



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI SERTA *REDESIGN* RASIO TRANSMISI PADA MOBIL MITSUBISHI STRADA TRITON GLX

NYOMAN ANGGA ADWITYA KIRANA
2113 100 061

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

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



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI SERTA *REDESIGN*
RASIO TRANSMISI PADA MOBIL MITSUBISHI
STRADA TRITON GLX**

NYOMAN ANGGA ADWITYA KIRANA
2113 100 061

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



FINAL PROJECT - TM 141585

ANALYSIS OF TRACTION CHARACTERISTIC AND REDESIGN OF TRANSMISSION RATIO ON MITSUBISHI STRADA TRITON GLX VEHICLE

NYOMAN ANGGA ADWITYA KIRANA
2113 100 061

Supervisor
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT FACULTY OF
INDUSTRIAL TECHNOLOGY INSTITUT
TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

**ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI SERTA
REDESIGN RASIO TRANSMISI PADA MOBIL
MITSUBISHI STRADA TRITON GLX**

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 :

NYOMAN ANGGA ADWITYA KIRANA

NRP. 0211134000061

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT (Penguji I)
NIP. 196807061999031004
3. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji II)
NIP. 196511031990021001
4. Aida Annisa Amin Daman, ST, MT (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

JULI, 2018

ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI SERTA *REDESIGN* RASIO TRANSMISI PADA MOBIL MITSUBISHI STRADA TRITON GLX

Nama : Nyoman Angga Adwitya Kirana
NRP : 0211134000061
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing: Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,Ph.D

ABSTRAK

Dengan berkembangnya teknologi otomotif maka pengaplikasian penggunaan kendaraan terhadap berbagai medan jalanpun semakin berkembang. Salah satunya adalah penggunaan kendaraan operasional oleh perusahaan-perusahaan tertentu dalam berbagai proyek. Kendaraan operasional yang digunakan harus memiliki kemampuan untuk melewati berbagai medan seperti tanjakan dan jalan berlumpur dengan lancar. Mitsubishi Strada Triton merupakan salah satu mobil yang paling banyak digunakan oleh perusahaan-perusahaan yang bergerak di bidang pertambangan. Menurut PT. Krama Yuda Tiga Berlian Motor selaku distributor resmi Mitsubishi indonesia penjualan Mitsubishi strada triton selama tahun 2014 hingga 2015 mengalami peningkatan sebanyak 50%, salah satu hal yang menyebabkan peningkatan ini adalah besarnya kebutuhan perusahaan-perusahaan pada bidang pertambangan akan mobil operasional yang memiliki kemampuan untuk melalui berbagai medan. PT Darma Persada membutuhkan sebuah mobil yang dapat melalui medan jalan menanjak hingga 30 derajat dan melalui jalan berlumpur. Mengingat pentingnya kendaraan tersebut bagi PT Darma Persada, maka dirasa perlu melakukan suatu penelitian terkait dengan analisis kerja dari kendaraan tersebut dan

dilakukan redesign untuk mencapai hasil yang diinginkan serta meminimalisir losses yang terjadi pada saat perpindahan gigi.

Dalam penelitian ini dilakukan tiga tahap Analisa. Tahap pertama, dilakukan analisa perhitungan gaya hambat dan gaya dorong kendaraan sehingga didapatkan karakteristik traksi kendaraan pada kondisi standar. Kemudian pada tahap kedua, dilakukan analisa perhitungan gaya kontak yang terjadi pada keadaan 2WD dan 4WD. Tahap terakhir, dilakukan evaluasi terhadap grafik karakteristik traksi kendaraan pada kondisi standar, kemudian redesign rasio tiap tingkatan transmisi menggunakan teori progresi geometri sehingga kendaraan memiliki kemampuan tanjak terhadap berbagai medan jalan dan kecepatan maksimum yang lebih baik.

Dari penelitian ini diperoleh grafik karakteristik traksi untuk kondisi rasio gigi standar yang akan di redesign menggunakan teori progressi geometry untuk meningkatkan kecepatan maksimum, gradability, serta mengurangi losses yang terjadi pada berbagai kondisi jalan. Penelitian ini dilakukan dengan kondisi mobil mode 2WD dan 4WD. Setelah dilakukan analisa kecepatan maksimum sebelum redesign adalah 145km/jam pada tingkat gigi ke 4 dengan tanjakan maksimum yang dapat dilalui adalah 20° . Setelah dilakukan redesign kecepatan maksimum meningkat menjadi 148km/jam pada gigi 5 dengan tanjakan maksimum yang dapat dilalui sebesar 30° .

Kata Kunci: karakteristik traksi, triton, *progresi geometri, redesign, 2WD, 4WD*

ANALYSIS OF TRACTION CHARACTERISTIC AND REDESIGN OF TRANSMISSION RATIO ON MITSUBISHI STRADA TRITON GLX VEHICLE

Name : Nyoman Angga Adwitya Kirana
NRP : 0211134000061
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,Ph.D

ABSTRACT

Along with otomotive technology development, vehicle application on various road profiles is also developed. One of the application is operational vehicle of certain companies in various projects. The operational vehicle needs to have ability to go through various road profiles, such as ascending and muddy road, without trouble. Mitsubishi Strada Triton is one of the most used vehicle by mining companies. According to PT Krama Yuda Tiga Berlian Motor, as an authorized distributor of Mitsubishi Indonesia, Mitsubishi Strada Triton sales from 2014 to 2015 has been increased as much as 50%. One of the sales increased reason is the high needs of mining companies of operational vehicle that able to go through various road profiles. PT Darma Persada needs a vehicle that able to go through 30 degree ascending and muddy road. According to that, a research about vehicle work analysis and redesign to obtain desired result and minimum losses while transmission shifting is needed to be done.

There are three steps in this research. First step is calculation analysis of vehicle drag force and thrust force to obtain vehicle traction characteristic in standard condition. Second step is calculation analysis of contact force in 2WD and 4WD condition. The last step is evaluation of vehicle traction characteristic graphic in standard condition, then redesign of ratio in every transmission level using progression geometry theory to obtain

vehicle ability to ascend in various road profile and the best maximum velocity.

This research obtains traction characteristic graphic of standard condition transmission ratio that will be redesigned using progression geometry theory to increase maximum velocity, gradability, and decrease losses in various road profile. This research is done in 2WD mode and 4WD mode conditions. Maximum velocity that has been analyzed before redesign is 145 km/hour in transmission level of 4 with maximum rise of 20 degree. After redesign has been done, the maximum velocity is 148 km/hour in transmission level of 5 with maximum rise of 30 degree.

Keyword: traction characteristic, Triton, progression geometry, redesign, 2WD, 4WD

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Tuhan yang Maha Esa, sebab atas segala rahmat dan karunia-Nya, sehingga tugas akhir dengan judul “Analisa Karakteristik Traksi Serta *Redesign* Rasio Transmisi Pada Mobil Mitsubishi Strada Triton GLX” dapat selesai sesuai dengan harapan penulis. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penulis mengucapkan terimakasih kepada pihak yang telah membantu dalam penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. I Nyoman Kirana dan Komang Sri Murtini selaku orang tua saya yang terus memberikan dukungan dan doa untuk menyelesaikan studi saya.
2. Seluruh keluarga besar yang selalu memberikan dukungan, doa, dan segalanya kepada saya.
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra MSc., Ph.D selaku dosen pembimbing yang selalu sabar dalam memberikan masukan dan saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng,Sc., Ph.D selaku ketua jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
5. Ibu Vivien Suphandani Djanali, ST., M.Eng., Ph.D selaku dosen wali saya yang selalu membantu dalam berbagai proses akademik saya,
6. Seluruh Civitas akademika Jurusan Teknik Mesin yang telah ramah kepada saya selama menempuh pendidikan di kampus yang tercinta,
7. Keluarga besar M56 selaku angkatan saya yang saya banggakan.
8. Keluarga besar Mesin ITS Autosport selaku wadah saya untuk belajar, berkembang, dan menyalurkan hobi saya.

9. Anggi, Rujak, Rexa, Bewe, Yungtingfeng, Fridam, Faris, Bima, Nokep, Fachri, Wicak, Qomer, Rizquwau, Awo, Mimita, Nadya, dan teman-teman yang lain terima kasih telah membantu saya saat saya mengalami kesulitan dan membutuhkan bantuan.
10. Kakak-kakak dan adik-adik saya di kampus yang saya cintai terima kasih atas segala ilmu dan kenangannya.
11. Putu Siska Apriliyani yang telah memberikan bantuan dan dukungan sehingga Tugas Akhir ini bias terselesaikan.
12. Semua teman-teman saya baik di Surabaya maupun Bali terima kasih atas dukungannya.

Akhir kata penulis berharap tugas akhir ini dapat berguna untuk semuanya. Saya meminta maaf apabila dalam tugas akhir ini masih banyak ditemui kesalahan. Kritik dan saran yang membangun penulis harapkan agar dapat memperbaiki diri kembali.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xxi
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	3
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.....	13
2.3.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan	17
2.3.4 Desain Rasio Tingkatan Gigi	18
2.3.5 Parameter Redesain.....	21
2.4 Slip.....	21
2.5 Karakteristik Transmisi Kendaraan.....	22

2.6	Mobil Dengan Sistem 4 <i>Wheel Drive</i>	23
2.6.1	Transmisi Manual.....	25
2.6.2	<i>Differential</i>	26
2.6.3	<i>Transfer Case</i>	27
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		29
3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian	29
3.2	<i>Flowchart</i> Perhitungan.....	31
3.2.1	<i>Flowchart</i> Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan .	31
3.2.2	<i>Flowchart</i> Perhitungan Grafik Karakteristik Traksi Kendaraan	32
3.2.3	<i>Flowchart</i> Perhitungan Rasio dan Tingkat Gigi Transmisi.....	34
3.3	Spesifikasi Kendaraan.....	36
BAB IV PERHITUNGAN DATA DAN ANALISA		39
4.1	Perhitungan Kebutuhan Gaya Dorong Kendaraan	39
4.1.1	Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis (R_a)	39
4.1.2	Perhitungan Gaya Hambat <i>Rolling</i> (R_r).....	41
4.1.3	Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan.....	42
4.1.4	Perhitungan Gaya Dorong Kendaraan Pada Kondisi Standar	44
4.2	Karakteristik Traksi Kendaraan Kondisi Standar.....	46
4.3	Mode Operasi 4WD	47
4.3.1	Pembagian Torsi Pada <i>Transfer Case</i>	47
4.3.2	Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit.....	48
4.4	Perhitungan Rasio Transmisi Menggunakan Teori Progresi Geometri	56
4.4.1	Menentukan Tingkat Gigi Pertama	57

4.4.2	Menentukan Tingkat Gigi Terakhir	58
4.4.3	Menentukan Tingkatan Rasio Gigi	58
4.5	Hasil <i>Redesign</i> Karakteristik Traksi Kendaraan	59
4.5.1	Karakteristik Traksi 5 Tingkat Kecepatan	59
4.5.2	Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit pada Mode 4WD 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	61
4.5.3	Karakteristik Traksi 6 Tingkat Kecepatan	68
4.5.4	Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit pada Mode 4WD 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	69
4.5.5	Karakteristik Traksi 7 Tingkat Kecepatan	76
4.5.6	Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit pada Mode 4WD 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	77
4.6	Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi.....	83
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		85
5.1	Kesimpulan	85
5.2	Saran	87
DAFTAR PUSTAKA.....		89
BIODATA PENULIS.....		91

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Karakteristik Traksi Toyota Fortuner 4.0 V6 SR ^[1] ...	6
Gambar 2.2 Traksi dan <i>Adhesion Limit</i> pada 4WD dengan Variasi Traksi 45% Roda Depan dan 55% Roda Belakang ^[2]	7
Gambar 2.3 Dinamika Kendaraan saat Menanjak	9
Gambar 2.4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban Terhadap f_o dan f_s ^[3] 11	
Gambar 2.5 Hambatan Rolling pada Ban Kendaraan	11
Gambar 2.6 Diagram Bodi Bebas Kendaraan pada Saat Menanjak	13
Gambar 2.7 Gaya Dorong pada Kendaraan RWD	14
Gambar 2.8 Gaya yang Bekerja pada Kendaraan 4WD	16
Gambar 2.9 <i>Gear Ratio</i>	19
Gambar 2.10 Grafik Pemilihan Perbandingan Gigi dengan Rasio Geometri	20
Gambar 2.11 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan dengan Transmisi Manual	23
Gambar 2.12 Sistem Penggerak Mobil 4WD	24
Gambar 2.13 Skema Penyaluran Tenaga pada 4WD	25
Gambar 2.14 Contoh Transmisi Tipe Manual (Eagletransmission, 2016).....	26
Gambar 2.15 <i>Differential</i>	27
Gambar 2.16 <i>Transfer Case</i>	27
Gambar 2.17 Torsi pada ban	28
Gambar 3.1 Spesifikasi Mesin Mitsubishi Strada Triton GLX ...	38
Gambar 4.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX	39

Gambar 4.2 Perhitungan Luas Frontal Area Kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX.....	40
Gambar 4.3 Gaya Hambat <i>Rolling</i> Kendaraan	41
Gambar 4.4 Gaya Hambat Total Kendaraan.....	44
Gambar 4.5 Gaya Dorong Mitsubishi Strada Triton GLX Standar	44
Gambar 4.6 Karakteristik Traksi Mitsubishi Strada Triton GLX Standar.....	46
Gambar 4.7 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal.....	50
Gambar 4.8 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal.....	51
Gambar 4.9 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Berkerikil.....	52
Gambar 4.10 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Berkerikil	53
Gambar 4.11 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah.....	54
Gambar 4.12 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah	55
Gambar 4.13 Karakteristik Traksi 5 Tingkat Hasil <i>Redesign</i>	59
Gambar 4.14 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	61
Gambar 4.15 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	62
Gambar 4.16 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	63

Gambar 4.17 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	64
Gambar 4.18 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	65
Gambar 4.19 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	66
Gambar 4.20 Karakteristik Traksi 6 Tingkat Hasil <i>Redesign</i>	68
Gambar 4.21 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	69
Gambar 4.22 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal 6 Tingkat Kecepa	
Gambar 2.1 Karakteristik Traksi Toyota Fortuner 4.0 V6 SR ^[1] ...	6
Gambar 2.2 Traksi dan <i>Adhesion Limit</i> pada 4WD dengan Variasi Traksi 45% Roda Depan dan 55% Roda Belakang ^[2]	7
Gambar 2.3 Dinamika Kendaraan saat Menanjak	9
Gambar 2.4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban Terhadap f_o dan f_s ^[3]	11
Gambar 2.5 Hambatan Rolling pada Ban Kendaraan	11
Gambar 2.6 Diagram Bodi Bebas Kendaraan pada Saat Menanjak	13
Gambar 2.7 Gaya Dorong pada Kendaraan RWD	14
Gambar 2.8 Gaya yang Bekerja pada Kendaraan 4WD	16
Gambar 2.9 <i>Gear Ratio</i>	19
Gambar 2.10 Grafik Pemilihan Perbandingan Gigi dengan Rasio Geometri.....	20
Gambar 2.11 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan dengan Transmisi Manual	23
Gambar 2.12 Sistem Penggerak Mobil 4WD	24

Gambar 2.13 Skema Penyaluran Tenaga pada 4WD.....	25
Gambar 2.14 Contoh Transmisi Tipe Manual (Eagletransmission, 2016).....	26
Gambar 2.15 <i>Differential</i>	27
Gambar 2.16 <i>Transfer Case</i>	27
Gambar 2.17 Torsi pada ban.....	28
Gambar 3.1 Spesifikasi Mesin Mitsubishi Strada Triton GLX ...	38
Gambar 4.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX.....	39
Gambar 4.2 Perhitungan Luas Frontal Area Kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX.....	40
Gambar 4.3 Gaya Hambat <i>Rolling</i> Kendaraan	41
Gambar 4.4 Gaya Hambat Total Kendaraan.....	44
Gambar 4.5 Gaya Dorong Mitsubishi Strada Triton GLX Standar	44
Gambar 4.6 Karakteristik Traksi Mitsubishi Strada Triton GLX Standar.....	46
Gambar 4.7 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal.....	50
Gambar 4.8 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal.....	51
Gambar 4.9 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Berkerikil.....	52
Gambar 4.10 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Berkerikil.....	53
Gambar 4.11 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah.....	54

Gambar 4.12 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah	55
Gambar 4.13 Karakteristik Traksi 5 Tingkat Hasil <i>Redesign</i>	59
Gambar 4.14 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	61
Gambar 4.15 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	62
Gambar 4.16 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	63
Gambar 4.17 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	64
Gambar 4.18 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	65
Gambar 4.19 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 5 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	66
Gambar 4.20 Karakteristik Traksi 6 Tingkat Hasil <i>Redesign</i>	68
Gambar 4.21 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	69
Gambar 4.22 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	70
Gambar 4.23 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	71
Gambar 4.24 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	72
Gambar 4.25 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	73
Gambar 4.26 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	74

Gambar 4.27 Karakteristik Traksi 7 Tingkat Hasil <i>Redesign</i>	76
Gambar 4.28 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	77
Gambar 4.29 Karakteristik traksi 4WD (ban belakang) pada kondisi jalan aspal 7 tingkat kecepatan setelah <i>redesign</i>	78
Gambar 4.30 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	79
Gambar 4.31 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	80
Gambar 4.32 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	81
Gambar 4.33 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	82
tan Setelah <i>Redesign</i>	70
Gambar 4.23 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	71
Gambar 4.24 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	72
Gambar 4.25 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	73
Gambar 4.26 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 6 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	74
Gambar 4.27 Karakteristik Traksi 7 Tingkat Hasil <i>Redesign</i>	76
Gambar 4.28 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	77
Gambar 4.29 Karakteristik traksi 4WD (ban belakang) pada kondisi jalan aspal 7 tingkat kecepatan setelah <i>redesign</i>	78

Gambar 4.30 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*..... 79

Gambar 4.31 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*80

Gambar 4.32 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*81

Gambar 4.33 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*.....82

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien hambatan rolling pada berbagai jenis kendaraan dan jalan ^[4]	11
Tabel 2.2 Koefisien Adhesi Ban pada Berbagai Jenis Jalan.....	22
Tabel 4.1 Hasil perhitungan <i>aerodynamic resistance</i>	41
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan <i>rolling resistance</i>	42
Tabel 4.3 Gaya tanjak kendaraan pada kemiringan tertentu	43
Tabel 4.4 Perhitungan gaya kontak	48
Tabel 4.5 Data dan hasil perhitungan gaya kontak pada berbagai kontur jalan.....	49
Tabel 4.6 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi <i>adhesion limit</i> pada mode 4WD.....	56
Tabel 4.7 Penggunaan Tingkat Transmisi untuk Melawan Hambatan Tanjak dan Tidak Melebihi <i>Adhesion Limit</i> pada Mode 4WD 5 tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	67
Tabel 4.8 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi <i>adhesion limit</i> pada mode 4WD 6 tingkat kecepatan setelah <i>redesign</i>	75
Tabel 4.9 Penggunaan Tingkat Transmisi untuk Melawan Hambatan Tanjak dan Tidak Melebihi <i>Adhesion Limit</i> pada Mode 4WD 7 Tingkat Kecepatan Setelah <i>Redesign</i>	83
Tabel 4.10 Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi Berdasarkan Bobot Faktor Tertentu	84

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara berkembang dimana industri otomotif telah menjadi sebuah pilar penting dalam sektor manufaktur negara ini. Banyak perusahaan mobil yang terkenal di dunia membuka pabrik-pabrik manufaktur mobil atau meningkatkan kapasitas produksinya di Indonesia. Terlebih lagi, Indonesia mengalami transisi yang luar biasa karena berubah dari hanya menjadi tempat produksi mobil untuk diekspor (terutama untuk wilayah Asia Tenggara) menjadi pasar penjualan (domestik) mobil yang besar. Hal ini dikarenakan jumlah penduduk Indonesia yang cukup banyak serta banyak terdapat perusahaan di Indonesia yang terutama bergerak di bidang pertambangan menggunakan mobil dalam operasionalnya.

