TUGAS AKHIR - TM 141585

PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI 2WD DAN 4WD SERTA ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN

MAHMUD RIFAI
NRP 02111440000108

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

PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI 2WD DAN 4WD SERTA ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN

MAHMUD RIFAI
NRP 02111440000108

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

DESIGN 2WD AND 4WD TRANSMISSION SYSTEM AND TRACTION CHARACTERISTIC ANALYSIS OF RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE

MAHMUD RIFAI
NRP 02111440000108

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

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

PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI 2WD DAN 4WD SERTA ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN

TUGAS AKHIR

Digunakan 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:
Mahmud Rifai
NRP 02111440000108

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,Ph.D. .....(Pembimbing)
   NIP. 195106051978031002
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA .....(Penguji I)
   NIP. 196508101991021001
3. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. .....(Penguji II)
   NIP. 196807061999031004
4. Ari Kurniawan Saputra ST., MT. .....(Penguji II)
   NIP. 198604012015041001

SURABAYA
JULI 2018

PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI 2WD DAN 4WD SERTA ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN

Nama : **Mahmud Rifai**
NRP : **02111440000108**
Departemen : **Teknik Mesin FTI-ITS**
Dosen Pembimbing : **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,Ph.D**

ABSTRAK

Mobil multiguna pedesaan merupakan mobil yang ditujukan untuk dapat membantu kegiatan perekonomian di daerah pedesaan, misalnya mengangkut hasil pertanian, perkebunan, mengangkut orang dan masih banyak lagi. Mobil multigina pedesaan dirancang untuk dioperasikan diwilayah pedesaan yang tentunya memiliki medan jalan lebih beragam daripada medan jalan pada umumnya. Medan jalan yang dimaksud seperti tanjakan turunan curam, jalan berbatu, jalan berpasir, jalan yang basah, jalan sempit yang banyak ditemui didaerah perbukitan, pegunungan, dan pesisir pantai. Kondisi demikian membuat Mobil Multiguna pedesaan yang telah ada tidak cukup hanya sebagai mobil yang dapat mengangkut sekaligus mengolah hasil pertanian, akan tetapi mobil akan lebih sempurna jika dirancang dapat melewati medan sulit yang ada secara optimal.

Dalam penelitian ini dilakukan sebuah perancangan dan analisa sistem transmisi pada mobil multiguna pedesaan. Mobil multiguna pedesaan yang baru dirancang menggunakan engine Diesel. Perhitungan yang dilakukan meliputi dua tahap, untuk tahap perhitungan yang pertama adalah menghitung besar dari gaya hambat yang terjadi pada kendaraan diantaranya drag force, rolling resistance serta gaya hambat tanjakan, selanjutnya menghitung rasio transmisi dan tingkat transmisi yang akan digunakan pada mobil multiguna pedesaan. Selanjutnya adalah

tahap analisa akan dilakukan analisa terhadap karakteristik traksi serta karakteristik power yang terjadi dari rancangan rasio transmisi tersebut. Setelah itu didapatkan parameter sistem transmisi selanjutnya dilakukan perancangan setiap komponen dari sistem transmisi

Dari hasil penelitian, untuk dapat menempuh medan tanjakan maksimal dan kecepatan maksimal yang diinginkan maka rasio transmisi yang digunakan berturut-turut 8.4 , 4, 2, dan 1 untuk rasio gigi 1 sampai 4. Dengan rasio tersebut Mobil Multiguna Pedesaan akan memiliki kemampuan menanjak maksimal kemiringan jalan 30^{o} dan kecepatan maksimal 69.2 km/jam. Penggunaan modifikasi sistem Transfer Case memungkinkan kendaraan untuk memindah daya engine untuk memutar mesin produksi lebih terintegrasi dan dapat beroperasi mode 4 Wheel Drive , sehingga spin area saat mobil melaju pada jalan yang miring atau kontur jalan buruk meningkat dan meminimalkan terjadinya slip pada roda sehingga mobil lebih handal melewati berbagai kondisi kontur jalan di pedesaan.

Kata Kunci : Gaya Hambat, Diesel, Transmisi, Traksi

DESAIGN 2WD AND 4WD TRANSMISSION SYSTEM AND TRACTION CHARACTERISTIC ANALYSIS OF RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE

Name	**: Mahmud Rifai**
NRP	**: 02111440000108**
Departement	**: Teknik Mesin FTI-ITS**
Adviser	**: Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,Ph.D**

ABSTRACT

Rural Multipurpose Vehicle is a vehicle aimed to help the economic activities in countryside, for example transporting agricultural, forestry, transport people and many more. The vehicle was designed to operated in countrysise teritory which surely has the terrain of the road is more diverse than the terrain of the road in general. The terrain of the road is like steep climbs, cobbled streets, sandy roads, wet streets, many narrow streets on the hills, mountains, and coastlines. These conditions create a rural multipurpose vehicle not just as a vehicle that can haul while cultivate agricultural output, but also vehicles that can be more perfect if designed to be able to pass rough roads optimally.

