0.15	2	2	1
Percepatan	0.1	1	1	2
Efisiensi Transmisi	0.2	3	2	1
Traksi Tiap Tingkat Gigi	0.15	2	2	3
	1	2.5	1.9	1.4

Keterangan:
 1 = buruk
 2 = cukup
 3 = baik

Berdasarkan tabel diatas, dengan mempertimbangkan faktor-faktor yang telah disebutkan sebelumnya, dapat disimpulkan bahwa transmisi hasil *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan memiliki poin yang paling besar. Sehingga hasil *redesign* transmisi yang digunakan adalah *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

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

1. Pada kondisi standar, kendaraan APC KOMODO 4X4 mampu menempuh kecepatan maksimum sebesar 110 km/jam pada tingkat gigi ke-enam dan mampu melaju pada jalan dengan *gradeability* maksimum 50%. Sehingga dapat dikatakan bahwa karakteristik traksi kendaraan tidak sesuai dengan klaim pabrikan yang dicantumkan pada brosur kendaraan.
2. Traksi maksimum yang mampu dicapai oleh kendaraan pada kondisi standar adalah 34.47 kN pada putaran 1600 rpm pada tingkat gigi pertama.
3. Setelah dilakukan *redesign* baik pada 6,7, maupun 8 tingkat kecepatan, traksi yang dihasilkan oleh kendaraan meningkat dari 34.47 kN menjadi 43.57 kN pada tingkat gigi pertama pada putaran 1600 rpm. Peningkatan gaya dorong tersebut memungkinkan kendaraan untuk melalui jalan tanjak dengan *gradeability* sebesar 70%.
4. Hasil *redesign* 6,7, dan 8 tingkat transmisi menghasilkan gaya dorong yang mampu melawan gaya hambat dan menempuh kecepatan maksimum yang meningkat, yaitu sebesar 140 km/jam.
5. Pengaruh *redesign* rasio tingkat transmisi terhadap karakteristik traksi dari kendaraan APC KOMODO 4X4 adalah ketika rasio gear awal ditingkatkan maka gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan juga meningkat, selain itu dengan menambah jumlah tingkat transmisi, *losses* yang terjadi pun semakin kecil. Tetapi, dengan

meningkatkan rasio transmisi dan jumlah tingkat transmisi, perlu diperhatikan hal-hal lainnya, seperti dimensi gear, dimensi poros, dan dimensi *transmission case*. Selain itu perlu juga diperhatikan efisiensi biaya terhadap performa yang ditingkatkan.

6. Jumlah tingkatan yang digunakan adalah 6 tingkat dengan *redesign* rasio transmisi dengan rasio tiap transmisinya 8.711; 5.095; 2.981; 1.743; 1.020; 0.6, karena memiliki gaya dorong yang mampu menanjak dengan *gradeability* 70%. *Redesign* dengan 6 tingkat kecepatan memiliki efisiensi konstruksi yang paling besar sehingga cukup jika menggunakan *transmission case* standar karena perubahan yang signifikan hanya ada pada perubahan dimensi pasangan gear pertama. Selain itu *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan juga memiliki efisiensi transmisi aktual yang paling besar jika dibandingkan dengan *redesign* dengan 7 dan 8 tingkat kecepatan.

5.2 Saran

Setelah dilakukan analisa pada tugas akhir ini terdapat beberapa saran agar tugas akhir ini dapat menjadi lebih baik, antara lain adalah:

1. Selain memvariasikan rasio pada setiap tingkat transmisi, rasio *final drive* atau gardan juga dapat divariasikan agar mampu mencapai performa kendaraan yang lebih optimal.
2. Perlu dilakukan analisa lebih lanjut mengenai desain detail susunan transmisi sebelum dan setelah dilakukan *redesign* agar dapat dipertimbangkan untuk produksi massal.
3. Perlu dilakukan analisa perhitungan menggunakan efisiensi aktual yang dapat ditentukan menggunakan pengujian *dyno test* pada kendaraan agar karakteristik traksi hasil perhitungan mendekati karakteristik traksi kendaraan pada kondisi aktual.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Laksana, P. (2016). Analisis Pengaruh Redesign Transmisi dan Final Drive Gear Terhadap Karakteristik Traksi Honda New Jazz RS 2010 Untuk Kejuaraan Drag Race
- [2] Wardana, N. (2016). Analisis Karakteristik Traksi Serta Redesign Rasio Transmisi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4).
- [3] Taborek, Jaroslav J., “Mechanics of Vehicles”, Penton Publishing Co., Ohio, 1957.
- [4] Sutantra, I. Nyoman., Sampurno, Bambang., “Teknologi Otomotif Edisi Kedua, Institut Teknologi Sepuluh Nopember”, Guna Widya, Surabaya, 2010.
- [5] Sutantra, I. Nyoman., “Teknologi Otomotif Hybrid Edisi Pertama, Institut Teknologi Sepuluh Nopember”, Guna Widya, Surabaya, 2010.
- [6] PT Pindad (2017). Spesifikasi Komodo 4X4. Diakses pada 2017, <https://www.pindad.com/apc-4-x-4>
- [7] Anonym. (2017). Brochure J08E. Accessed at http://www.hino-global.com/products/diesel_engines/Engine_J08.html

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Anggi Siregar dilahirkan pada tanggal 14 November 1995 di kota Tasikmalaya. Merupakan anak kedua dari pasangan Irwan Siregar dan Yanti Nuryani. Memiliki seorang kakak perempuan bernama Sarah, serta seorang adik perempuan bernama Tatyana. Penulis telah tinggal di banyak tempat sejak kecil, mulai dari Tembagapura, Papua sampai dengan Perth, Australia. Penulis memulai pendidikan dari SD YPJ Tembagapura, kemudian SMP Langford Islamic College Perth, SMA Avicenna Cinere dan pada akhirnya melanjutkan pendidikannya pada Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dengan bidang studi Teknik Mesin melalui jalur SBMPTN.

Penulis mengambil bidang studi desain otomotif dengan tugas akhir seputar *redesigning*. Semasa di bangku perkuliahan, Penulis aktif dalam berorganisasi dan berbagai kepanitiaan kegiatan kemahasiswaan. Penulis pernah memegang jabatan pada LBMM sebagai ketua divisi roda 4. Penulis juga pernah melakukan kegiatan magang di PT. PetroChina International Jakarta, serta kerja praktek pada PT. GMF AeroAsia.

Untuk informasi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, penulis dapat dihubungi melalui e-mail anggisrg@live.com.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)