Teknologi otomotif mengalami perkembangan pesat beberapa tahun terakhir, baik di Indonesia dan di Dunia. Ini terlihat dari teknologi-teknologi yang digunakan pada kendaraan-kendaraan yang beredar di pasaran. Teknologi yang berkembangpun sangat beragam, mulai dari bagian mesin, *body*, *chasis*, transmisi dan fitur-fitur lainnya. Khususnya pada bagian transmisi berkembang cukup pesat, yang semulanya menggunakan transmisi manual berkembang menjadi otomatis, dan yang semulanya hanya ada 1 tingkat sekarang berkembang hingga 8 tingkat transmisi.

Dengan berkembangnya teknologi otomotif maka pengaplikasian penggunaan kendaraan terhadap berbagai medan jalanpun semakin berkembang. Salah satunya adalah penggunaan kendaraan operasional oleh perusahaan-perusahaan tertentu dalam berbagai proyek. Kendaraan operasional yang digunakan harus memiliki kemampuan untuk melewati berbagai medan seperti tanjakan dan jalan berlumpur dengan lancar.

Mitsubishi Strada Triton merupakan salah satu mobil yang paling banyak digunakan oleh perusahaan-perusahaan yang bergerak di bidang pertambangan. Menurut PT. Krama Yuda Tiga Berlian Motor selaku distributor resmi Mitsubishi Indonesia penjualan Mitsubishi strada triton selama tahun 2014 hingga 2015 mengalami peningkatan sebanyak 50%, salah satu hal yang menyebabkan peningkatan ini adalah besarnya kebutuhan perusahaan-perusahaan pada bidang pertambangan akan mobil operasional yang memiliki kemampuan untuk melalui berbagai medan.

PT Darma Persada merupakan salah satu unit bisnis yang berlokasi di Duri, Riau dan bergerak dibidang jasa dalam berbagai proyek dengan PT Chevron Pacific Indonesia. Dalam operasionalnya kerap kali menggunakan berbagai kendaraan untuk mendukung mobilitas pada berbagai macam medan. PT Darma Persada membutuhkan sebuah mobil yang dapat melalui medan jalan menanjak hingga 30 derajat dan melalui jalan berlumpur. Mengingat pentingnya kendaraan tersebut bagi PT Darma Persada, maka dirasa perlu melakukan suatu penelitian terkait dengan analisis kerja dari kendaraan tersebut. Diharapkan dengan terlaksananya penelitian yang mengkaji analisis kinerja traksi serta *redesign* terhadap rasio gigi dan transmisi Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 akan meningkatkan performa kendaraan dan menjadi acuan PT. Darma Persada dalam pemilihan transmisi untuk kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana karakteristik traksi dan karakteristik tenaga dari transmisi terhadap laju kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 pada kondisi 2WD dan 4WD?
2. Bagaimana slip yang dihasilkan pada kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 pada kondisi jalan datar dan tanjakan?

3. Bagaimana hasil *redesign* rasio transmisi mobil Mitsubishi Strada Triton GLX 2012?

1.3 Tujuan Tugas Akhir

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

1. Mengetahui karakteristik traksi dan karakteristik tenaga kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 yang meliputi gaya dorong, kecepatan, dan sudut tanjak pada kondisi 2WD dan 4WD.
2. Mengetahui slip yang dihasilkan kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 pada kondisi jalan datar dan tanjakan.
3. Meningkatkan kecepatan maksimum, sudut tanjak, dan performa kendaraan secara keseluruhan dengan cara *redesign* rasio transmisi kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 dengan teori progresi geometri.

1.4 Batasan Masalah

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

1. Kendaraan yang dianalisa adalah Mitsubishi Strada Triton GLX 2012.
2. Analisa dilakukan dengan kondisi kendaraan terisi 4 orang dengan berat 80 kg
3. Tekanan ban 35 Psi.
4. Jalan yang dilalui menanjak dan rata (tidak bergelombang)
5. Tipe ban yang digunakan adalah 225/70 R15
6. Kinerja engine tidak dipengaruhi lingkungan sekitar
7. Beban angin yang terjadi pada kendaraan yaitu gaya hambat (drag).

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Dengan mengetahui karakteristik traksi, sudut tanjak, serta desain transmisi berdasarkan keperluan tertentu, maka diharapkan

hasil penelitian tugas akhir ini dapat digunakan sebagai referensi kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012 dalam penggunaan operasional PT. Darma Persada.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

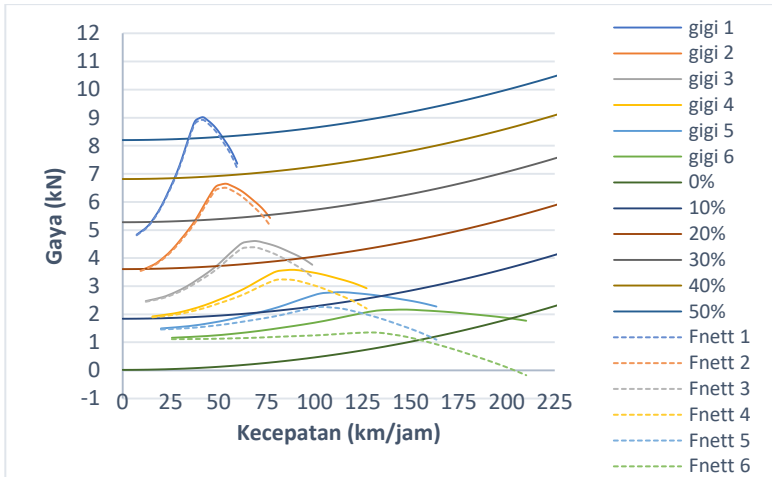
2.1 Kinerja Traksi Kendaraan

Secara umum, kinerja dari sebuah kendaraan dapat dibedakan menjadi 3 jenis kinerja, yaitu kinerja traksi kendaraan, kestabilan arah, serta kinerja pengaman kendaraan. Secara umum, kinerja traksi kendaraan dapat diartikan sebagai kemampuan kendaraan untuk melaju melawan gaya hambat yang ada pada saat kendaraan beroperasi. Gaya-gaya hambat tersebut adalah gaya hambat angin, gaya hambat tahanan, serta gaya hambat *rolling* yang terjadi pada komponen kendaraan yang bergerak. Kemampuan kendaraan tersebut sangat dipengaruhi oleh kemampuan mesin kendaraan, pemilihan tingkat rasio transmisi, serta jenis transmisi yang dipakai.

Pada umumnya, informasi mengenai karakteristik traksi sebuah kendaraan ditampilkan dalam sebuah grafik yang menampilkan data kecepatan kendaraan, gaya dorong kendaraan (pada masing-masing gigi), gaya hambat kendaraan, 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)”. 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^[1]

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).



Gambar 2.2 Traksi dan *Adhesion Limit* pada 4WD dengan Variasi Traksi 45% Roda Depan dan 55% Roda Belakang ^[2]

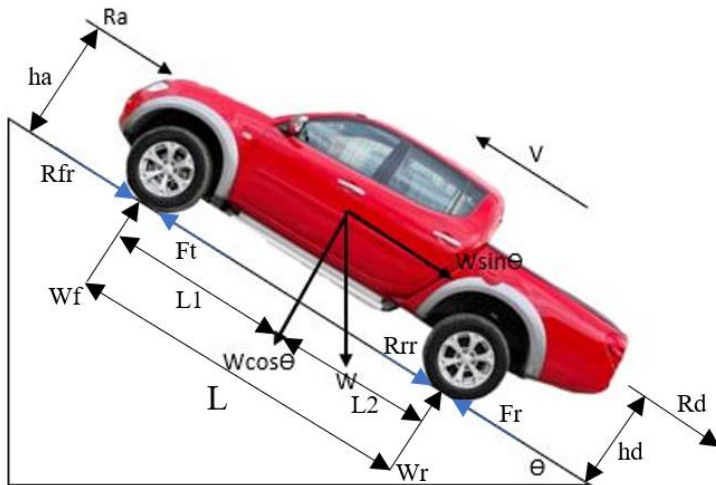
Penelitian kedua, dilakukan oleh saudara Radian Fauzia Rahman dengan judul “Perancangan dan Analisis Karakteristik Traksi Pada Mobil Pedesaan Serbaguna Waprodes”. Dalam penelitian ini dilakukan perancangan dan analisis terhadap karakteristik traksi maka referensi yang digunakan yaitu kendaraan WAPRODES. Untuk itu dibutuhkan perhitungan untuk pemilihan mesin yang cocok dengan metode perbandingan, selanjutnya perhitungan terhadap rasio transmisi menggunakan progresi geometris, lalu perhitungan aliran daya pada sistem powertrain, lalu penyesuaian karakter antara mesin dan transmisi, dilakukan perhitungan *indicator performance* pada kendaraan termasuk kecepatan, percepatan, dan *gradability*, pemilihan penggerak 2WD serta analisis slip, dan pemilihan komposisi distribusi traksi.

Hasil yang didapatkan pada tugas akhir ini adalah pada saat menempuh medan tanjakan maksimal dan kecepatan maksimal yang diinginkan maka rasio transmisi yang digunakan berturut-turut 5.66, 3.05, 1.65, dan 0.89 untuk rasio gigi 1 sampai 4, sedangkan untuk final drive digunakan rasio bernilai 4.8. Dengan rasio tersebut mobil multiguna pedesaan akan memiliki kemampuan menanjak maksimal gradient jalan 47% dan akselerasi maksimal 3 m/s^2 . Penggunaan modifikasi sistem *transfer case* dapat mengintegrasikan antara mode produksi, 2WD, 4WD. Untuk 2WD menggunakan penggerak roda belakang dapat menghasilkan 7957 N ketika kendaraan pada jalan datar. Pada 4WD dilakukan pembagian torsi dengan porsi 45% untuk roda belakang menghasilkan traksi sebesar 3200 N dan 55% untuk penggerak belakang yang dapat menghasilkan traksi 3800 N.

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 2.3, 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_f (gaya dorong pada roda depan) dan F_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 aerodinamika 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:

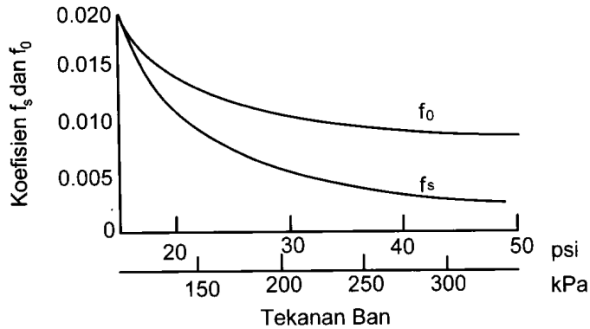
$$f_r = f_o + f_s \left(\frac{V}{100}\right)^{2,5} \quad (2.2)$$

dimana,

f_r = Koefisien hambatan *rolling*

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

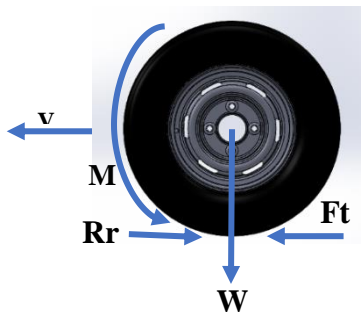
V = Kecepatan kendaraan dalam km/jam



Gambar 2.4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban Terhadap f_0 dan f_s ^[3]

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



Gambar 2.5 Hambatan Rolling pada Ban Kendaraan

Setelah mendapatkan nilai koefisien hambat *rolling* (f_r), dengan menggunakan rumus di bawah ini maka didapat nilai dari gaya hambat *rolling*,

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

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. Gradeability adalah kemampuan kendaraan untuk mendaki tanjakan. 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:

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

dimana,

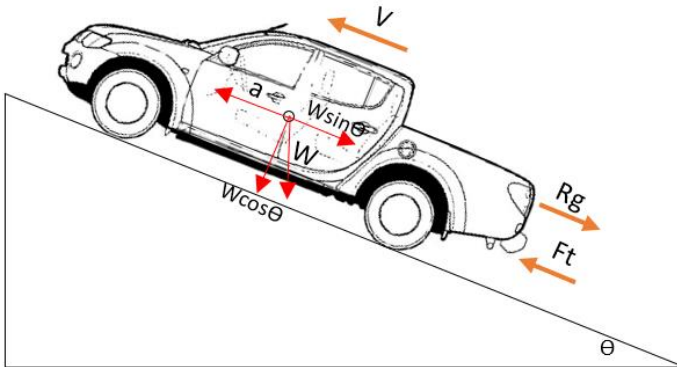
R_g = Gaya hambat tanjakan (N)

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 2.6 Diagram Bodi Bebas Kendaraan pada Saat Menanjak

Berdasarkan gambar 2.6 di atas, 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:

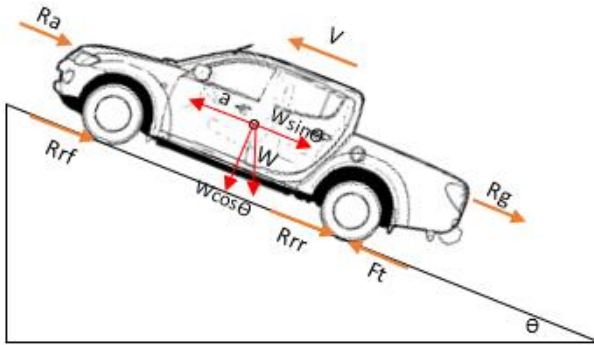
$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad (2.6)$$

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

2.3.2 Gaya Dorong

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_i) 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.



Gambar 2.7 Gaya Dorong pada Kendaraan RWD

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

$$i_t = \frac{n_e}{n_{tr}} \quad (2.9)$$

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 *engine*

M_{tr} = Torsi pada transmisi

M_p = Torsi pada poros penggerak

n_e = Putaran mesin

n_{tr} = Putaran transmisi

n_p = Putaran poros penggerak

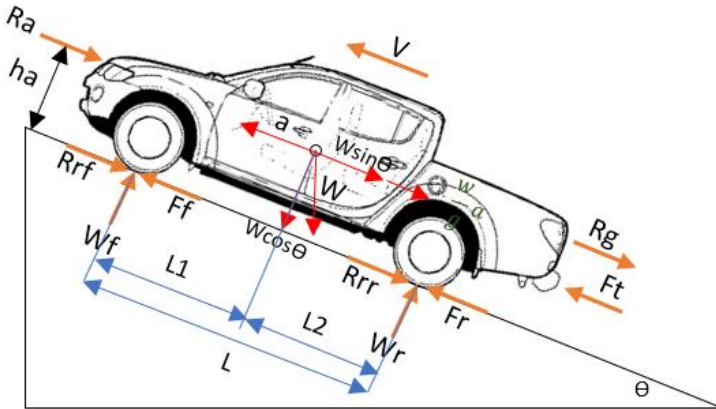
R = Jari-jari roda (m)

η_t = Efisiensi transmisi

i_t = Perbandingan gigi transmisi

i_g = Perbandingan transmisi pada gardan

2.3.2.1 Gaya Dorong Kendaraan 4 WD



Gambar 2.8 Gaya yang Bekerja pada Kendaraan 4WD

Pada gambar 2.8 F_f , F_r adalah gaya dorong pada roda depan dan belakang, R_{rf} , R_{rr} adalah gaya hambat rolling pada roda depan dan belakang, W_f , W_r adalah gaya reaksi normal jalan pada roda depan dan belakang, R_a adalah gaya hambat angin a adalah percepatan kendaraan, θ adalah sudut tanjakan jalan, W adalah gaya berat total kendaraan, W/g a adalah gaya inersia untuk memberi percepatan pada kendaraan sebesar a , h adalah posisi tinggi dari pusat massa kendaraan, h_a adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya hambat aerodinamika (R_a), h_r adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya R_d . L_1 adalah jarak dari pusat massa ke ban depan, L_2 adalah jarak dari pusat massa ke ban belakang.

Untuk memperediksi besarnya gaya dorong maksimum yang dapat didukung oleh kontak roda dan jalan, maka gaya normal pada roda depan dan belakang perlu dicari. Gaya normal dapat dihitung dengan menggunakan Gambar 2.8 dan dengan mengambil resultan momen dari titik A dan titik B.

Dengan mengambil momen dari titik A maka didapat gaya normal (R_f) tanpa menarik beban pada roda depan dengan rumus :

$$W_f = \frac{W \cdot L_2 \cdot \cos \theta - R_a \cdot h_a - h \cdot a \cdot \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \quad (2.14)$$

Sedangkan mengambil momen dari titik B didapat gaya normal (R_r) tanpa menarik beban pada roda belakang dengan rumus :

$$W_r = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta + R_a \cdot h_a + h \cdot a \cdot \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \quad (2.15)$$

Pada persamaan 2.14 bernilai $+W \cdot h \cdot \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan turun, bernilai $-W \cdot h \cdot \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan naik dan pada persamaan 2.15 bernilai $+W \cdot h \cdot \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan naik, dan bernilai $-W \cdot h \cdot \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan turun.