In this research, conducted an analysis and design of transmission system on a rural multipurpose vehicle . New rural multipurpose vehicle is designed using Diesel engine. Calculation carried out two stages, first stage calculation is to calculate the large drag that occurs on the vehicle including the drag force, rolling resistance and gradient resistance, then calculate the ratio of transmission and transmission rates that will be used on a rural multipurpose vehicle. Next up is stage of analysis, is to analyze traction characteristics as well as characteristics of power that occurred from the design transmission ratio. After the parameter

available the next step are design the layout and each machine element on transmission.

From the research result, for the climbing performance purposed and based on desired maximum velocity the transmission system must be have ratio value 8.4, 4, 2, and 1 for each 1st until 4th gear. These ratio make rural multipurpose vehicle have the maximum capability 30^o of road gradient slope and maximum speed 69.2 km/h. The use of modified transfer case system allows the vehicle to move the power engine to drive the production machine of more integrated and can switch to operate 4 Wheel Drive mode so the spin area will increased when the vehicle drives on track with slope or bad contour track and minimizing slipping on the wheels. so that the vehicle is more reliable passing through various conditions of contour road in the countryside.

keywords : Drag force, Diesel, Transmission, Traction

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga Tugas Akhir dengan judul **"Perancangan Sistem Transmisi 2WD dan 4WD serta Analisa Karakteristik Traksi Pada Mobil Multiguna Pedesaan"** ini terselesaiakan dengan baik dan tepat waktu. Tugas akhir ini disusun sebagai syarat kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik karena bantuan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Tuhan Yang Maha Esa atas segala rahmat dan karunia-Nya yang diberikan kepada penulis.
2. Orang tua penulis, Bapak Mudatsir dan Ibu Siti Muflikhah atas segala doa, semangat, dukungan dan bantuannya, serta kepada kakak Miftahurroifah dan adik Khoirul Munawaroh yang telah memberikan bantuan dalam hal apapun pada pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D, selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis yang telah mencurahkan ilmu, perhatian, waktu, tenaga, arahan serta menjadi panutan bagi penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, MT, Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA dan Ari Kurniawan Saputra, ST, MT, selaku dosen penguji sidang Tugas Akhir yang telah memberikan ilmu, saran dan masukan untuk perbaikan Tugas Akhir ini.

5. Bapak Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc., selaku dosen wali penulis yang telah banyak memberikan perhatian, pelajaran, dan masukan selama berkuliah di ITS
6. Kelurga besar LBMM, terutama divisi kewirausahaan yang telah memberikan pengalaman, pembelajaran dan cerita hidup kepada penulis selama masa perkuliahan.
7. Teman – teman LBMM'14 (AMBLAZZ) yang telah memberikan cerita dan pengalaman yang penuh suka duka.
8. Kepada Gilang, Udin, Fahmy, Bagiyo, Diah yang menjadi teman seperjuangan penulis di tahun terakhir perkuliahan.
9. Kepada Tya, Tito, Novan yang telah menemani dan membantu penulis selama belajar berorganisasi, dan juga turut membantu dalam pengerjaan tugas akhir penulis.
10. Seluruh warga Lab. Otomotif yang telah membantu penulis selama proses pengerjaan tugas akhir.
11. Seluruh SMRM terutama M57, yang telah menemani penulis selama masa perkuliahan di Teknik Mesin.
12. Segenap Dosen, Tenaga pendidik dan Karyawan Teknik Mesin, terima kasih atas ilmu yang telah diberikan.
13. Semua pihak yang telah membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dan keterbatasan yang terdapat dalam penulisan Tugas Akhir ini. Sehingga penulis sangat mengharapkan segala bentuk kritik dan saran yang membangun dari berbagai pihak. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK i
ABSTRACT iii
KATA PENGANTAR v
DAFTAR ISI vii
DAFTAR GAMBAR xi
DAFTAR TABEL xiii
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Perumusan Masalah 2
1.3 Batasan Masalah 3
1.4 Tujuan Penelitian 3
1.5 Manfaat Penelitian 3
1.6 Sistematika Laporan 4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1 Penelitian Terdahulu 5
2.2 Karakteristik Kinerja Mesin Diesel 7
2.3 Sistem *Power Train* 8
2.3.1 Sistem Transmisi 10
2.3.1.1 Sistem Transmisi Manual 10
2.3.2 *Differential* 11
2.3.4 Sistem Penggerak Roda Mobil 12

2.3 Mobil Multiguna Pedesaan dengan sistem Operasi Mode 2 *Wheel Drive* (2WD) dan 4 *Wheel Drive* (4WD).....14
2.4 Dinamika Kendaraan.....14
2.4.1 Gaya Hambat Kendaraan.....16
2.4.1.1 Gaya Hambat Rolling(*Rolling Resistance)*.....16
2.4.1.2 Gaya Hambat Aerodinamika (*Drag Force)*.....18
2.4.1.3 Gaya Hambat Tanjakan (*Gradient Resistence)* 18
2.4.2 Gaya Dorong pada Kendaraan.....19
2.3.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan.....22
2.4.4 Gaya Normal Kendaraan pada Kendaraan 23
2.5. Desain Rasio Transmisi.....25
2.5.2 Desain tingkat transmisi 26
2.6 Karakteristik Transmisi Kendaraan 28
2.7 Komponen di dalam Sistem Transmisi.....29
2.7.1 Roda Gigi Lurus (Spur).....29
2.7.1.1 *Diametral Pitch*, P 30
2.7.1.2 *Circular Pitch*, p.....30
2.7.1.3 *Center of Distance*.....31
2.7.1.4 *Velocity Ratio* 31
2.7.1.5 Torsi yang Diterima Roda Gigi 31
2.7.1.6 Gaya-gaya pada Roda Gigi.....31
2.7.1.7 Torsi yang Diakibatkan Gaya Normal.....32
2.7.1.8 Kecepatan *Pitch Line*.....33

2.7.1.9 *Spur Gear Bending* 33
2.7.1.10 *Spur Gear Wear* 34
2.7.2 Poros 35
2.7.2.1 Mendesain Poros Berdasarkan Tegangan 36
2.7.3 Splines 39
2.7.4 Bantalan *(Bearing)* 40
BAB III METODOLOGI 43
3.1 Metode Penelitian 43
3.2 Flowchart Perhitungan 45
3.2.1 Menghitung Gaya Hambat Kendaraan 45
3.2.2 Menghitung Rasio Transmisi dan Tingkat Transmisi 47
3.2.3 Menentukan Material dan Dimensi Tiap Komponen Sistem Transmisi 49
BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA 51
4.1 Spesifikasi Umum 51
4.2 Perhitungan Kebutuhan Gaya Dorong Kendaraan 52
4.2.1 Perhitungan Gaya Hambat Udara (Ra) 53
4.2.2 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling* (Rr) 54
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan 55
4.1.4 Perhitungan Kebutuhan Daya Kendaraan untuk Jalan 56
4.3 Perhitungan Rasio Transmisi 57
4.6 Karakteristik Power Mobil Multiguna Pedesaan 63
4.7 Analisa Mode Operasi 2WD dan 4WD 64

4.8 Perancangan dan Analisa Komponen Sistem Transmisi ...70
4.8.1 Perhitungan dan Analisa *Spur gear* 70
4.8.1.1 *Spur gear Gearbox* 71
4.8.1.2 *Spur Gear Transfer Case*.....73
4.8.2 Perhitungan dan Analisa Poros.....74
4.8.2.1 Poros *Gearbox*.....74
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 83
5.1 Kesimpulan.....83
5.2 Saran.....84
DAFTAR PUSTAKA.....85

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 karakteristik traksi mobil multiguna pedesaan[3].....5
Gambar 2. 2 Grafik Adhesion limit 2WD pada berbagai kontur jalan[3] 6
Gambar 2. 3 Grafik Adhesion limit 4WD pada berbagai kontur jalan [3] 6
Gambar 2. 4 Karakteristik kinerja mesin diesel 8
Gambar 2. 5 komponen-komponen sistem penyalur daya (*powertrain)*[2].....9
Gambar 2. 6 Komponen *Differential* [5].....12
Gambar 2. 7 Skema *powertrain* mobil pedesaan.....14
Gambar 2. 8 Dinamika kendaraan mobil multiguna pedesaan....15
Gambar 2. 9 Grafik pengaruh tekanan ban terhadap fo dan fs[6]17
Gambar 2. 10 Sistem penyalur daya dari mesin ke roda penggerak 20
Gambar 2. 11 Semua gaya yang bekerja pada kendaraan 2 poros 23
Gambar 2. 12 Grafik pemilihan perbandingan gigi dengan rasio geometri[7].....27
Gambar 2. 13 Grafik karakteristik kinerja transmisi dari suatu kendaraaan penumpang[7] 29
Gambar 2. 14 Bagian-bagian dan profil *Spur Gear*[8].....29
Gambar 2. 15 Vektor Gaya pada roda gigi[9] 32
Gambar 2. 16 Bantalan (*Bearing*)[9].....40