Pada kondisi 4WD akan didapatkan gaya dorong pada roda depan dan belakang, yang dirumuskan dengan:

$$F_{tf} = \frac{i_g \times i_t \times M_e \times \eta_t \times \eta_{tf}}{R} \quad (2.16)$$

$$F_{tr} = \frac{i_g \times i_t \times M_e \times \eta_t \times \eta_{tr}}{R} \quad (2.17)$$

dimana :

R = Jari-jari roda (m)

η_t = Efisiensi transmisi

i_t = Perbandingan gigi transmisi

i_g = Perbandingan transmisi pada gardan

M_e = Torsi yang dihasilkan *engine*

η_{tf} = Persentase torsi yang disalurkan *transfer case* ke gardan depan

η_{tr} = Persentase torsi yang disalurkan *transfer case* ke gardan belakang

2.3.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

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

$$V_k = \frac{ne}{ik \times ig} \times \frac{2\pi}{60} \times R \quad (2.18)$$

dimana,

V_k = Kecepatan pada tingkat – k

i_k = Rasio transmisi pada tingkat k

i_g = 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)

$$a = \frac{Vt^2}{2.S} = \frac{Vt}{t} = \frac{2.S}{t^2} \quad (2.19)$$

$$t = \frac{Vt}{a} = \frac{2.S}{Vt} = \sqrt{\frac{2.S}{a}} \quad (2.20)$$

$$S = \frac{Vt^2}{2.a} = \frac{Vt \cdot t}{2} = \frac{2.t^2}{2} \quad (2.21)$$

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

$$a_k = \frac{(Ft - Ra - Rr)}{\text{massa penuh}} \quad (2.22)$$

dimana,

a = Percepatan (m/s)

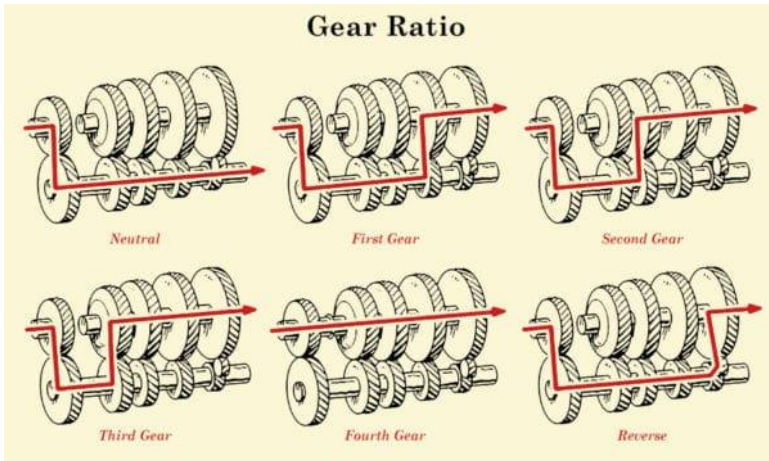
F_t = Gaya dorong (N)

R_r = Gaya hambat rolling (N)

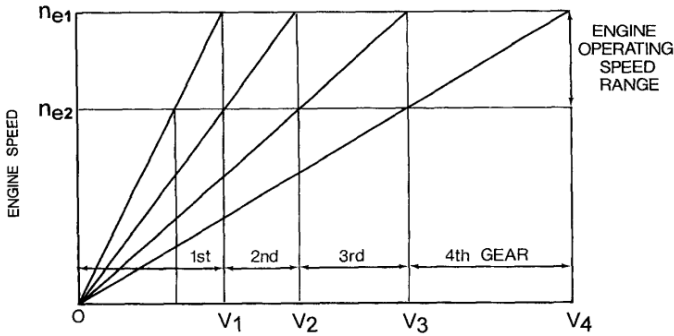
R_a = Gaya hambat aerodinamika (N)

2.3.4 Desain Rasio 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.

Gambar 2.9 *Gear Ratio*

Salah satu cara untuk mencari perbandingan gigi antara tingkat transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan metode progresi geometri. Teori progresi geometri adalah suatu teori untuk meredesain transmisi dengan cara menentukan perbandingan yang sama setiap tingkatnya. Langkah pertama meredesain dengan teori progresi geometri adalah menyiapkan data-data dan parameter acuan. Kedua menganalisis karakteristik traksi kendaraan dan ketiga menghitung kebutuhan gaya dorong awal dan gaya dorong akhir atau kecepatan maksimum yang ingin dicapai. Kebutuhan gaya dorong awal akan menghasilkan rasio tingkat pertama begitu pula gaya dorong akhir akan menghasilkan rasio tingkat terakhir. 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 2.10, dengan transmisi yang menggunakan 4 tingkat kecepatan.



Gambar 2.10 Grafik Pemilihan Perbandingan Gigi dengan Rasio Geometri

Berdasarkan gambar 2.10, dengan perbandingan geometris, maka untuk transmisi 4 tingkat kecepatan, didapat hubungan perbandingan gigi sebagai berikut:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{ne_2}{ne_1} = K_g \quad (2.23)$$

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:

$$F_1 = \frac{w}{g} a + R_a + R_r \quad (2.24)$$

$$i_1 = \frac{F_1 \times R}{Me \times i_g \times \eta_t} \quad (2.25)$$

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

$$F_n = R_a + R_r \quad (2.26)$$

$$i_n = \frac{F_n \times R}{Me \times i_g \times \eta_t} \quad (2.27)$$

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

$$K_g = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (2.28)$$

2.3.5 Parameter Redesain

Redesain dilakukan untuk mendapatkan kecepatan, percepatan maupun kemampuan tanjak sesuai dengan kebutuhan yang ada. Dalam kendaraan terdapat 2 rasio yang dapat di redesain yaitu rasio transmisi dan rasio gardan. Perbedaan antara meredesain rasio transmisi dan rasio gardan adalah pada *losses* yang terjadi. Dengan meredesain rasio transmisi, *losses* yang terjadi dapat diminimalisir sedangkan meredesain rasio gardan tidak mengurangi *losses* yang terjadi.

$$F_t = \frac{ig \times it \times Me \times \eta_t}{R} \quad (2.13)$$

Jika setelah dianalisa pada kondisi standar *losses* yang terjadi sudah minimal maka yang diredesain adalah rasio gardannya.

2.4 Slip

Slip atau spin terjadi jika torsi yang dihasilkan oleh penggerak kendaraan bernilai lebih besar dan melebihi kebutuhan gaya dorong kendaraan. Pada realita spin terjadi saat roda kendaraan berputar namun kendaraan tetap dalam kondisi diam. Slip bisa didapatkan melalui perhitungan gaya gesek kendaraan yaitu berdasarkan perkalian gaya normal kendaraan dan koefisien gesek jalan, dimana akan terjadi slip jika nilai gaya dorong lebih besar daripada gaya gesek. Keadaan slip dapat dirumuskan:

$$F_t > W \cdot \mu \quad (2.29)$$

dimana :

W = Gaya normal (m.g)

μ = Koefisien adhesi jalan

Tabel 2.2 Koefisien Adhesi Ban pada Berbagai Jenis Jalan

Pemukaan jalan	Koefisien Adhesi Tertinggi μ_p	Koefisien Adhesi Roda Lock μ_s
aspal dan beton (kering)	0,8 - 0,9	0,75
aspal (basah)	0,5 - 0,7	0,55 - 0,6
beton (basah)	0,8	0,7
Gravel	0,6	0,55
jalan tanah (kering)	0,68	0,65
jalan tanah (basah)	0,55	0,4 - 0,5
snow	0,2	0,15
ice	0,1	0,07

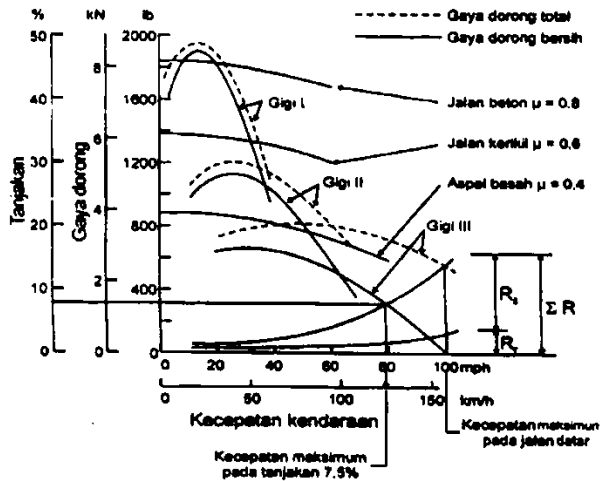
2.5 Karakteristik Transmisi Kendaraan

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:

$$F_n = F - R_r - R_a \quad (2.30)$$

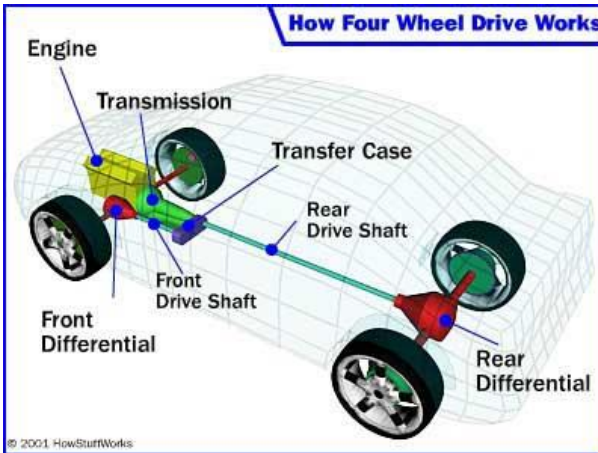
Pada gambar 2.7 juga menunjukkan *gradeability* kendaraan sehingga besarnya kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada *gradeability* tertentu dapat diketahui.



Gambar 2.11 Grafik Karakteristik Kinerja Transmisi dari Suatu Kendaraan dengan Transmisi Manual

2.6 Mobil Dengan Sistem 4 Wheel Drive

4WD (*fourwheel drive*) atau juga bisa diistilahkan sebagai *4X4* merupakan salah satu jenis *drive train* (pemindah daya) yang digunakan pada kendaraan roda empat. Secara umum jenis *drive train* berdasarkan jumlah roda yang dibagi menjadi tiga, yaitu: *2WD* (*twowheel drive*), *4WD* (*fourwheel drive*) dan *AWD* (*All wheel drive*). Pembagian ini didasarkan pada kemana saja daya dari mesin yang ditransferkan pada setiap roda mobil tersebut. Secara singkat *2WD* men-transmisikan daya mesin hanya pada dua roda yang satu poros (*shaft*) pada kendaraan, sementara roda yang lainnya hanya akan mengikuti pergerakan dari kedua roda tersebut. Untuk *4WD*, daya mesin akan ditransmisikan ke empat roda dengan memindahkan daya pada poros roda depan dan roda belakang. Namun biasanya *4WD* hanya bersifat parsial atau sementara (*part time*). Sedangkan *AWD* bisa disebut dengan *full time 4WD*, dimana fungsi kerja roda dirancang untuk mampu menghadapi segala jenis permukaan jalan.



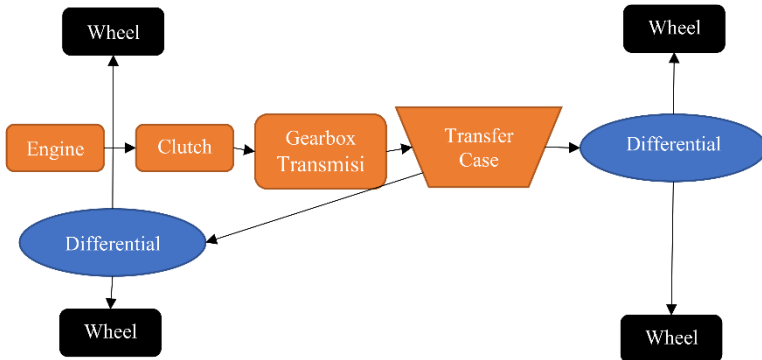
Gambar 2.12 Sistem Penggerak Mobil 4WD

Pada gambar 2.12 dapat dilihat komponen penyusun 4WD yaitu *differential*, *transfer case*, dan *locking hub*. Setelah mengetahui komponen penyusun *fourwheel drive*, berikut penjelasan runtut bagaimana prinsip kerja dari 4WD. Ketika mesin dihidupkan maka akan memutar poros mesin yang menghasilkan daya yang bervariasi tergantung pada rpm (kecepatan putar mesin). Daya tersebut kemudian ditransmisikan dengan *gearbox* menuju poros penggerak belakang yang terhubung dengan *differential* dan diteruskan menuju roda melalui poros dan *locking hub* roda belakang. Pada kondisi ini, kendaraan masih dalam sistem 2WD.

Kemudian sistem dipindahkan dari 2WD menuju 4WD menggunakan tuas atau tombol yang terhubung dengan *transfer case*. *Transfer case* akan mengunci poros penggerak belakang dan poros penggerak roda depan sehingga daya yang ditransmisikan tidak hanya pada bagian belakang saja. Kemudian poros penggerak depan juga meneruskan menuju *differential* depan yang kemudian diteruskan pada poros roda depan menuju *locking hub* sehingga roda depan juga ikut berputar.

Pada kondisi ini, kecepatan putar roda belakang dan roda depan adalah sama. Pada kondisi berbelok, *differential* akan

memainkan perannya untuk mengatur kecepatan roda bagian dalam dengan roda bagian luar dimana kecepatan roda luar lebih tinggi daripada roda bagian dalam. Hal ini akan membantu kendaraan agar dapat berbelok.



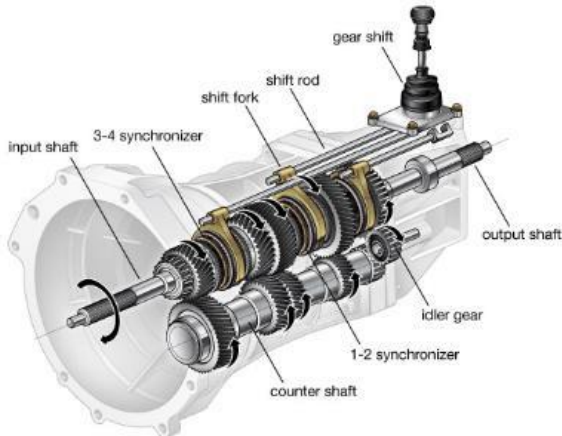
Gambar 2.13 Skema Penyaluran Tenaga pada 4WD

2.6.1 Transmisi Manual

Transmisi merupakan bagian dari sistem pemindah tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber penggerak ke roda penggerak kendaraan. Kendaraan yang berjalan pada jalan mendaki membutuhkan gaya dorong yang besar dengan putaran yang rendah sedangkan untuk kendaraan yang berjalan dengan kecepatan tinggi membutuhkan putaran yang tinggi tetapi gaya dorong yang tidak besar. Dengan kondisi tersebut maka diperlukan sistem transmisi agar kebutuhan tenaga yang berbeda pada tiap kondisi berkendara terpenuhi. Dengan kondisi operasi yang berbeda-beda tersebut maka diperlukan sistem transmisi agar kebutuhan tenaga dapat dipenuhi oleh mesin

Transmisi manual adalah transmisi yang secara umum terdiri dari kopling, system roda gigi, poros propeller, system gigi diferensial, dan poros penggerak. Perbandingan putaran mesin dan poro penggerak yang diakibatkan oleh perbandingan gigi transmisi

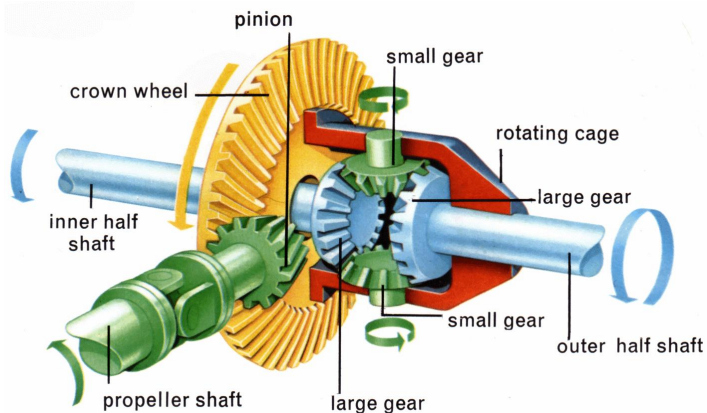
dan gigi diferensial adalah berperan untuk mentransmisikan torsi mesin ke roda penggerak.



Gambar 2.14 Contoh Transmisi Tipe Manual (Eagletransmission, 2016)

2.6.2 *Differential*

Differential merupakan komponen pada 4WD yang berfungsi untuk meneruskan torsi dari mesin menuju poros penggerak roda. Selain itu, *differential* dapat mengatur putaran pada roda ketika berbelok. Dimana pada kondisi berbelok, roda bagian dalam harus berputar dengan kecepatan yang lebih rendah dari pada roda bagian luar. Pada sistem 4WD, *differential* ditempatkan diantara kedua roda belakang maupun roda depan. Jenis *differential* pun berbeda-beda, sesuai dengan desain kendaraan yang dipakai



Gambar 2.15 *Differential*

2.6.3 *Transfer Case*

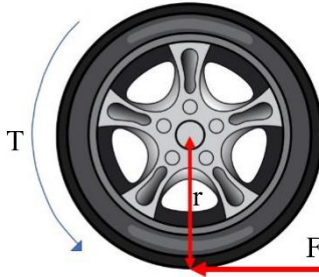
Transfer Case merupakan komponen yang berfungsi untuk membagi daya antara penggerak roda depan dengan penggerak roda belakang. Untuk kondisi berbelok, ketika differential mengatur kecepatan roda bagian dalam dan bagian luar, *transfer case* pada sistem 4WD mengunci penggerak depan dengan penggerak roda belakang sehingga menghasilkan kecepatan putar yang sama antara depan dan belakang.



Gambar 2.16 *Transfer Case*

Pembagian daya dari *transfer case* menuju ban depan dan belakang bisa didapatkan dengan perbandingan Torsi (T) pada ban

depan dan belakang. Torsi bisa didapatkan dengan mengalikan traksi yang dihasilkan ban (F) dengan jari-jari roda (r).



Gambar 2.17 Torsi pada ban

$$T = F \times r \quad (2.31)$$

$$T = \mu \times W \times r \quad (2.32)$$

Pada penelitian ini μ dan r memiliki nilai yang sama baik pada roda depan maupun belakang, sehingga:

$$\frac{T_f}{T_r} = \frac{\mu \times W_f \times r}{\mu \times W_r \times r} \quad (2.33)$$

$$\frac{T_f}{T_r} = \frac{W_f}{W_r} \quad (2.34)$$

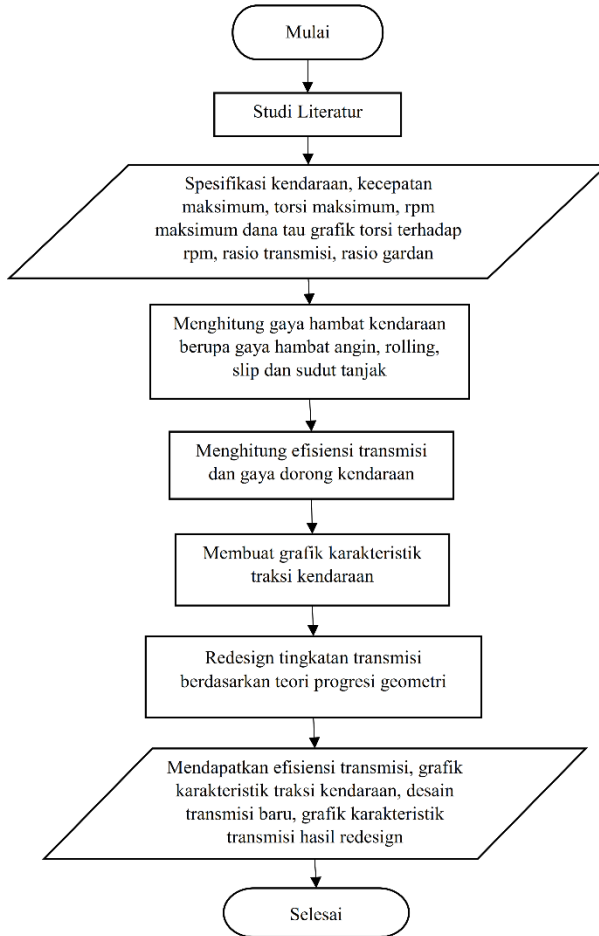
$$\eta_{tf} = \frac{W_f}{W_r + W_f} \quad (2.35)$$

$$\eta_{tr} = \frac{W_r}{W_r + W_f} \quad (2.36)$$

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Berikut ini disajikan langkah-langkah penelitian dalam bentuk flowchart

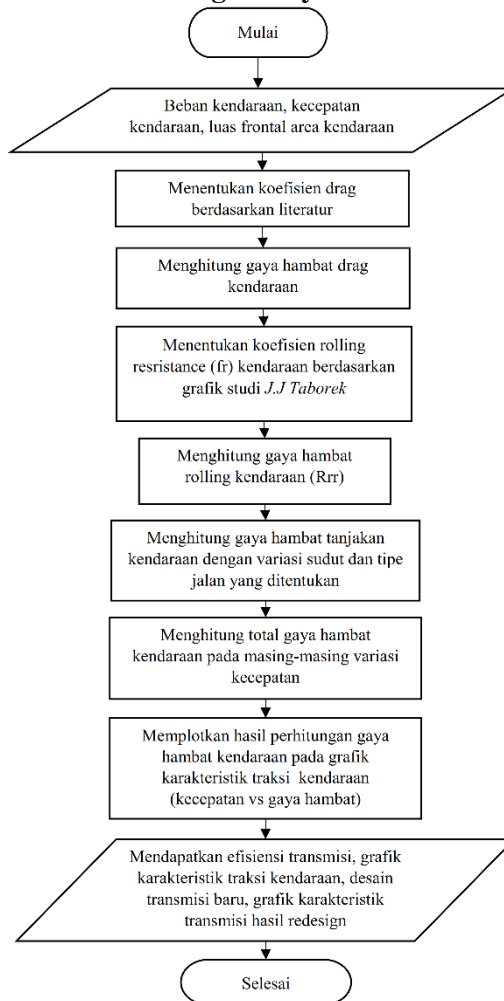


Pada penulisan tugas akhir ini, adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini tuntuk mencapai tujuan dan dapat dijabarkan sebagai berikut:

1. Tahap awal, melakukan analisa-analisa dengan sumber studi literatur terhadap buku, katalog, jurnal dan penelitian terdahulu mengenai karakteristik kendaraan.
2. Tahap berikutnya adalah mencari data dan spesifikasi kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX 2012, 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 kemampuan tanjak dan slip serta performa kendaraan secara keseluruhan.