Gambar 3. 1 Diagram Alir penelitian tugas akhir 44
Gambar 3. 2 Diagram alir perhitungan gaya hambat 46
Gambar 3. 3 Diagram alir perhitungan rasio dan tingkat transmisi 48
Gambar 3. 4 Diagram Alir perhitungan material dan dimensi komponen 49

Gambar 4. 1 performa engine diesel Dimaond DDI 2700 H 52
Gambar 4. 2 Gaya Hambat Angin Kendaraan 53
Gambar 4. 3 Grafik Gaya Hambat rolling 54
Gambar 4. 4 Grafik Gaya hambat tanjakan 55
Gambar 4. 5 Gaya Hambat Total 55
Gambar 4. 6 Daya Jalan Kendaraan 57
Gambar 4. 7 Gaya dorong - kecepatan 60
Gambar 4. 8 Gaya dorong - kecepatan 62
Gambar 4. 9 karakteristik traksi mobil multiguna pedesaan dengan 4 tingkat kecepatan.....63
Gambar 4. 10 karakteristik power kendaraan 64
Gambar 4. 11 Grafik *spin area* 2WD pada berbagai jenis kontur jalan 66
Gambar 4. 12 Grafik spin area 4WD(*rare*) pada berbagai jenis kontur jalan.....68
Gambar 4. 13 Grafik spin area 4WD(*front*) pada berbagai jenis kontur jalan.....69
Gambar 4. 14 pasangan dan penamaan spur gear pada *gearbox* setiap tingkat kecepatan.....71
Gambar 4. 15 Pasangan *Spur Gear* pada *Transfer Case* 74
Gambar 4. 16 *input shaft pada gear box* 75
Gambar 4. 17 *counter shaft gearbox* 76
Gambar 4. 18 *Main shaft gear box* 76
Gambar 4. 19 *Main shaft Transfer Case* 77
Gambar 4. 20 *Bottom shaft Transfer Case* 77
Gambar 4. 21 *output shaft transfer case*.....77
Gambar 4. 22 *Splines* pada *gearbox* dan *transfer case*.....78
Gambar 4. 23 *Bearing* pada *gearbox*.....81
Gambar 4. 24 *Bearing* pada *transfer case* 81

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Pengaruh permukaan jalan pada koefisien hambat rolling 17

Tabel 4. 1Spesifikasi Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan 51
Tabel 4. 2 Spesifikasi Engine 51
Tabel 4. 3 Data dan Hasil perhitungan gaya kontak saat kecepatan 0-50 km/jam 65
Tabel 4. 4 Data dan hasil perhitungan torsi dan putaran kerja spur gear gearbox 71
Tabel 4. 5 Geometri dan Material Spur Gearbox 73
Tabel 4. 6 Geometri dan Material Spur gear Transfer Case 74
Tabel 4. 7 Tegangan pada masing- masing splines 79
Tabel 4. 8 Data dan perhitungan Rating Life Bearing pada sistem transmisi 80

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kemajuan Industri Otomotif di Indonesia memunculkan berbagai jenis teknologi transportasi yang mampu untuk memudahkan pekerjaan masyarakat. Salah satu sektor masyarakat yang perlu diperhatikan adalah masyarakat di pedesaan. Jumlah pedesaan di Indonesia menurut data dari Badan Pusat Statistik adalah 78.609[1]. Banyaknya pedesaan yang ada tersebut menuntut adanya teknologi transportasi yang mampu untuk meningkatkan sektor perekonomian masyarakat pedesaan. Maka dari itu dibuatlah Mobil Multiguna pedesaan oleh Departemen Teknik Mesin ITS.

Mobil Multiguna Pedesaan buatan Departemen Teknik Mesin ITS dirancang untuk dioperasikan diwilayah pedesaan di Indonesia guna menawarkan solusi sebagai kendaraan yang dapat digunakan sebagai alat bantu berbagai berbagai macam proses produksi pertanian, perkebunan, peternakan dan perikanan seperti pengangkutan, penggilingan maupun yang lainnya.

Alat transportasi Mobil multiguna pedesaan dirancang harus mampu dioperasikan diwilayah pedesaan yang mempunyai medan jalan yang lebih beragam daripada medan jalan pada umumnya. Medan jalan yang dimaksud seperti tanjakan dan turunan yang curam, jalan berbatu, jalan berpasir, jalan yang basah, jalan sempit yang banyak ditemui didaerah perbukitan, pegunungan, dan pesisir pantai. Kondisi demikian membuat Mobil Multiguna pedesaan tidak cukup hanya sebagai mobil yang dapat mengangkut sekaligus mengolah hasil pertanian, akan tetapi mobil akan lebih sempurna jika dirancang dapat melewati medan sulit yang ada secara optimal.

Jalan pada umumnya menurut standart Bina Marga dirancang memiliki *gradient* sekitar 3-4 %, akan tetapi untuk kasus khusus seperti daerah pegunungan *gradient* kemiringan

jalan bisa ditemui hingga 26 %[2]. Pada perancangan ini diharapkan kendaraan mobil multiguna pedesaaan dapat menanjak hingga gradient kemiringan ekstrim karena memang kondisi jalan yang masih buruk di daerah pedesaan di Indonesia. Daerah operasi mobil pada daerah pedesaan juga membuat factor kebutuhan akan kecepatan yang diinginkan berbeda dengan mobil penumpang pada umumnya. Sehingga kendaraan tidak terlalu membutuhkan kecepatan yang tinggi melainkan cukup dengan kecepatan yang rendah berkisar antara 60 km/jam.

Pada tugas akhir kali ini penulis melakukan sebuah perancangan terhadap sistem transmisi pada mobil multiguna pedesaan untuk memaksimalkan sistem *Power Train* sehingga dapat melalui medan atau jalan daerah terpencil lebih optimal. Sedangkan *Engine* yang digunakan pada Mobil Multiguna Pedesaan ini adalah *engine* Diesel dan dimensi dari chasis kendaraan yang dipakai mengikuti dari dimensi Mobil multiguna pedesaan yang sudah ada.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang diteliti pada tugas akhir ini, antara lain :

1. Bagaimana rancangan sistem transmisi 2WD dan 4WD yang dapat digunakan untuk Mobil Multiguna Pedesaan?
2. Bagaimana menentukan rasio – rasio dan tingkat transmisi yang tepat untuk mobil Multiguna Pedesaan ?.
3. Bagaimana karakteristik traksi dari rancangan sistem transmisi yang digunakan untuk mobil Multiguna Pedesaan ?
4. Bagaimana kemampuan spin kendaraan pada saat mode operasi 2WD dan 4WD ?

1.3 Batasan Masalah

Pembahasan masalah pada tugas akhir ini dibatasi oleh beberapa hal, antara lain :

1. Menggunakan engine Diesel Diamond Model DDI 2700 H
2. Massa kendaraan yang digunakan adalah massa saat kendaraan berisi beban maksimum.
3. Sudut tanjakan maksimum 30 derajat.
4. Kecepatan maksimum kendaraan adalah 60 km/jam.
5. *Final gear* menngunakan komponen *Bevel gear* dengan *final ratio* 5.
6. Gaya hambat yang diperhitungkan adalah gaya hambat aerodinamis, gaya hambat rolling, dan gaya hambat tanjakan serta gaya hambat total
7. Perhitungan hanya dilakukan saat *engine* menjalankan kendaraan saja tidak dipengaruhi kinerja alat produksi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan pada tugas akhir ini, antara lain :

1. Mengetahui rancangan sistem transmisi mode 2WD dan 4WD yang dapat digunakan pada Mobil Multiguna Pedesaan.
2. Menentukan rasio – rasio dan tingkat transmisi yang tepat untuk mobil Multiguna Pedesaan.
3. Mengetahui karakteristik traksi dari sistem transmisi yang digunakan pada Mobil Multiguna Pedesaan.
4. Mengetahui kemampuan spin Mobil Multiguna Pedesaan pada saat operasi 2WD dan 4WD

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian dari tugas akhir ini antara lain :

1. Menawarkan konsep rancangan Mobil Multiguna pedesaan yang lebih handal dalam melewati medan jalan pedesaan untuk nantinya dapat digunakan sebagai kendaraan pedesaan di Indonesia.

2. Membantu mempermudah masyarakat pedesaan dalam menjalankan aktivitas pertanian dan perikanan.
3. Sebagai acuan dan riset penelitian selanjutnya.