3.2 Flowchart Perhitungan

3.2.1 Flowchart Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan



Langkah-langkah perhitungan gaya hambat kendaraan

1. Menentukan variasi kecepatan kendaraan yang diinginkan, serta menghitung luas area frontal kendaraan

2. Menentukan koefisien drag berdasarkan literatur
3. Menghitung gaya hambat aerodinamis kendaraan
4. Menentukan koefisien *rolling resistance* ban berdasarkan tekanan ban kendaraan
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 dan jenis jalan
7. Menghitung gaya hambat total kendaraan

3.2.2 *Flowchart* Perhitungan Grafik Karakteristik Traksi Kendaraan

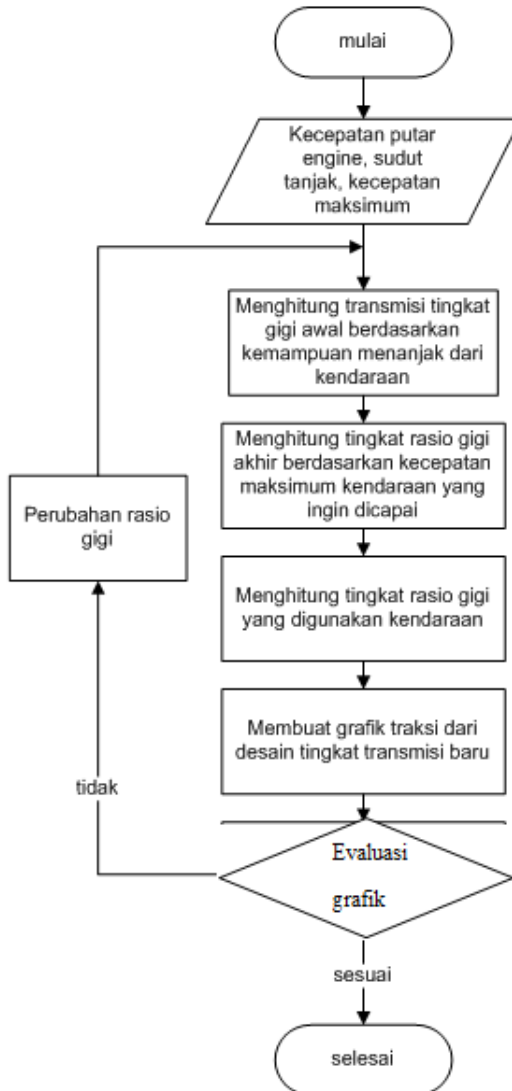
Pada penelitian ini untuk mendapatkan karakteristik traksi dari sebuah kendaraan diperlukan data pendukung berupa hasil perhitungan gaya dorong (F_t), gaya hambat (F_r) dan kecepatan kendaraan (V_k) yang terjadi pada setiap tingkat kecepatannya. Berikut disajikan langkah-langkah untuk menghitung data 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 (psi), berat kendaraan (W), massa jenis udara (ρ), koefisien drag (C_d), luas frontal kendaraan (A_f), Torsi *engine* (M_e), koefisien rolling (f_r), 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 $F_t = \frac{ig \times it \times Me \times \eta_t}{R}$.
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.

3.2.3 *Flowchart* Perhitungan Rasio dan Tingkat Gigi Transmisi



Langkah-langkah perhitungan rasio tingkat transmisi

1. Menentukan sudut maksimum kendaraan yang akan dilalui
2. Menghitung rasio transmisi awal, desain harus dapat melewati sudut tanjakan maksimum dengan rumus seperti berikut

$$i_1 = \frac{F_1 \cdot r}{M_e \cdot C_{tr} \cdot i_g \cdot i_{tc} \cdot \eta_{ctr} \cdot \eta_{tc} \cdot \eta_t}$$

dimana, saat kondisi menanjak besarnya $F_1 = W \cdot \sin \Theta_{maks} + f_r \cdot W \cdot \cos \Theta_{maks} + \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$

3. Menentukan rasio gigi terakhir, desain harus dapat menahan gaya hambat angin (*drag force*) yang timbul. Perhitungan menggunakan rumus berikut,

$$i_n = \frac{F_n \cdot r}{M_e \cdot C_{tr} \cdot i_g \cdot i_{tc} \cdot \eta_{ctr} \cdot \eta_{tc} \cdot \eta_t}$$

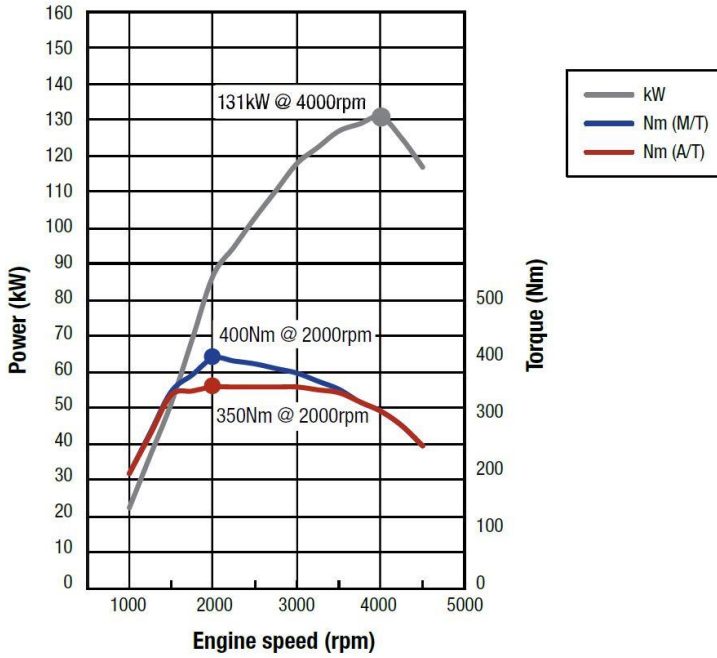
dimana, saat kondisi kecepatan maksimum besarnya $F_n = f_r \cdot W + \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$

4. Menentukan rasio gigi menggunakan konstanta girasi sesuai dengan rumus 2.24
5. Menyesuaikan rasio gigi dari perhitungan yang telah dilakukan dengan gaya dorong dan V_k .
6. Memplot gaya dorong dan V_k dari rasio hasil *redesign* dengan gaya hambat pada grafik karakteristik traksi kendaraan hasil *redesign*
7. Menganalisa hasil dari grafik karakteristik traksi kendaraan hasil *redesign* dan mengevaluasinya.

3.3 Spesifikasi Kendaraan

Bagian	Satuan	Keterangan
Mesin		
Tipe		SOHC, inline 4 Cylinder <u>In</u> Direct Diesel Injection / Natural Aspiration
Bahan Bakar		Solar
Sistem Suplai Bahan Bakar		Direct Fuel Injection
Diameter x Langkah	mm	95 x 100.0
Displacement	cc	2835
Daya Maksimum	kW/rpm	131 / 4000
Torsi Maksimum	N.m/rpm	400 / 2000
Dimensi/Ukuran		
Panjang x Lebar x Tinggi	mm	5040 x 1750 x 1775
Jarak Sumbu Roda	mm	3000
Radius Putar	m	5.9
Berat Kosong	kg	1790
Ground Clearance	mm	225

Transmisi		
Transmisi	MT	5 Speed
Perbandingan gigi	1st	4.313
	2nd	2.33
	3rd	1.436
	4th	1
	5th	0.788
	Final Gear	3.692
	Reverse	3.578
Sistem Suspensi		
Depan		Independent Wishbone, Coil Spring with Shock Absorber & Stabilizer
Belakang		Rigid Elliptic Leaf Springs with Shock Absorber
Sistem Rem		
Depan		Ventilated Disc 16"
Belakang		Leading & Trailing Drums 11,6"
Ban		
Ban		225/70 R15



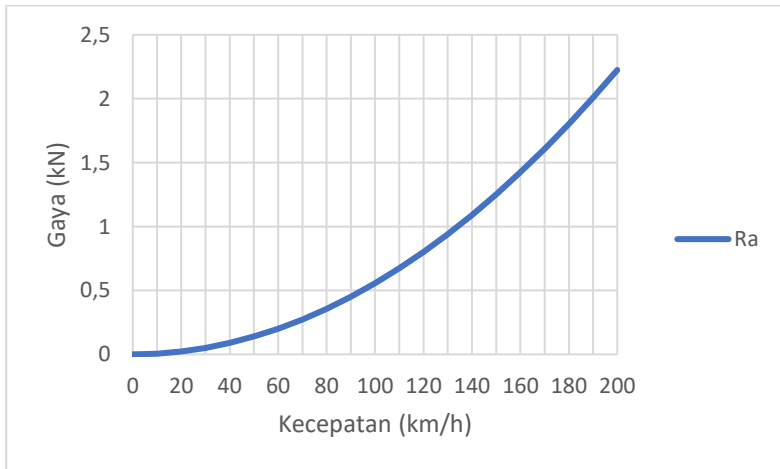
Gambar 3.1 Spesifikasi Mesin Mitsubishi Strada Triton GLX

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)



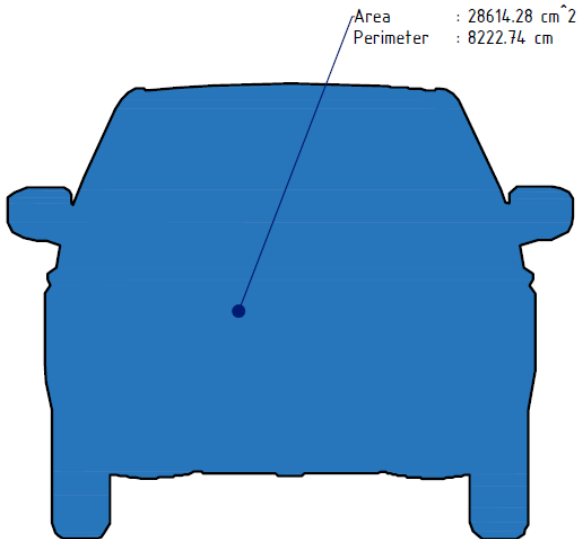
Gambar 4.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX

Sesuai dengan dasar teori yang ada, gaya hambat 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 0.42 yang didapat dari spesifikasi kendaraan, luas *frontal area* kendaraan (A_f) sebesar

2.86 m² 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,

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

$$R_a = \frac{1}{2} \times 1.2 \times 0.42 \times 2.86 \times 5.556^2 = 22.24 \text{ N}$$

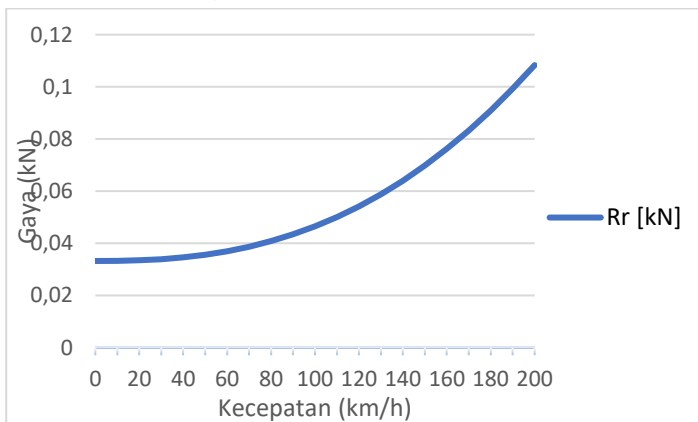


Gambar 4.2 Perhitungan Luas Frontal Area Kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX

Tabel 4.1 Hasil perhitungan *aerodynamic resistance*

Kecepatan Kendaraan [km/h]	Kecepatan kendaraan [m/s]	Ra [N]	Ra [kN]
0	0	0	0
20	5.55555556	22.24444	0.022244
40	11.11111111	88.97778	0.088978
60	16.66666667	200.2	0.2002
80	22.22222222	355.9111	0.355911
100	27.77777778	556.1111	0.556111
120	33.33333333	800.8	0.8008
140	38.88888889	1089.978	1.089978
160	44.44444444	1423.644	1.423644
180	50	1801.8	1.8018
200	55.55555556	2224.444	2.224444

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 35 psi nilai f_o sebesar 0.01 dan f_s sebesar 0.004 (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 [km/h]	f_r	R_r [N]	R_r [kN]
0	0.01	33.2	0.0332
20	0.010072	33.43756	0.033438
40	0.010405	34.54384	0.034544
60	0.011115	36.90319	0.036903
80	0.01229	40.80192	0.040802
100	0.014	46.48	0.04648
120	0.01631	54.14842	0.054148
140	0.019276	63.99769	0.063998
160	0.022953	76.20293	0.076203
180	0.027388	90.92705	0.090927
200	0.032627	108.323	0.108323

4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan

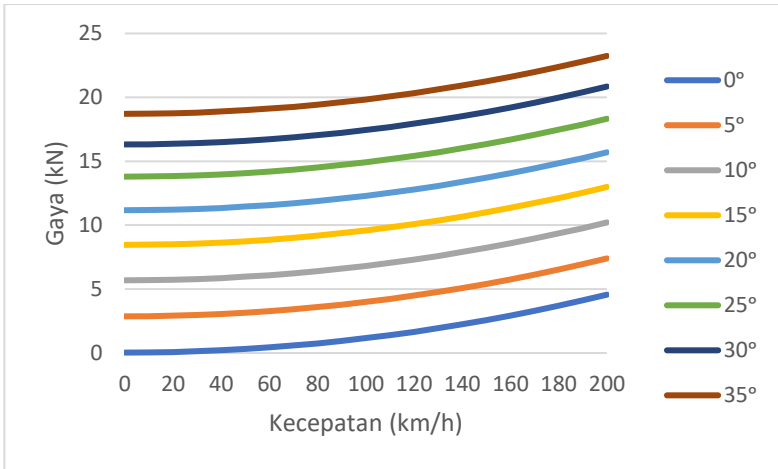
Gaya hambat ketika mobil menanjak merupakan akumulasi dari gaya hambat total saat melaju pada tanjakan dengan nilai gradeability tertentu. Pada penelitian ini, perhitungan dilakukan pada sudut tanjak $0-35^0$. Gaya tanjak sendiri nilainya berbanding

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

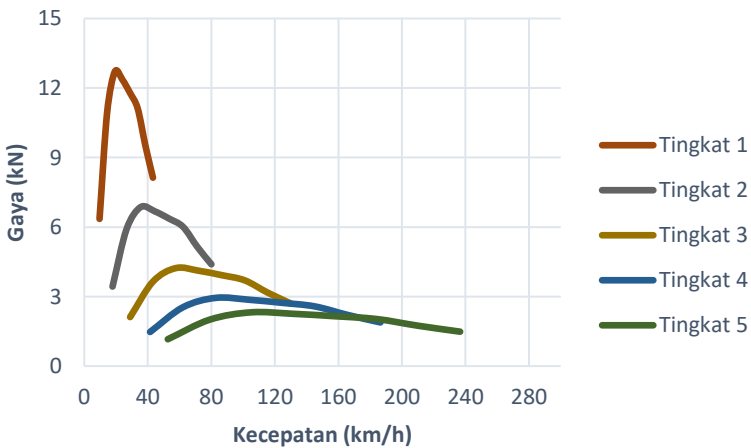
Sudut Tanjak [Derajat]	Gaya Tanjak [kN]
0	0
5	2.836777
10	5.654013
15	8.428908
20	11.13867
25	13.76374
30	16.2846
35	18.67844

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 Pada Kondisi Standar



Gambar 4.5 Gaya Dorong Mitsubishi Strada Triton GLX Standar

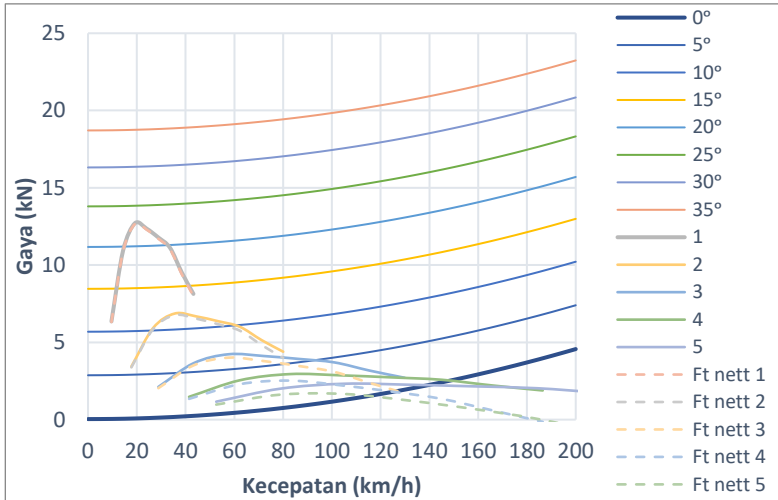
Gambar 4.5 menunjukkan besar gaya dorong yang dihasilkan kendaraan pada masing-masing tingkatan transmisi. Melakukan perhitungan untuk memperoleh gaya dorong digunakan persamaan 2.13, $F_t = \frac{i_g \times i_t \times M_e \times \eta_t}{R}$, nilai rasio gigi (i_t), rasio gardan (i_g), torsi mesin (M_e), 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. 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:

$$\eta_t = 95\% \times 95\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% \times 98\% = 0.80$$

Sehingga dari hasil perkalian tersebut didapatkan nilai efisiensi transmisi secara keseluruhan (η_t) sebesar 80%.

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 5 pada range putaran mesin 1000 sampai dengan 4500 rpm dengan Δ rpm sebesar 500 rpm. Sehingga dihasilkan data gaya dorong terhadap kecepatan kendaraan (gambar 4.5). Semakin besar ratio gigi dan ratio gardan yang dimiliki maka semakin kecil juga kecepatan yang bisa dicapai. Seperti pada gambar 4.5 kecepatan yang dihasilkan oleh gigi 1 lebih kecil dibandingkan gigi 2, dan juga seterusnya. Hal ini disebabkan oleh ratio gigi yang dimiliki oleh gigi awal lebih besar jika dibandingkan dengan rasio gigi berikutnya.

4.2 Karakteristik Traksi Kendaraan Kondisi Standar



Gambar 4.6 Karakteristik Traksi Mitsubishi Strada Triton GLX 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 Mitsubishi Strada Triton GLX 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 12.707 kN pada putaran *engine* 2000 rpm sehingga kendaraan ini mampu melalui jalan dengan tingkat sudu tanjak 20°. Untuk tingkat gigi ke-dua, nilai traksi maksimum yang dapat dicapai kendaraan sebesar 6.86 kN pada putaran *engine* 2000 rpm, 4.23 kN untuk tingkat gigi ke-tiga, 2.94 kN untuk tingkat gigi ke-empat, dan 2.32 kN untuk tingkat gigi ke-lima dengan kecepatan maksimum

sebesar 130 km/jam. Pada kecepatan 25 km/jam saat perpindahan tingkat gigi pertama menuju tingkat gigi kedua terjadi loses traksi sebesar 6.51 kN, sedangkan pada kecepatan 40 km/jam, saat perpindahan tingkat gigi ke dua menuju tingkat gigi ke 3 terjadi loses traksi sebesar 3.24 kN. Selain permasalahan loses traksi, tingkatan gigi ke 5 seolah-olah tidak berfungsi saat digunakan akibat nilai traksi yang dihasilkan tidak mampu memenuhi kebutuhan gaya hambat kendaraan pada saat kecepatan tinggi. Sehingga, pada tingkat gigi ke 5 kecepatan yang mampu dicapai hanya 135 km/jam, padahal pada tingkat gigi ke 4 berdasarkan analisa, kecepatan maksimumnya bias mencapai 145 km/jam.

4.3 Mode Operasi 4WD

4.3.1 Pembagian Torsi Pada *Transfer Case*

Transfer Case merupakan komponen yang berfungsi untuk membagi daya antara penggerak roda depan dengan penggerak roda belakang. Pembagian daya pada *transfer case* bisa didapatkan dengan membandingkan antara gaya normal (W_f dan W_r) yang terjadi pada ban depan dan ban belakang seperti yang dituliskan pada persamaan 2.33.

$$W_f = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta - R_a \cdot h_a - h \cdot a \frac{w}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L}$$

$$W_f = \frac{32569.2 \times 1.5 - 103.93 \times 1 - 0.7 \times 3.29 \times 3320}{3}$$

$$W_f = 13736 \text{ N}$$

$$W_r = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta + R_a \cdot h_a + h \cdot a \frac{w}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L}$$

$$W_r = \frac{32569.2 \times 1.5 + 103.93 \times 1 + 0.7 \times 3.29 \times 3320}{3}$$

$$W_r = 18834 \text{ N}$$

Setelah mendapatkan gaya normal yang terjadi pada ban depan dan ban belakang pembagian daya bisa didapatkan dengan

membandingkan gaya normal pada ban depan atau belakang dengan total gaya normal yang terjadi pada kedua ban.

$$\begin{aligned}\eta_{tf} &= \frac{Wf}{Wr + Wf} \\ &= \frac{13736}{18834+13736} \\ &= 42.1 \%\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{tr} &= \frac{Wr}{Wr + Wf} \\ &= \frac{16696.61}{16696.61+15872.58} \\ &= 57.9 \%\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan didapatkan bahwa daya yang disalurkan ke ban depan sebesar 42.1 % dan daya yang disalurkan ke ban belakang 57.9 %.

4.3.2 Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit

Gaya kontak yang terjadi jika pada kendaraan penggerak depan jika terjadi tanjakan maka beban kendaraan tersebut akan mengalami pengurangan beban karena yang menumpu yang lebih besar merupakan roda belakang, sebaliknya jika kendaraan mengalami jalan menurun maka posisi beban yang terbesar ada pada ban depan. Hal yang menyebabkan terjadinya gaya kontak karena ada faktor *slip* pada roda, maka desain yang harus dipertimbangkan yaitu menggunakan *adhesion limit* sebagai pembatas traksi agar tidak terjadi *slip*. Jika traksi kendaraan tidak melebihi *adhesion limit* maka kendaraan akan lancar.

Tabel 4.4 Perhitungan gaya kontak

l1 (m)	l2 (m)	h (m)	Wheel base	ha (m)	Wf (N)							
					0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
1.5	1.5	0.7	3	1	13736	13009	12160	11205	10143	8998	7754	6434
l1 (m)	l2 (m)	h (m)	Wheel base	ha (m)	Wr (N)							
					0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
1.5	1.5	0.7	3	1	18834	19430	19888	20224	20439	20510	20451	20241

Tabel 4.5 Data dan hasil perhitungan gaya kontak pada berbagai kontur jalan

Road Surface

Mode	Ff (dry) (N)							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
2WD	1600 9	1651 5	1690 5	1719 1	1737 3	1743 3	1738 4	1720 5
4WD	2768 4	2757 3	2724 1	2671 5	2599 5	2508 2	2397 4	2267 3
Mode	Ff (wet) (N)							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
2WD	1224 2	1262 9	1292 7	1314 6	1328 6	1333 1	1329 3	1315 6
4WD	2117 0	2108 5	2083 1	2042 9	1987 9	1918 0	1833 3	1733 8

Grave
1

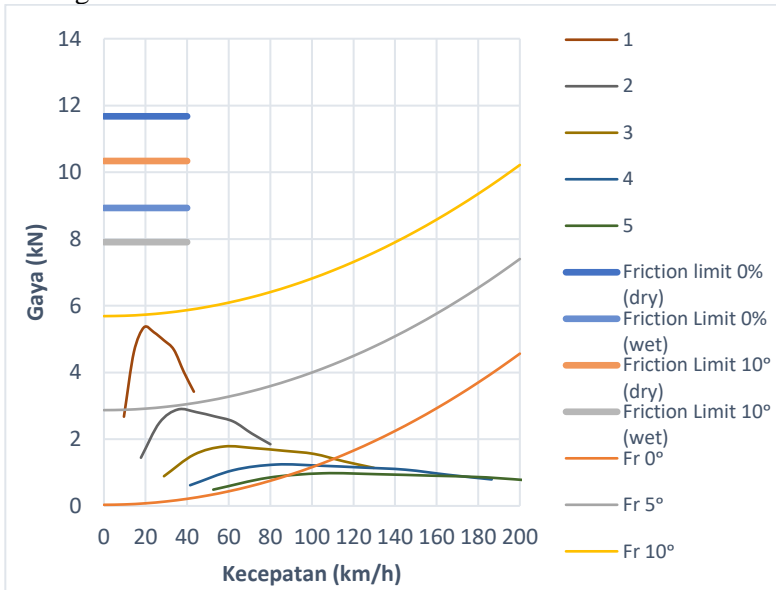
Mode	Ff (dry) (N)							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
2WD	1280 7	1321 2	1352 4	1375 3	1389 9	1394 7	1390 7	1376 4
4WD	2214 7	2205 8	2179 3	2137 2	2079 6	2006 5	1917 9	1813 8
Mode	Ff (wet) (N)							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
2WD	1035 8	1068 6	1093 8	1112 3	1124 2	1128 0	1124 8	1113 2
4WD	1791 3	1784 1	1762 6	1728 6	1682 0	1622 9	1551 3	1467 1

Clay

Mode	Ff (dry) (N)							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
2WD	7533	7772	7955	8090	8176	8204	8180	8096
4WD	1302 8	1297 6	1281 9	1257 2	1223 3	1180 3	1128 2	1067 0

Mode	Ff (wet) (N)							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
2WD	5650	5829	5966	6067	6132	6153	6135	6072
4WD	9771	9732	9614	9429	9175	8852	8461	8002

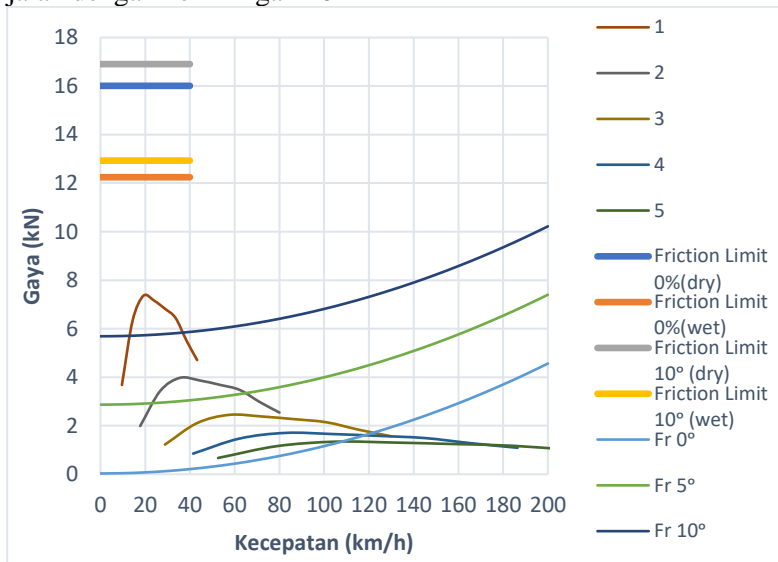
Mobil Mitsubishi Strada Triton GLX dioperasikan pada medan jalan yang sulit seperti medan lumpur, tanah basah dan jalan yang memiliki *gradien* kemiringan jalan yang ekstrim. Pada mode 4WD ini terjadi pembagian gaya dorong antara roda bagian depan dan roda bagian belakang. Pembagian torsi yang terjadi adalah 42.1 % ke ban depan dan 57.9% ke ban belakang. Dengan menggunakan rumus 2.16 dan 2.17 akan didapatkan nilai traksi pada masing-masing ban.



Gambar 4.7 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal

Pada gambar 4.7 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%.

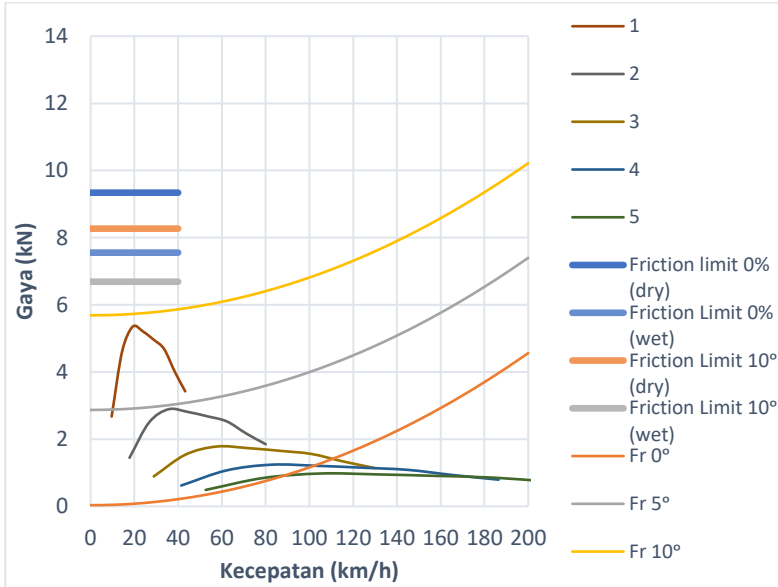
Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0% untuk kondisi jalan kering maupun basah dan juga pada kondisi jalan kering maupun basah dengan tanjakan sebesar 10^0 hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan aspal dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 10^0 tidak akan terjadi slip. Tetapi ban depan pada kondisi 4WD tidak mampu melewati tanjakan 10^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.7 bahwa gigi 1 tidak mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 10^0



Gambar 4.8 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal

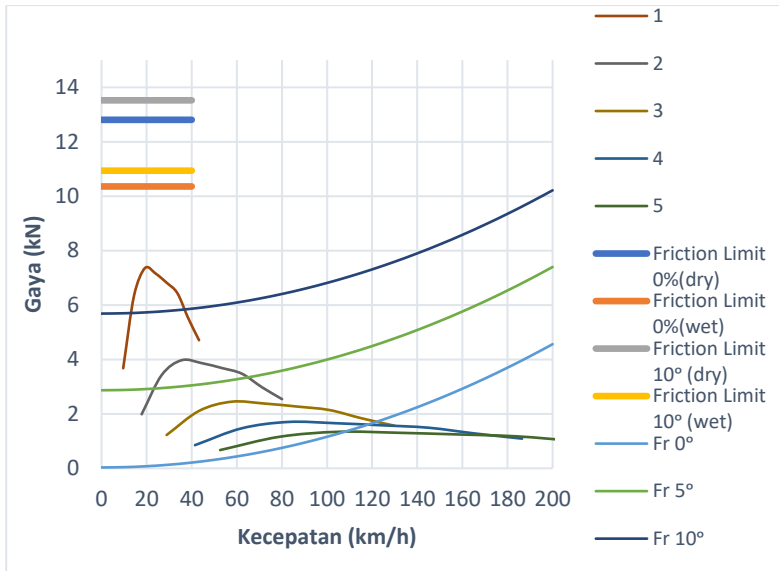
Pada gambar 4.8 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 10^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.8 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya

hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 10^0 sehingga pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan sebesar 10^0 .



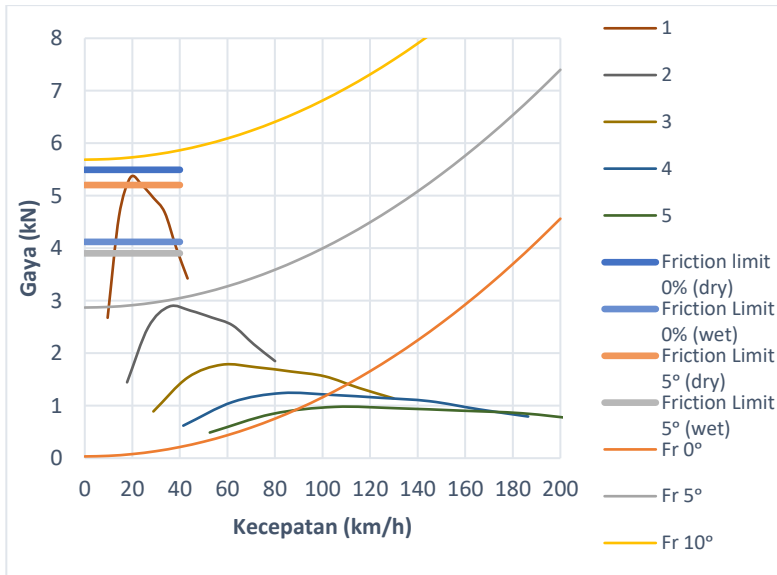
Gambar 4.9 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Berkerkil

Pada gambar 4.9 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerkil dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan kerikil dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 10^0 tidak akan terjadi slip. Tetapi ban depan pada kondisi 4WD tidak mampu melewati tanjakan 10^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.9 bahwa gigi 1 tidak mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 10^0 .



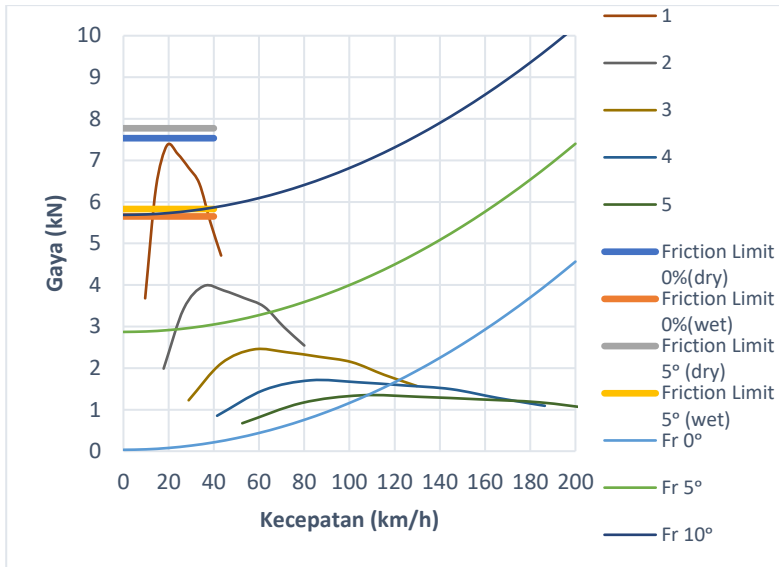
Gambar 4.10 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Berkerikil

Pada gambar 4.10 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 10^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.8 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 10^0 sehingga pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan sebesar 10^0 .



Gambar 4.11 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah

Pada gambar 4.11 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan melewati garis friction limit 0^0 untuk jalan basah dan 5^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah. hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan tanah menggunakan gigi 1 dengan kemiringan 0^0 (basah) sampai dengan 5^0 (basah dan tidak basah) akan terjadi slip. Maka pada kondisi jalan bertanah baik basah maupun kering dapat dilewati dengan gigi 2. Tetapi ban depan pada kondisi 4WD hanya mampu melewati tanjakan 0^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.11 bahwa gigi 2 tidak mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 5^0 dan 10^0 .



Gambar 4.12 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah

Pada gambar 4.12 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan melewati garis friction limit 0^0 dan 5^0 untuk kondisi jalan basah. Hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan tanah menggunakan gigi 1 dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 pada kondisi jalan basah akan terjadi slip. Tetapi tidak terjadi slip pada kemiringan 0^0 dan 5^0 pada kondisi jalan kering. Maka pada kondisi jalan bertanah baik basah maupun kering dapat dilewati dengan menggunakan gigi 2. Ban belakang pada kondisi 4WD menggunakan gigi 2 mampu melewati tanjakan 0^0 dan 5^0 pada jenis jalan kering maupun basah tanpa terjadi slip.

Tabel 4.6 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi *adhesion limit* pada mode 4WD

Jenis Jalan	Dry				Wet			
	0°	5°	10°	15°	0°	5°	10°	15°
Road Surface	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	-	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	-
Gravel	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	-	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	-
Clay	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	-	Gigi 2	Gigi 2	-	-

Dari tabel 4.6 dapat dilihat bahwa penggunaan tingkat gigi tidak melewati *adhesion limit* pada mode 4WD untuk tidak melewati *adhesion limit* berupa jenis jalanan, kondisi jalan yaitu basah dan kering serta gradien jalan dari mulai 0° hingga 15°. Dapat dilihat bahwa hampir semua *adhesion limit* dapat dilewati oleh kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX tetapi pada saat kendaraan melewati jalanan lumpur yang basah dengan gradien 0° hingga 10° hanya dapat dilewati dengan menggunakan gigi 2. Pada kemiringan 15° kendaraan tidak bergerak dikarenakan traksi yang dihasilkan tidak mampu melewati gaya hambat yang ada pada kemiringan 15°.