1.6 Sistematika Laporan

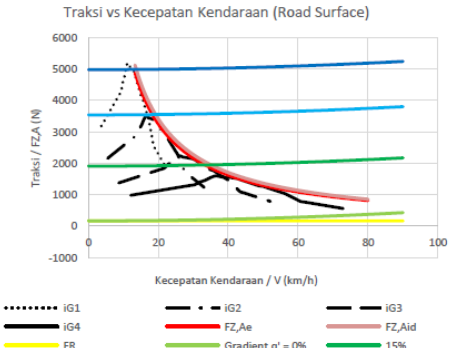
Sistematika penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab 1 Pendahuluan, bab ini berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan.
2. Bab 2 Dasar Kajian Pustaka, bab ini berisi dasar – dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.
3. Bab 3 Metodologi, bab ini berisi urutan langkah – langkah analisa cara penghitungan daya maksimal dari kendaraan multiguna pedeesaan.
4. Bab 4 Analisa dan Pembahasan Data berisi contoh perhitungan dan pembahasan data hasil perhitungan serta pemodelan sistem kendaraan Multiguna Pedesaan
5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran, berisi kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran – saran untuk membuat penelitian ini lebih baik.

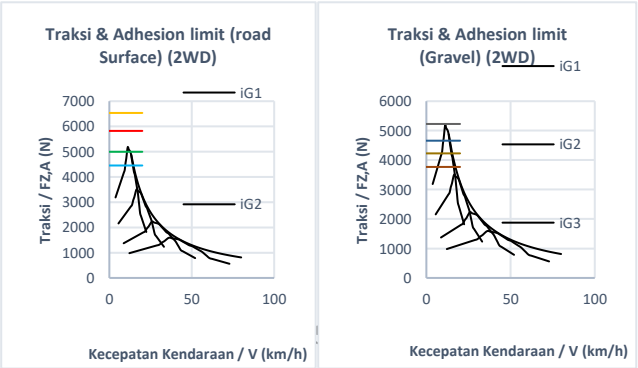
BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

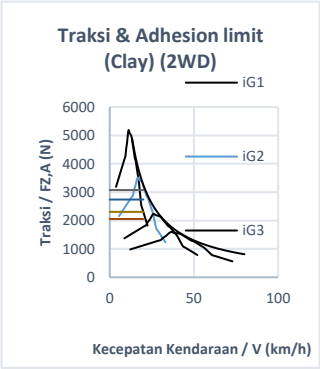
2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang Perancangan Sistem *Powertrain* Mobil Multiguna Pedesaan sebelumnya pernah dilakukan oleh Mohamad Sukma Wirayudha Sunggono dengan judul "Perancangan dan Analisa Karakteristik Traksi Sistem Powertrain Mobil Multiguna Pedesaan". Pada penelitian tersebut dilakukan perancangan dan Analisa terhadap komponen powertrain dengan rancangan baru yang dirancang dari kondisi awal Mobil mulitiguna pedesaan yang menggunakan *engine* Sinjay 2 dan referensi *chasis* Kawasaki Teryx. Hasil perhitungan karakteristik traksi ditunjukkan pada gambar 2.1, sedangkan hasil Analisa mode 2WD dan 4WD ditunjukkan pada gambar 2.2 dan 2.3 .

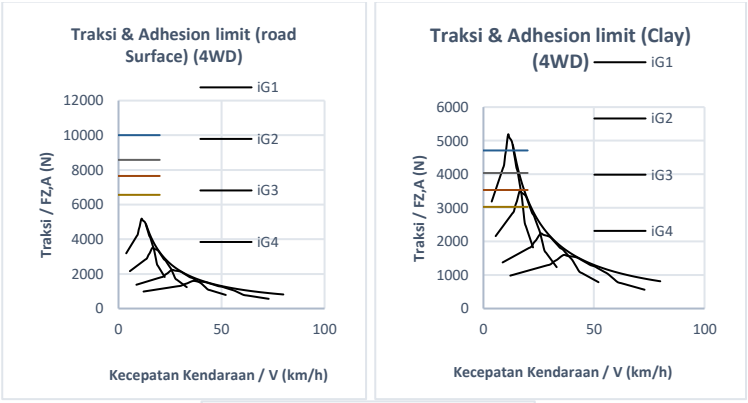


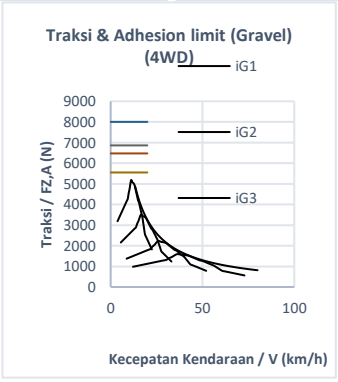
Gambar 2. 1 karakteristik traksi mobil multiguna pedesaan[3]





Gambar 2. 2 Grafik Adhesion limit 2WD pada berbagai kontur jalan[3]





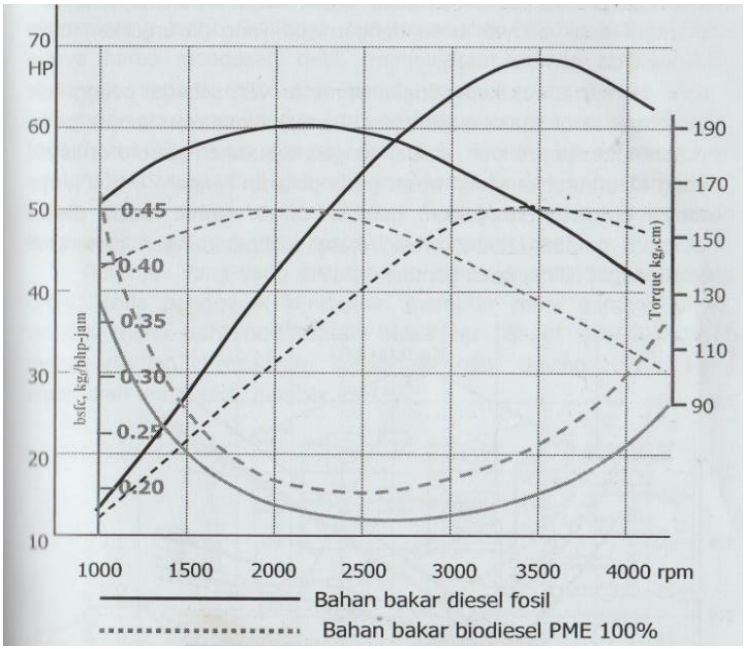
Gambar 2. 3 Grafik Adhesion limit 4WD pada berbagai kontur jalan [3]

Dari hasil penelitian, untuk dapat menempuh medan tanjakan maksimal dan kecepatan maksimal yang diinginkan maka penulis merancang rasio *transmisi* yang digunakan berturut-turut 6.5 , 4.4, 2.8, dan 2 untuk rasio gigi 1 sampai 4, sedangkan untuk *final drive* digunakan rasio bernilai 5. Dengan rasio tersebut Mobil Multiguna Pedesaan akan memiliki kemampuan menanjak maksimal *gradient* jalan 44% dan akselerasi maksimal 2,8 m/s^2. Penggunaan modifikasi sistem *Transfer Case* memungkinkan kendaraan untuk memindah daya *engine* untuk memutar mesin produksi lebih terintegrasi dan dapat beroperasi mode *4 Wheel Drive* , sehingga *Adhesion Limit* saat mobil melaju pada jalan yang miring atau kontur jalan buruk meningkat dan meminimalkan terjadinya slip pada roda sehingga mobil lebih handal melewati berbagai kondisi jalan pedesaan.

2.2 Karakteristik Kinerja Mesin Diesel

Kinerja kendaraan umumnya ditentukan berdasarkan waktu percepatan, kecepatan maksimum, dan kemampuan menanjak. Untuk mendesain *power train* pada kendaraan diesel, Kebutuhan nilai daya dan parameter dari transmisi merupakan hal yang paling penting sebagai penentu kinerja kendaraan. Dari semua parameter tersebut sebagian besar bergantung pada karakteristik dari penggeraknya yaitu daya dan torsi dari mesin diesel, umumnya karakteristik mesin diesel ditunjukkan pada gambar 2.4. Berdasarkan grafik dibawah, torsi mesin akan naik diawal sampai mencapai torsi maksimumnya yang berada pada kecepatan yang relative rendah, setelah mencapai torsi maksimum dari mesin maka selanjutnya grafik torsi akan turun sampai putaran maksimum mesin. Sedangkan untuk power atau tenaga yang dihasilkan mesin diesel yaitu dari kecepatan awal daya yang dihasilkan akan linier bertambah sesuia dengan penambahan putaran mesin dan akan mencapai power maksimum pada putaran

tertentu selanjutnya apabila telah melewati putaran tersebut maka power yang dihasilkan akan turun.