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 131 kW. Langkah untuk menentukan rasio transmisi menggunakan teori progresi geometri adalah dengan menentukan 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 43 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 131 kW. Nilai percepatan mobil dapat didapatkan dengan rumus berikut,

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

$$131000 \text{ Watt} = 34.81 \times 11.94 + \frac{32569.2}{9.81} \times a \times 11.94$$

$$a = 3.29 \text{ m/s}^2$$

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,

$$F_1 = W \cdot \sin \Theta_{\max} + f_r \cdot W \cdot \cos \Theta_{\max} + \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$$

$$= 32569.2 \times \sin(30) + 0.010485 \times 32569.2 \times \cos(30) + 102.82$$

$$F_1 = 16683.15$$

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,

$$F_{\max} = \mu \times W$$

$$F_{\max} = 0.8 \times 32569.2$$

$$F_{\text{maks}} = 26055.2 \text{ N}$$

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,

$$i_1 = \frac{16683.15 \times 0.406}{400 \times 3.692 \times 0.81}$$

$$i_1 = 5.66$$

4.4.2 Menentukan Tingkat Gigi Terakhir

Rasio tingkat gigi terakhir ditentukan berdasarkan kecepatan maksimum yang diharapkan mampu dicapai oleh kendaraan, yaitu 150 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,

$$F_n = R_a + R_r$$

$$F_n = 1251.25 \text{ N} + 69.79 \text{ N}$$

$$F_n = 1321.04 \text{ N}$$

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

$$i_n = \frac{1321.04 \times 0.406}{400 \times 3.692 \times 0.81}$$

$$i_n = 1.041$$

4.4.3 Menentukan Tingkatan Rasio Gigi

- Pemasangan 5 tingkat kecepatan

$$K_g = \left(\frac{1.041}{5.66} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$K_g = 0.65$$

Sehingga,

$$i_2 = 0.65 \times 5.66 = 3.679$$

$$i_3 = 0.65 \times 3.679 = 2.391$$

$$i_4 = 0.65 \times 2.391 = 1.554$$

- Pemasangan 6 tingkat kecepatan

$$Kg = \left(\frac{1.041}{5.66} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$$Kg = 0.712$$

Sehingga,

$$i_2 = 0.712 \times 5.66 = 4.029$$

$$i_3 = 0.712 \times 4.029 = 2.868$$

$$i_4 = 0.602 \times 2.868 = 2.042$$

$$i_5 = 0.602 \times 1.234 = 1.453$$

- Pemasangan 7 tingkat kecepatan

$$Kg = \left(\frac{1.041}{5.66} \right)^{\frac{1}{6}}$$

$$Kg = 0.754$$

Sehingga,

$$i_2 = 0.754 \times 5.66 = 4.267$$

$$i_3 = 0.754 \times 3.707 = 3.217$$

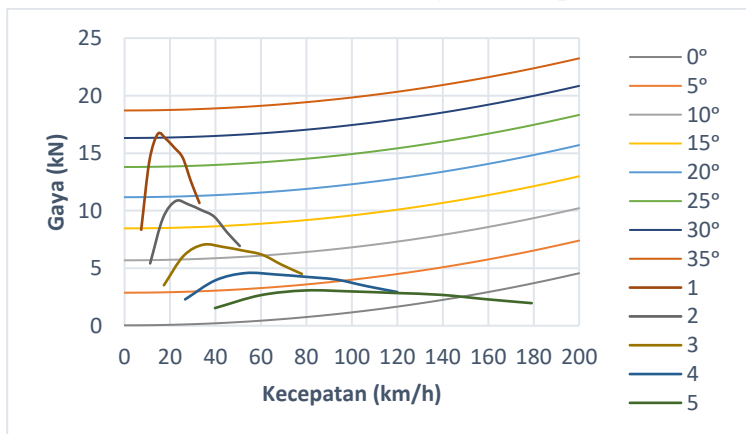
$$i_4 = 0.754 \times 3.217 = 2.425$$

$$i_5 = 0.754 \times 2.425 = 1.828$$

$$i_6 = 0.754 \times 1.828 = 1.378$$

4.5 Hasil Redesign Karakteristik Traksi Kendaraan

4.5.1 Karakteristik Traksi 5 Tingkat Kecepatan

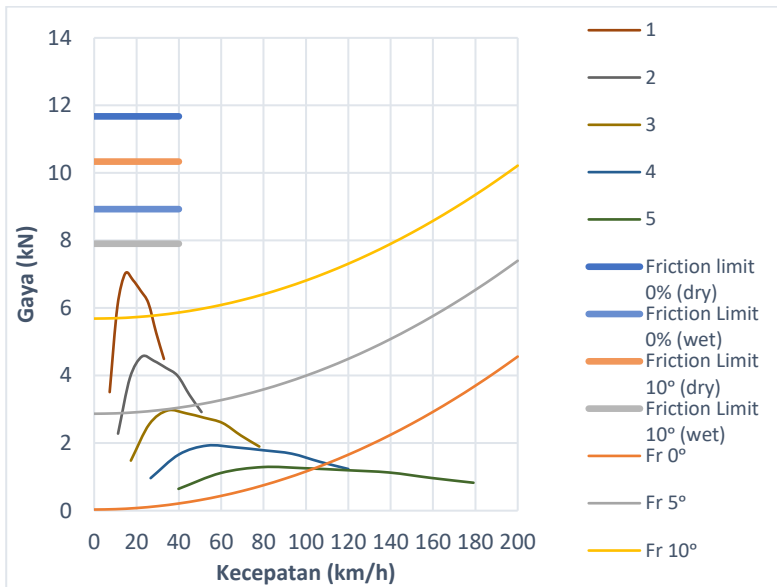


Gambar 4.13 Karakteristik Traksi 5 Tingkat Hasil Redesign.

Pada gambar 4.13 terlihat bahwa pada tingkat gigi pertama besarnya traksi maksimum untuk tingkat gigi pertama sebesar 16.676 kN pada 2000 rpm sehingga mobil ini mampu melewati jalanan dengan sudut kemiringan sebesar sebesar 30^0 . Untuk tingkat gigi kedua, nilai traksi maksimum nya sebesar 10.83 kN, pada tingkat gigi ketiga sebesar 7.044 kN, pada tingkat gigi keempat sebesar 4.578 kN, dan pada tingkat gigi kelima sebesar 3.067 kN. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai oleh Mitsubishi Strada Triton GLX adalah sebesar 146 km/jam. Secara umum, traksi yang dihasilkan pada masing-masing tingkatan gigi nilainya lebih besar dibandingkan kondisi standar.

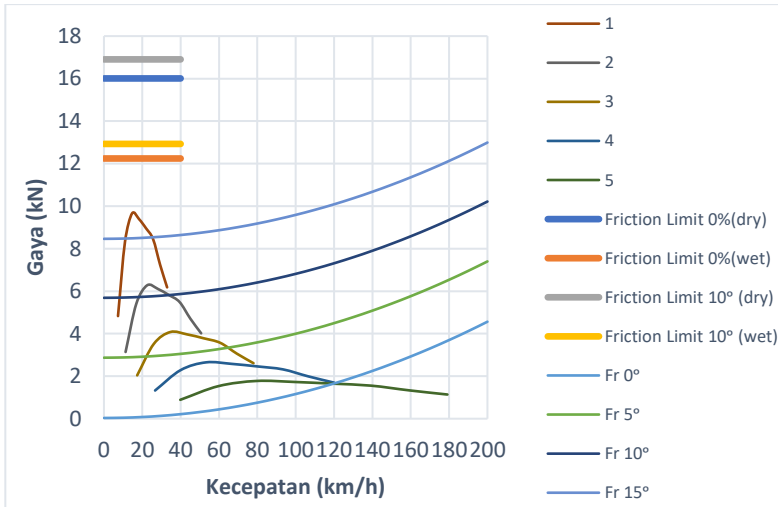
Jika dibandingkan dengan kondisi rasio transmisi standar, karakteristik traksi hasil *redesign* dengan 5 tingkat kecepatan masih memiliki *losses* yang cukup besar pada transisi dari tingkat gigi pertama ke tingkat gigi ke-dua yaitu pada kecepatan 25 km/jam saat perpindahan tingkat gigi pertama menuju tingkat gigi kedua terjadi loses traksi sebesar 3.94 kN, sedangkan pada kecepatan 40 km/jam, saat perpindahan tingkat gigi ke dua menuju tingkat gigi ke 3 terjadi loses traksi sebesar 2.4 kN. Akan tetapi, jika ditinjau dari kemampuan tanjak yang dapat ditempuh kendaraan, rasio transmisi setelah *redesign* mampu meningkatkan kemampuan tanjak hingga 30^0 atau peningkatan sebesar 50% dari kondisi standar. Dengan menggunakan rasio transmisi hasil *redesign* dengan 5 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 dan Adhesion Limit pada Mode 4WD 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*



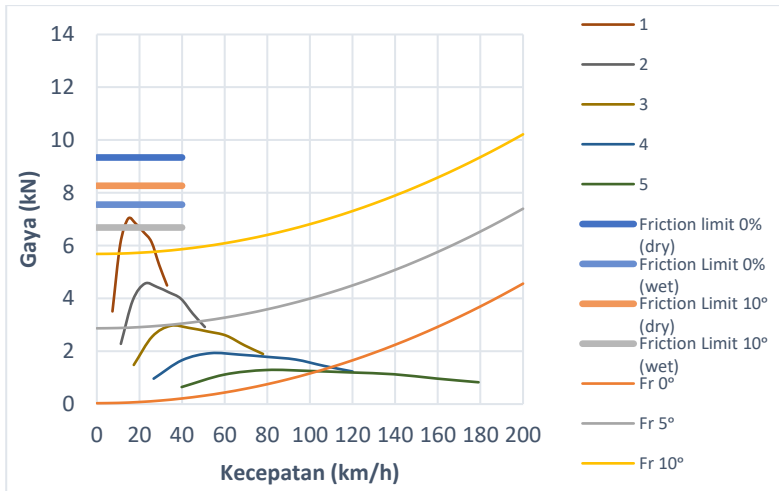
Gambar 4.14 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.14 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Traksi maksimum yang dihasilkan gigi 1 adalah sebesar 16.67 kN. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan aspal dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 10^0 tidak akan terjadi slip. Berbeda dengan sebelum *redesign*, sesudah *redesign* ban depan pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 10^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.14 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 10^0 tanpa terjadi slip.



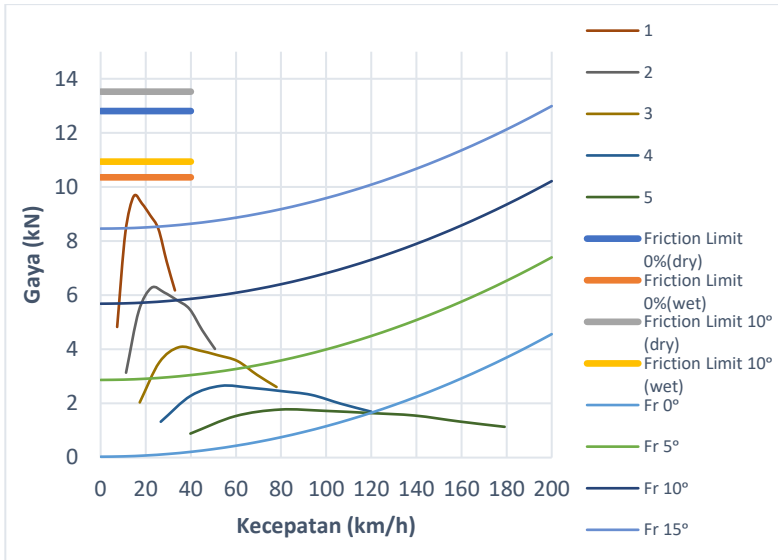
Gambar 4.15 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.15 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Traksi maksimum yang dihasilkan gigi 1 adalah sebesar 16.67 kN. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan hingga 15^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.15 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 15^0 .



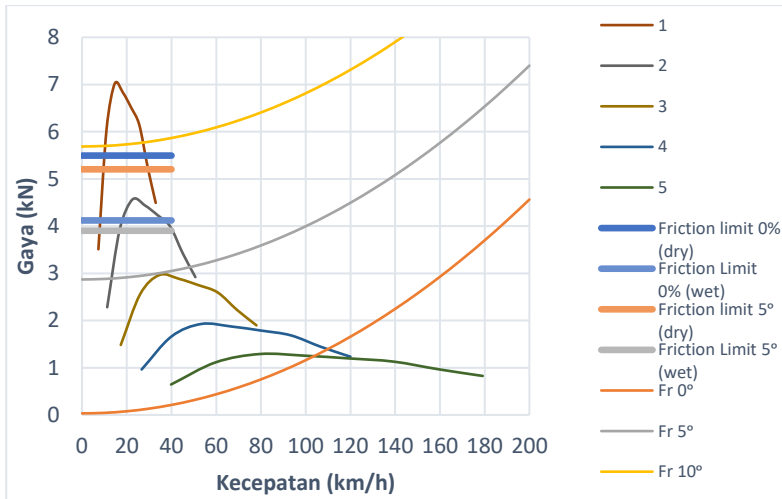
Gambar 4.16 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.16 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 sudah lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign*, karena pada sebelum *redesign* ban depan hanya mampu melewati jalan dengan kemiringan 5^0 . Tetapi traksi yang dihasilkan melewati garis adhesi limit untuk jalan berkerikil basah dengan kemiringan 10^0 sehingga untuk kondisi jalan berkerikil basah dengan kemiringan 10^0 mengalami slip.



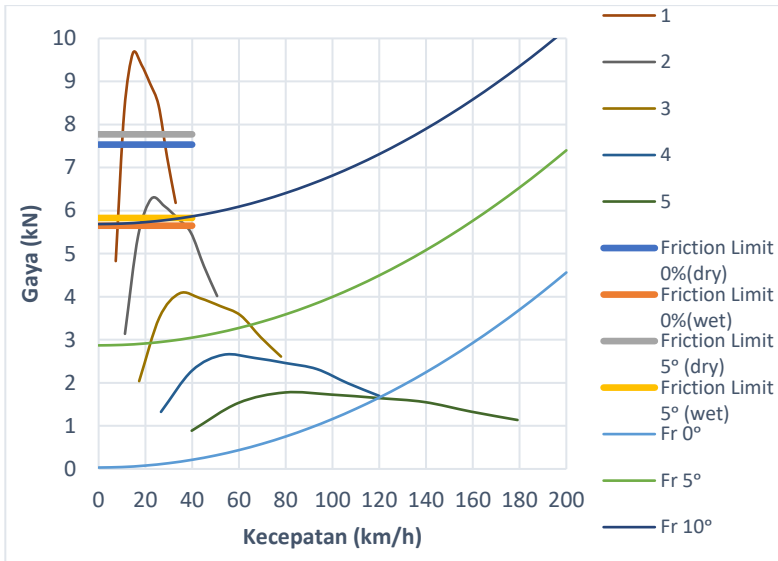
Gambar 4.17 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.17 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 15° sudah lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign*, karena pada sebelum *redesign* ban belakang hanya mampu melewati jalan dengan kemiringan 10° . Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0° hingga 10° untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 15° hal ini dapat dilihat pada grafik 4.17 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 15° .



Gambar 4.18 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.18 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 tetapi melewati semua garis adhesi limit, sehingga pada jalan tanah dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 baik kering maupun basah jika dilewati dengan menggunakan gigi 1 maka akan terjadi slip. Dengan menggunakan gigi 2 maka dapat menghindari terjadinya slip pada jalan tanah dengan kondisi kering tetapi pada kondisi basah slip tetap terjadi. Pada saat gigi 2 kendaraan mampu melewati jalan dengan kemiringan 5^0 lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign* yaitu kemiringan 0^0 .



Gambar 4.19 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 5 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

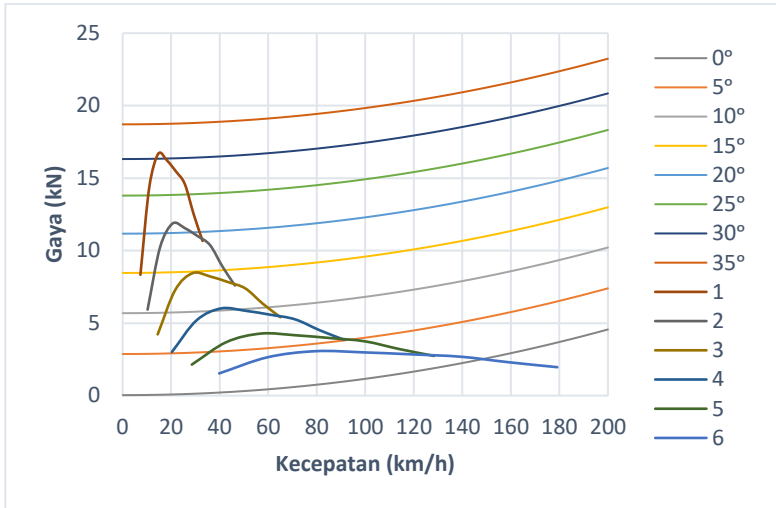
Pada gambar 4.19 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 tetapi melewati semua garis adhesi limit, sehingga pada jalan tanah dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 baik kering maupun basah jika dilewati dengan menggunakan gigi 1 maka akan terjadi slip. Jika menggunakan gigi 2 dapat melewati jalan tanah kering tanpa mengalami slip, tetapi slip tetap terjadi jika jalannya basah. Pada saat gigi 2 kendaraan mampu melewati jalan dengan kemiringan hingga 10^0 lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign* yaitu kemiringan 5^0 .

Tabel 4.7 Penggunaan Tingkat Transmisi untuk Melawan Hambatan Tanjak dan Tidak Melebihi *Adhesion Limit* pada Mode 4WD 5 tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Jenis Jalan	Dry				Wet			
	0°	5°	10°	15°	0°	5°	10°	15°
Road Surface	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Gravel	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Clay	Gigi 2	Gigi 2	Gigi 2	-	Gigi 3	Gigi 3	-	-

Dari tabel 4.7 dapat dilihat bahwa penggunaan tingkat gigi tidak melewati *adhesion limit* pada mode 4WD untuk tidak melewati *adhesion limit* berupa jenis jalanan, kondisi jalan yaitu basah dan kering serta gradien jalan dari mulai 0° hingga 15°. Dapat dilihat bahwa hampir semua *adhesion limit* dapat dilewati oleh kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX tetapi pada saat kendaraan melewati jalanan lumpur yang basah dengan gradien 0° hingga 5° kendaraan hanya mampu melewatinya tanpa mengalami slip dengan menggunakan gigi 3. Pada kondisi jalan tanah dengan kondisi basah kemiringan 10° dan 15° kendaraan tidak bergerak, dikarenakan torsi yang dihasilkan tidak mampu melewati gaya hambat yang ada pada kemiringan tersebut.

4.5.3 Karakteristik Traksi 6 Tingkat Kecepatan



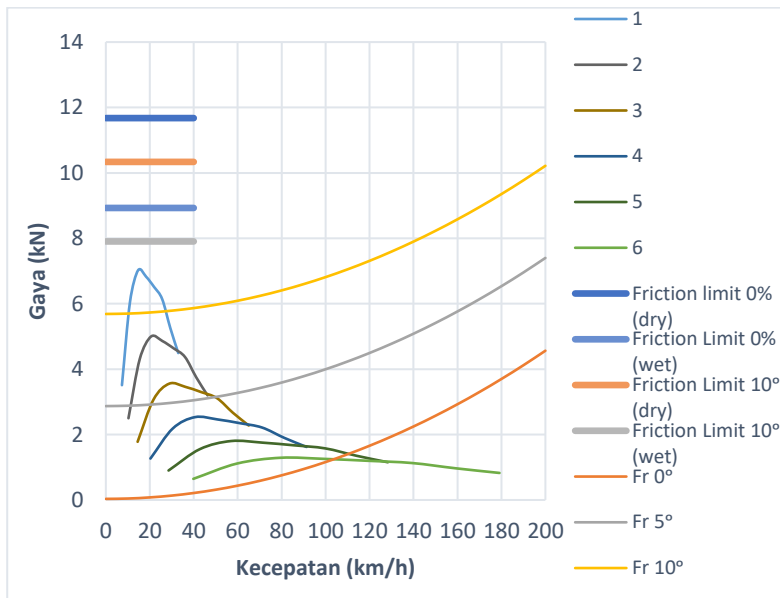
Gambar 4.20 Karakteristik Traksi 6 Tingkat Hasil *Redesign*

Pada gambar 4.20 terlihat bahwa pada tingkat gigi pertama besarnya traksi maksimum untuk tingkat gigi pertama sebesar 16.672 kN pada 2000 rpm sehingga mobil ini mampu melewati jalanan dengan sudut kemiringan sebesar sebesar 30^0 . Untuk tingkat gigi kedua, nilai traksi maksimum nya sebesar 11.87 kN, pada tingkat gigi ketiga sebesar 8.45 kN, pada tingkat gigi keempat sebesar 6.016 kN pada tingkat gigi kelima sebesar 4.281 kN, dan pada tingkat gigi keenam sebesar 3.067 kN. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai oleh Mitsubishi Strada Triton GLX adalah sebesar 146 km/jam.

Jika dibandingkan dengan kondisi rasio transmisi standar dan 5 tingkat hasil *redesign*, karakteristik traksi hasil *redesign* dengan 6 tingkat kecepatan memiliki *losses* yang lebih kecil pada transisi dari tingkat gigi pertama ke tingkat gigi ke-dua, begitu juga dengan tingkat gigi berikutnya. Pada kecepatan 25 km/jam saat perpindahan tingkat gigi pertama menuju tingkat gigi kedua terjadi loses traksi sebesar 3.05 kN, sedangkan pada kecepatan 40 km/jam,

saat perpindahan tingkat gigi ke dua menuju tingkat gigi ke 3 terjadi loses traksi sebesar 1.1 kN. Akan tetapi, bertambahnya 1 pasang gear akan berpengaruh terhadap dimensi poros pada transmisi, yang menyebabkan perubahan terhadap dimensi *transmission case* pula.

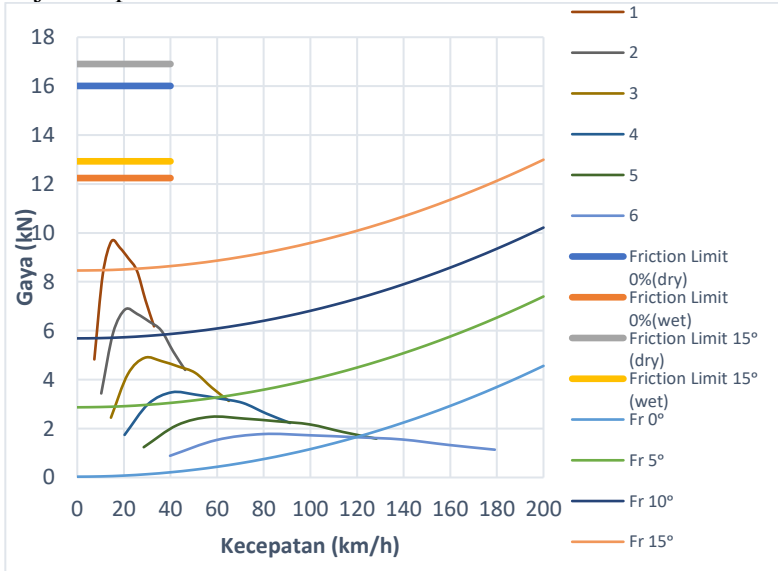
4.5.4 Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit pada Mode 4WD 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*



Gambar 4.21 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*.

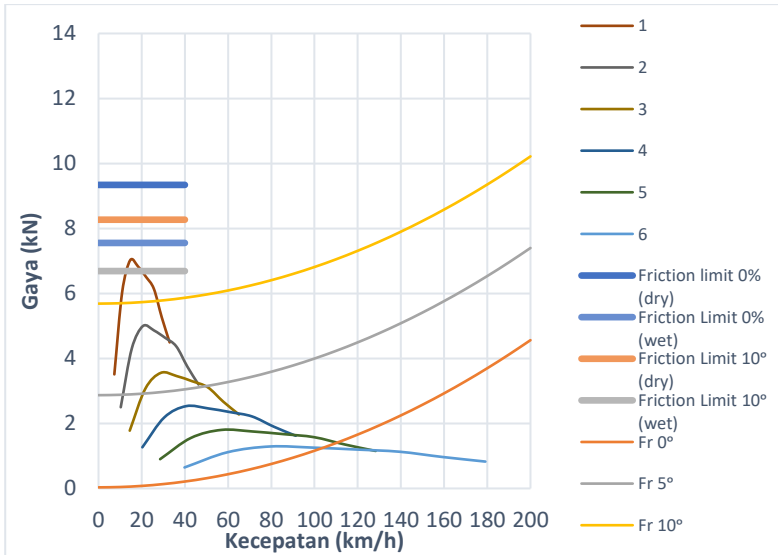
Pada gambar 4.21 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Traksi maksimum yang dihasilkan gigi 1 adalah sebesar 16.67 kN. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan aspal dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 10^0 tidak akan terjadi

slip. Berbeda dengan sebelum *redesign*, sesudah *redesign* ban depan pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 10^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.21 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 10^0 tanpa terjadi slip.



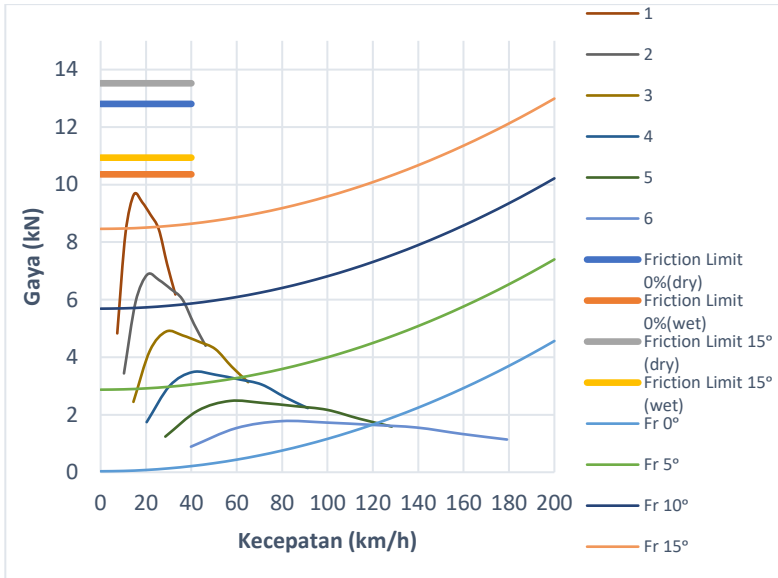
Gambar 4.22 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Aspal 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.22 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Traksi maksimum yang dihasilkan gigi 1 adalah sebesar 16.67 kN. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 15^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan hingga 15^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.15 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 15^0 .



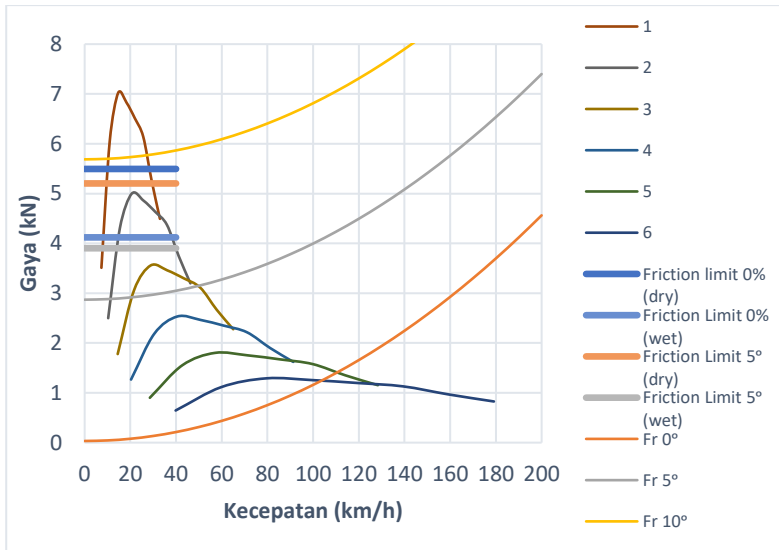
Gambar 4.23 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.23 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 sudah lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign*, karena pada sebelum *redesign* ban depan hanya mampu melewati jalan dengan kemiringan 5^0 . Tetapi traksi yang dihasilkan melewati garis adhesi limit untuk jalan berkerikil basah dengan kemiringan 10^0 sehingga untuk kondisi jalan berkerikil basah dengan kemiringan 10^0 mengalami slip.



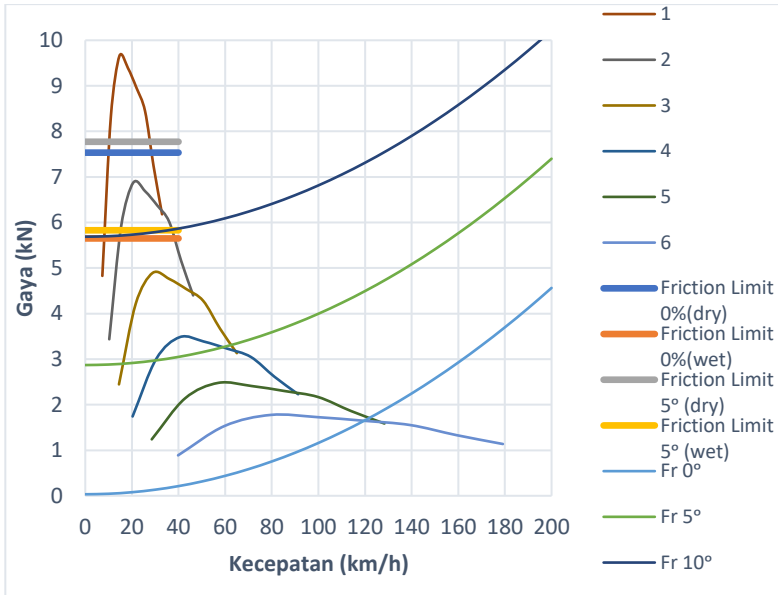
Gambar 4.24 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.24 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 15° sudah lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign*, karena pada sebelum *redesign* ban belakang hanya mampu melewati jalan dengan kemiringan 10° . Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0° hingga 15° untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 15° hal ini dapat dilihat pada grafik 4.17 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 15° .



Gambar 4.25 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.25 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 tetapi melewati semua garis adhesi limit, sehingga pada jalan tanah dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 baik kering maupun basah jika dilewati dengan menggunakan gigi 1 maka akan terjadi slip. Dengan menggunakan gigi 2 maka dapat menghindari terjadinya slip pada jalan tanah dengan kondisi kering tetapi pada kondisi basah slip tetap terjadi. Pada saat gigi 2 kendaraan mampu melewati jalan dengan kemiringan 5^0 lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign* yaitu kemiringan 0^0 .



Gambar 4.26 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

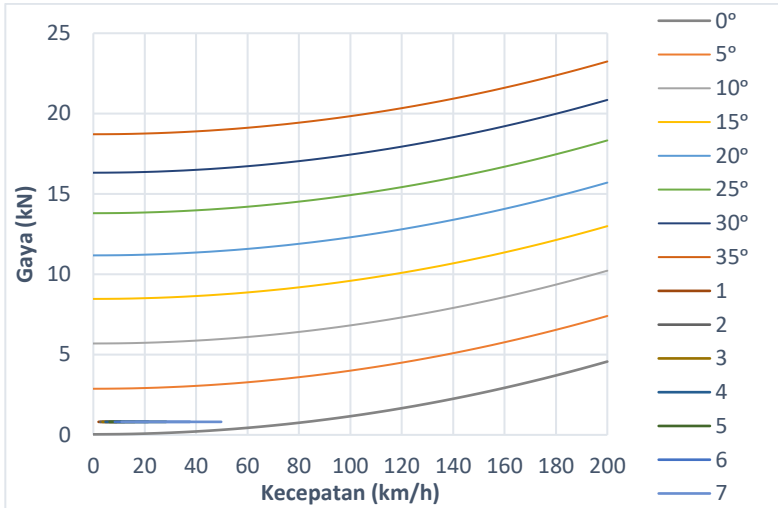
Pada gambar 4.26 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 tetapi melewati semua garis adhesi limit, sehingga pada jalan tanah dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 baik kering maupun basah jika dilewati dengan menggunakan gigi 1 maka akan terjadi slip. Jika menggunakan gigi 2 dapat melewati jalan tanah kering tanpa mengalami slip, tetapi slip tetap terjadi jika jalannya basah. Pada saat gigi 2 kendaraan mampu melewati jalan dengan kemiringan hingga 10^0 lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign* yaitu kemiringan 5^0 .

Tabel 4.8 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi *adhesion limit* pada mode 4WD 6 tingkat kecepatan setelah *redesign* .

Jenis Jalan	Dry				Wet			
	0°	5°	10°	15°	0°	5°	10°	15°
Road Surface	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Gravel	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Clay	Gigi 2	Gigi 2	Gigi 2	-	Gigi 3	Gigi 3	-	-

Dari tabel 4.8 dapat dilihat bahwa penggunaan tingkat gigi tidak melewati *adhesion limit* pada mode 4WD untuk tidak melewati *adhesion limit* berupa jenis jalanan, kondisi jalan yaitu basah dan kering serta gradien jalan dari mulai 0° hingga 15°. Dapat dilihat bahwa hampir semua *adhesion limit* dapat dilewati oleh kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX tetapi pada saat kendaraan melewati jalanan lumpur yang basah dengan gradien 0° hingga 5° kendaraan hanya mampu melewatinya tanpa mengalami slip dengan menggunakan gigi 3. Pada kondisi jalan tanah dengan kondisi basah kemiringan 10° dan 15° kendaraan tidak bergerak, dikarenakan torsi yang dihasilkan tidak mampu melewati gaya hambat yang ada pada kemiringan tersebut.

4.5.5 Karakteristik Traksi 7 Tingkat Kecepatan



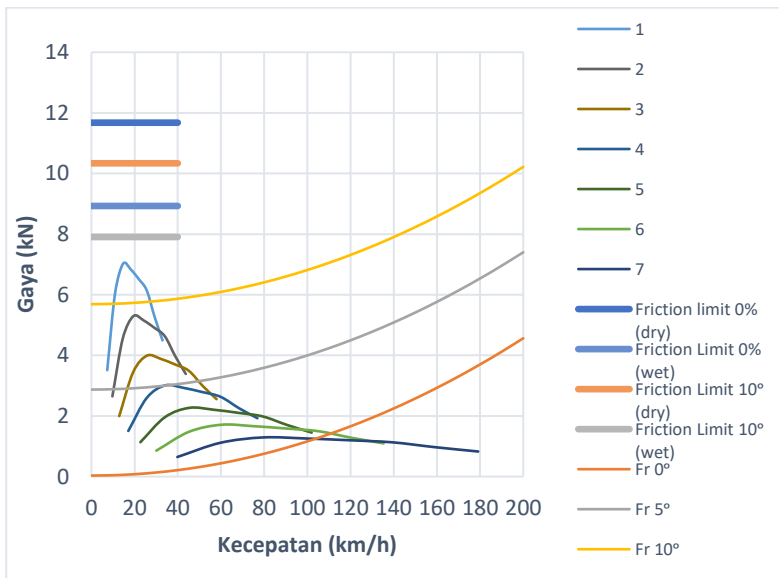
Gambar 4.27 Karakteristik Traksi 7 Tingkat Hasil *Redesign*

Pada gambar 4.27 terlihat bahwa pada tingkat gigi pertama besarnya traksi maksimum untuk tingkat gigi pertama sebesar 16.67 kN pada 2000 rpm sehingga mobil ini mampu melewati jalanan dengan sudut kemiringan sebesar sebesar 30^0 . Untuk tingkat gigi kedua, nilai traksi maksimum nya sebesar 12.571 kN, pada tingkat gigi ketiga sebesar 9.478 kN, pada tingkat gigi keempat sebesar 7.144 kN, pada tingkat gigi kelima sebesar 5.385 kN, dan pada tingkat gigi keenam sebesar 4.06 kN, pada tingkat gigi ketujuh sebesar 3.067 kN. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai oleh Mitsubishi Strada Triton GLX adalah sebesar 146 km.

Hasil *redesign* transmisi dengan 7 tingkat kecepatan menghasilkan distribusi traksi pada range kecepatan 0 km/jam sampai dengan 146 km/jam yang jauh lebih merata jika dibandingkan dengan karakteristik traksi standar, maupun *redesign* 5 dan 6 tingkat kecepatan. Hal ini dapat dilihat dari semakin mengecilnya celah antara garis grafik traksi kendaraan saat

melakukan perpindahan tingkat kecepatan. Dari grafik 4.10 dapat disimpulkan bahwa *redesign* menggunakan 7 tingkat transmisi memiliki nilai *losses* yang paling kecil. *Redesign* menggunakan 7 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.

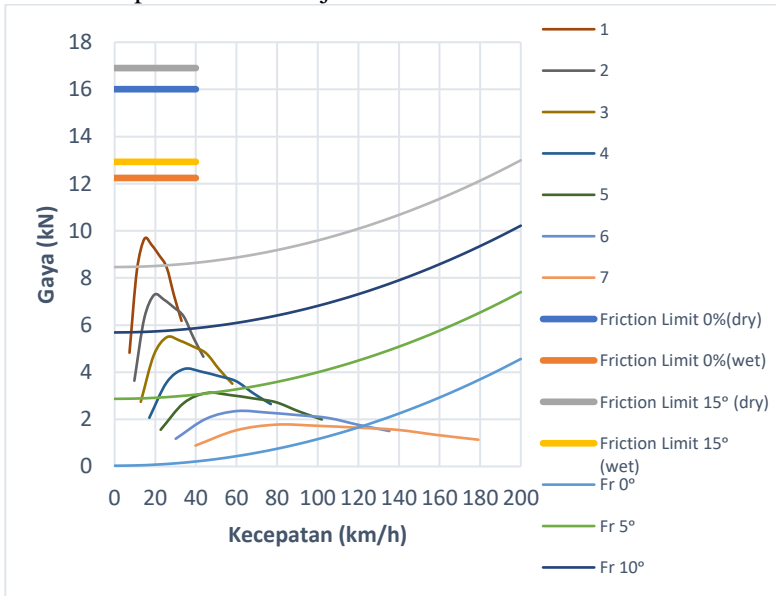
4.5.6 Karakteristik Traksi dan Adhesion Limit pada Mode 4WD 6 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*



Gambar 4.28 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Aspal 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.28 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Traksi maksimum yang dihasilkan gigi 1 adalah sebesar 7.02 kN. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan

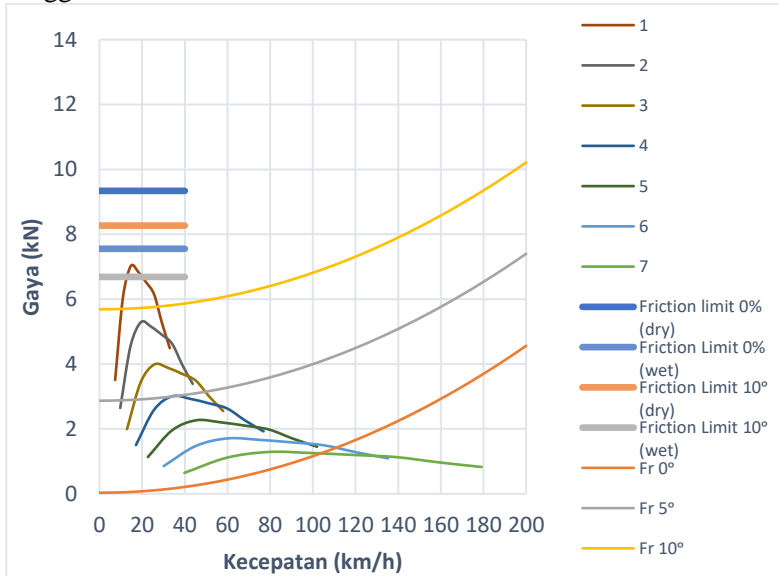
tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 10^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi jalan aspal dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 10^0 tidak akan terjadi slip. Sebelum *redesign* ban depan pada kondisi 4WD hanya mampu melewati tanjakan 5^0 , sesudah *redesign* ban depan pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 10^0 .



Gambar 4.29 Karakteristik traksi 4WD (ban belakang) pada kondisi jalan aspal 7 tingkat kecepatan setelah *redesign*.

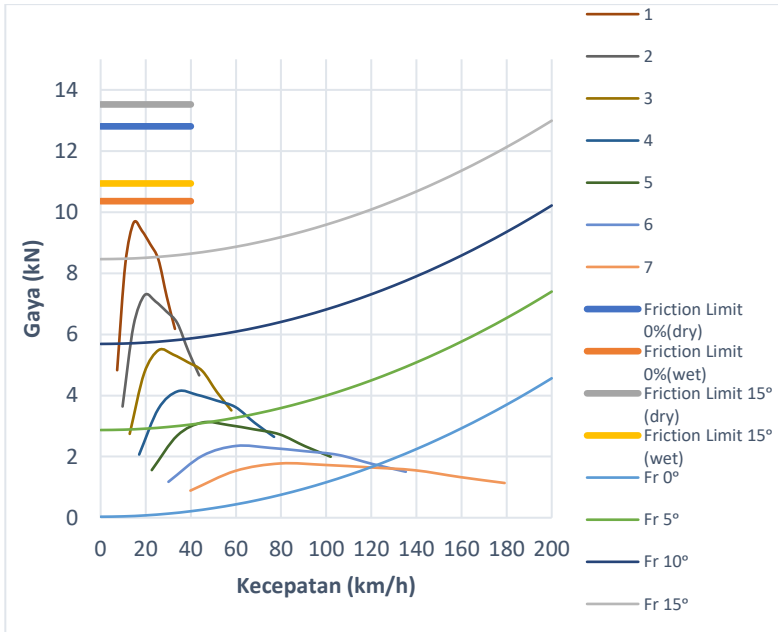
Pada gambar 4.29 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan aspal dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Traksi maksimum yang dihasilkan gigi 1 adalah sebesar 9.65 kN. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0^0 hingga 15^0 untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan hingga 15^0 hal ini dapat dilihat pada grafik 4.29 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 15^0

sebelum *redesign* ban belakang hanya mampu melewati tanjakan hingga 10^0 .



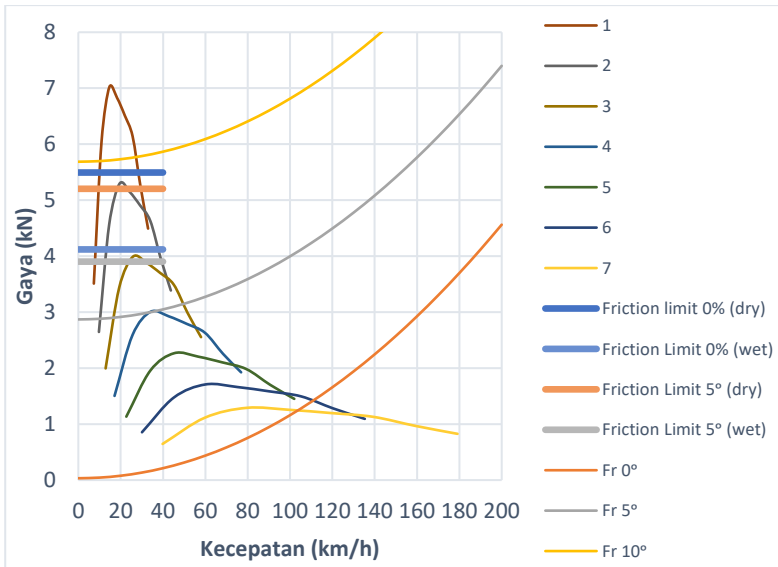
Gambar 4.30 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Kerikil 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.30 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 sudah lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign*, karena pada sebelum *redesign* ban depan hanya mampu melewati jalan dengan kemiringan 5^0 . Tetapi traksi yang dihasilkan melewati garis adhesi limit untuk jalan berkerikil basah dengan kemiringan 10^0 sehingga untuk kondisi jalan berkerikil basah dengan kemiringan 10^0 mengalami slip.



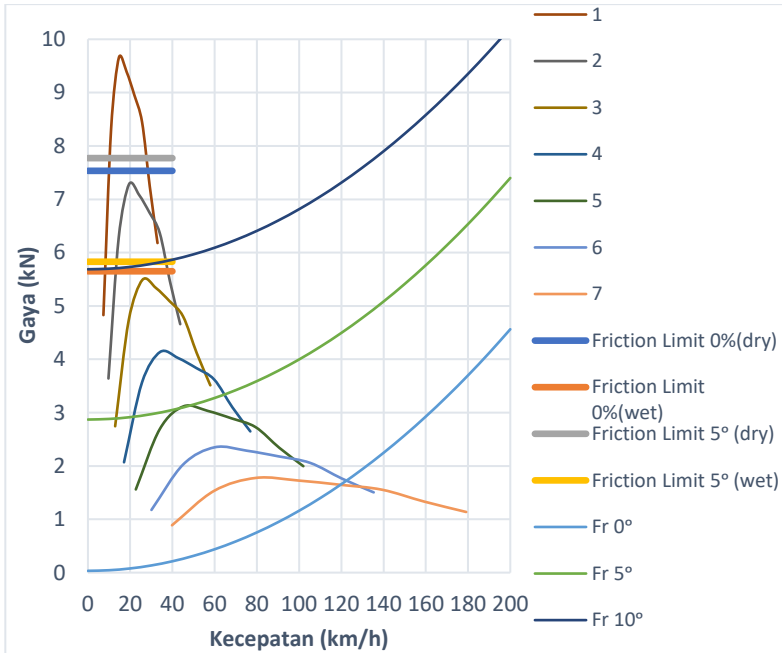
Gambar 4.31 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Kerikil 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.31 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan berkerikil dengan pembagian torsi ke ban belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 15° sudah lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign*, karena pada sebelum *redesign* ban belakang hanya mampu melewati jalan dengan kemiringan 10° . Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 traksi yang dihasilkan tidak melewati garis friction limit 0° hingga 10° untuk kondisi jalan kering maupun basah tidak akan terjadi slip. Ban belakang pada kondisi 4WD mampu melewati tanjakan 15° hal ini dapat dilihat pada grafik 4.31 bahwa gigi 1 mampu melewati gaya hambat yang dihasilkan pada jalan dengan kemiringan 15° .



Gambar 4.32 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Depan) pada Kondisi Jalan Tanah 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.32 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke depan adalah 42.1%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 tetapi melewati semua garis adhesi limit, sehingga pada jalan tanah dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 baik kering maupun basah jika dilewati dengan menggunakan gigi 1 maka akan terjadi slip. Dengan menggunakan gigi 2 maka dapat menghindari terjadinya slip pada jalan tanah dengan kondisi kering tetapi pada kondisi basah slip tetap terjadi. Pada saat gigi 2 kendaraan mampu melewati jalan dengan kemiringan 5^0 lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign* yaitu kemiringan 0^0 .



Gambar 4.33 Karakteristik Traksi 4WD (Ban Belakang) pada Kondisi Jalan Tanah 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Pada gambar 4.33 menunjukkan traksi yang dihasilkan pada kondisi jalan tanah dengan pembagian torsi ke belakang adalah 57.9%. Dari grafik dapat dilihat bahwa pada gigi 1 mampu melewati tanjakan dengan kemiringan 10^0 tetapi melewati semua garis adhesi limit, sehingga pada jalan tanah dengan kemiringan 0^0 sampai dengan 5^0 baik kering maupun basah jika dilewati dengan menggunakan gigi 1 maka akan terjadi slip. Jika menggunakan gigi 2 dapat melewati jalan tanah kering tanpa mengalami slip, tetapi slip tetap terjadi jika jalannya basah. Pada saat gigi 2 kendaraan mampu melewati jalan dengan kemiringan hingga 10^0 lebih baik dibandingkan dengan sebelum *redesign* yaitu kemiringan 5^0 .

Tabel 4.9 Penggunaan Tingkat Transmisi untuk Melawan Hambatan Tanjak dan Tidak Melebihi *Adhesion Limit* pada Mode 4WD 7 Tingkat Kecepatan Setelah *Redesign*

Jenis Jalan	Dry				Wet			
	0°	5°	10°	15°	0°	5°	10°	15°
Road Surface	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Gravel	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Clay	Gigi 2	Gigi 2	Gigi 2	-	Gigi 3	Gigi 3	-	-

Dari tabel 4.9 dapat dilihat bahwa penggunaan tingkat gigi tidak melewati *adhesion limit* pada mode 4WD untuk tidak melewati *adhesion limit* berupa jenis jalanan, kondisi jalan yaitu basah dan kering serta gradien jalan dari mulai 0° hingga 15°. Dapat dilihat bahwa hampir semua *adhesion limit* dapat dilewati oleh kendaraan Mitsubishi Strada Triton GLX tetapi pada saat kendaraan melewati jalanan lumpur yang basah dengan gradien 0° hingga 5° kendaraan hanya mampu melewatinya tanpa mengalami slip dengan menggunakan gigi 3. Pada kondisi jalan tanah dengan kondisi basah kemiringan 10° dan 15° kendaraan tidak bergerak, dikarenakan torsi yang dihasilkan tidak mampu melewati gaya hambat yang ada pada kemiringan tersebut.

4.6 Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi

Untuk memilih hasil *redesign* yang akan digunakan, maka penulis akan memberikan penilaian kepada setiap tingkat transmisi yang *redesign*. Penilaian meliputi beberapa faktor, yaitu faktor efisiensi konstruksi, distribusi traksi yang dihasilkan, besarnya loses traksi yang terjadi, percepatan yang dihasilkan, dan penambahan beban yang terjadi setelah *redesign*. Untuk hasil yang dianggap baik akan diberikan nilai 3, untuk hasil yang dianggap

cukup akan diberi nilai 2, dan hasil yang kurang baik akan mendapatkan nilai 1. Dan setiap faktor penilaian memiliki bobot yang berbeda. Berikut hasil penilaian yang telah dilakukan.

Tabel 4.10 Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi Berdasarkan Bobot Faktor Tertentu

Faktor	Bobot	Redesign 5	Redesign 6	Redesign 7
Efisiensi Konstruksi	40%	3	2	1
Distribusi Traksi	15%	1	2	3
Losses Traksi	15%	1	2	3
Percepatan	20%	1	1	2
Penambahan Beban	10%	3	2	1
Total Nilai		2	1.8	1.8

Sehingga setelah dilakukan penilaian, hasil tertinggi didapatkan oleh transmisi hasil *redesign 5* tingkat kecepatan. Transmisi hasil *redesign 5* tingkat kecepatan memiliki efisiensi konstruksi yang paling baik dan penambahan beban yang tidak terlalu signifikan walaupun dalam hal distribusi traksi, losses yang dihasilkan pada tingkat kecepatan tertentu, serta percepatan yang dihasilkan masih kurang baik jika dibandingkan transmisi hasil *redesign 6* dan *7* 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 mobil mampu menghasilkan traksi maksimum sebesar 12.7075 kN di 2000 rpm dengan menggunakan tingkat gigi pertama, tanjakan maksimum yang dapat dilewati adalah tanjakan dengan kemiringan hingga 20° .
2. Pada kondisi standar, mobil mitsubishi strada triton GLX mampu mencapai kecepatan maksimum sebesar 145 km/jam pada tingkat gigi keempat. Sedangkan, traksi yang dihasilkan oleh tingkat gigi ke lima dengan *gradeability* 0% (kondisi jalan datar) hanya mampu mendorong kendaraan sampai kecepatan maksimum 135 km/jam akibat adanya gaya hambat angin dan *rolling* yang muncul. Sehingga, berdasarkan analisa dapat dikatakan rasio gigi ke lima pada kondisi standar kurang optimal.
3. Antara tingkat gigi pertama menuju tingkat gigi kedua, serta tingkat gigi kedua menuju tingkat gigi ketiga pada kondisi standar, masih terdapat loses traksi yang cukup besar dilihat dari celah yang ada pada grafik karakteristik traksi.
4. Pada kondisi standar, ban depan tanpa dibantu oleh ban belakang dengan menggunakan gigi 1 hanya mampu melewati tanjakan sebesar 5° dan ban belakang sebesar 10° . Dengan menggunakan gigi 1 slip yang terjadi di ban depan adalah ketika jalan bertanah kondisi basah dengan kemiringan 0° hingga 5° dan juga kondisi kering pada kemiringan 5° . Pada ban belakang dengan menggunakan gigi 1 slip yang terjadi di ban depan adalah ketika melewati jalan bertanah kondisi basah dengan kemiringan 0° hingga

- 5⁰. Dengan menggunakan gigi 1 slip yang terjadi dapat diatasi dengan menggunakan rpm rendah yaitu 1000 sampai dengan 1300 rpm, atau dengan menggunakan gigi 2.
5. Hasil *redesign* rasio transmisi pada tingkat gigi pertama (baik pada 5,6 maupun 7 tingkat kecepatan) menghasilkan traksi kotor yang lebih tinggi dari kondisi standar yaitu sebesar 16.6762 kN dengan menggunakan tingkat gigi pertama, tanjakan maksimum yang dapat dilewati adalah tanjakan dengan kemiringan hingga 30⁰.
 6. Hasil *redesign* rasio transmisi pada tingkat gigi terakhir (baik pada 5,6 maupun 7 tingkat kecepatan) menghasilkan gaya dorong yang mampu melawan gaya hambat angin sampai kecepatan 148 km/jam.
 7. Hasil *redesign* rasio transmisi (baik pada 5, 6, maupun 7 tingkat kecepatan), ban depan menggunakan gigi 1 tanpa dibantu oleh ban belakang mampu melewati tanjakan hingga 10⁰ dan ban belakang sebesar 15⁰. Dengan menggunakan gigi 1 slip terjadi di ban depan ketika melewati jalan bertanah kondisi basah dan kering dengan kemiringan 0⁰ hingga 5⁰. Pada ban belakang dengan menggunakan gigi 1 slip terjadi ketika melewati jalan bertanah kondisi basah dengan kemiringan 0⁰ hingga 5⁰. Agar slip tidak terjadi dapat menggunakan gigi 2 dengan menggunakan rpm rendah yaitu dari 1000 sampai dengan 1500 rpm.
 8. Besarnya loses traksi pada tingkat gigi pertama menuju tingkat gigi kedua ditinjau pada kecepatan 25 km/jam mengalami penurunan dari kondisi standar sebesar 6.51 kN, hasil *redesign* 5 tingkat sebesar 3.94 kN, hasil *redesign* 6 tingkat kecepatan sebesar 3.05 kN, kemudian pada hasil *redesign* 7 tingkat kecepatan sebesar 2.47 kN, begitu pula jika ditinjau pada perpindahan tingkat gigi berikutnya. Artinya loses traksi dapat diminimalisir dengan menambah jumlah tingkatan kecepatan.

5.2 **Saran**

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 tinjauan mengenai berat optimal sistem transmisi untuk kendaraan
3. Perlu dilakukan tinjauan volume transmisi yang sesuai ruang yang tersedia pada mobil

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] AHG. 2015. *4x4 Triton Brochure*. http://www.ahg.com.au/docs/librariesprovider43/default-document-library/4x4_triton_brochure.pdf?sfvrsn=2. Diakses 14 Maret 2018.
- [2] Eagletransmission. 2016. *Schaeffler E-Clutch – Changing the Way for Manual Transmission Vehicles*. Retrieved. <http://www.eagletransmission.com/10-news-cat/196-schaeffler-e-clutch-changing-the-way-for-manual-transmission-vehicles>. Diakses 18 Maret 2018.
- [3] Rahman, R. F. 2018. *Perancangan dan Analisis Karakteristik Traksi Pada Mobil Multiguna Pedesaan WAPRODES*. Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember : Surabaya.
- [4] Sutantra, I N., Sampurno, B. 2015. *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Guna Widya : Surabaya.
- [5] Sutantra, I N. 2010. *Teknologi Otomotif Hybrid Edisi Pertama*. Guna Widya : Surabaya.
- [6] Taborek, J. J. 1957. *Mechanics of Vehicles*. Penton Publishing Co : Ohio.
- [7] Wardana, N. Y. 2016. *Analisis Karakteristik Traksi Serta Redesign Rasio Transmisi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4)*. Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember : Surabaya.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Nyoman Angga Adwitya Kirana anak kedua dari empat bersaudara, dari pasangan Bapak I Nyoman Kirana dan Ibu Komang Sri Murtini, lahir di Duri pada tanggal 25 Juli 1995. Berlatar pendidikan di SD Santo Yosef Duri (2001-2007), SMP Negeri 1 Gianyar (2007-2010), SMA Negeri 4 Denpasar (2010-2013), serta menempuh pendidikan Sarjana Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS).

Penulis semasa kuliah aktif berorganisasi di Mesin ITS Autosport sebagai anggota pada Divisi Racing lalu menjadi staff ahli pada Divisi Racing dan pernah menjadi koordinator keamanan, konsumsi dan perijinan dan juga koordinator racing pada event yang diselenggarakan oleh Mesin ITS Autosport serta menjadi Ketua Event pada Kejuaraan Daerah Mesin Rally 2016 yang diselenggarakan oleh Mesin ITS Autosport.

Akhir kata penulis mengucapkan rasa syukur yang sebesar-besarnya atas terselesaikannya tugas akhir ini. Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini jauh dari kata sempurna, karena itu kritik dan saran sangat dipersilahkan. Penulis dapat dihubungi melalui email nyomananggaak@gmail.com

(halaman ini sengaja dikosongkan)