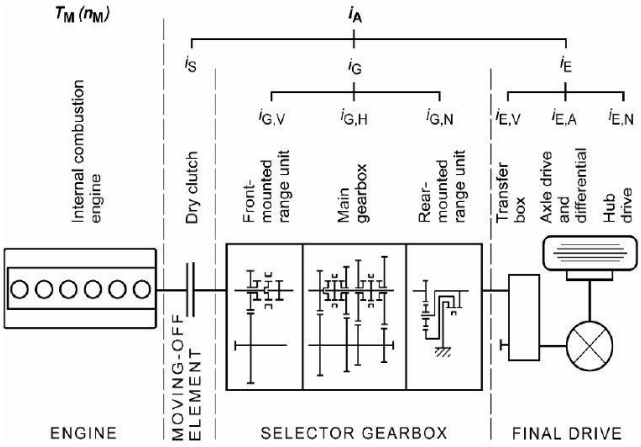
Gambar 2. 4 Karakteristik kinerja mesin diesel

Jadi untuk kebutuhan mobil multiguna pedesaan akan tepat menggunakan mesin diesel karena jenis kendaraan ini membutuhkan torsi yang besar untuk melalui medan jalan yang naik turun. Sedangkan untuk kecepatan yang diinginkan tidaklah terlalu besar mengingat kondisi di pedesaan yang tidak tepat untuk kendaraan dengan kecepatan tinggi.

2.3 Sistem *Power Train*

Komponen penyalur daya (*Power Train*) adalah sekelompok komponen kendaraan yang untuk menyalurkan dan merubah daya dan torsi mekanis yang dihasilkan mesin menjadi

gaya dorong atau gaya traksi yang terjadi pada bidang kontak roda penggerak dan jalan. Secara umum komponen sistem *power train* yang digunakan untuk dapat merubah dan menyalurkan daya dan torsi pada kendaraan seperti pada gambar 2.5 dibawah, meliputi : kopling, transmisi, poros propeller, garden, poros penggerak, dan roda penggerak. Kopling dibutuhkan untuk menghubungkan atau melepas hubungan mesin dan transmisi dalam rangka merubah rasio gigi transmisi. Transmisi berfungsi untuk menyalurkan dan merubah torsi mesin sedemikian rupa untuk dapat menghasilkan gaya dorong sesuai dengan kebutuhan kendaraan. Rasio transmisi yaitu perbandingan putaran mesin masuk transmisi dengan putaran keluar transmisi sangat menentukan besar torsi poros yang keluar dari transmisi.



Gambar 2. 5 komponen-komponen sistem penyalur daya (*powertrain)*[2]

Poros-propeller adalah poros yang menghubungkan poros keluar transmisi dengan gardan yang ada pada poros penggerak. Gardan yang ada pada poros penggerak berfungsi untuk dua hal yaitu: pertama untuk memungkinkan terjadinya perbedaan putaran antara roda penggerak kiri dan kanan pada saat berbelok, dan yang kedua

adalah untuk meningkatkan torsi yang terjadi pada poros penggerak karena adanya rasio gardan. Rasio gardan adalah perbandingan putaran poros propeller yang masuk gardan dengan putaran poros penggerak sebagai keluaran gardan. Makin besar torsi yang dihasilkan pada poros penggerak akan dapat menghasilkan gaya dorong yang makin besar pula.

2.3.1 Sistem Transmisi

Transmisi adalah sebuah mesin yang terdapat didalam sistem *PowerTrain*, fungsi dari transmisi adalah untuk mengatur power dari *engine*. Seringkali Transmisi diartikan sebagai *Gearbox* yang merupakan susunan komponen gear yang saling berkaitan. Susunan *gear* yang saling berkaitan memiliki peran untuk merubah besaran kecepatan putaran engine dan torsi dari sumber *Power* lalu menyalurkan ke komponen lainnya.

Penggunaan paling umum dari komponen transmisi adalah pada kendaraan bermotor, dimana peran dari transmisi ini adalah untuk mengadaptasi putaran keluaran dari *internal combustion engine* ke dalam putaran roda kendaraan. Banyak *engine* yang bekerja pada putaran yang sangat tinggi, tentu kondisi ini sangat tidak sesuai dengan kebutuhan gerak kendaraan saat ingin berhenti, mengurangi dan mempercepat laju kecepatan.. Transmisi bekerja mengurangi kecepatan putaran roda dan meningkatkan torsi saat terjadi prosesnya.

Banyak jenis dari sistem transmisi yang memiliki berbagai macam *gear ratio* untuk memilih berbagai macam tingkatan kecepatan gigi, proses ini dapat bejalan dengan memilih tingat keceatan secara manual *(manual transmition)* atau otomatis *(automatic transmition).* Putaran *gear* yang memungkinkan kendaraan bergerak maju atau mundur *(forward and reverse)* juga terdapat dalam control sistem transmisi.

2.3.1.1 Sistem Transmisi Manual

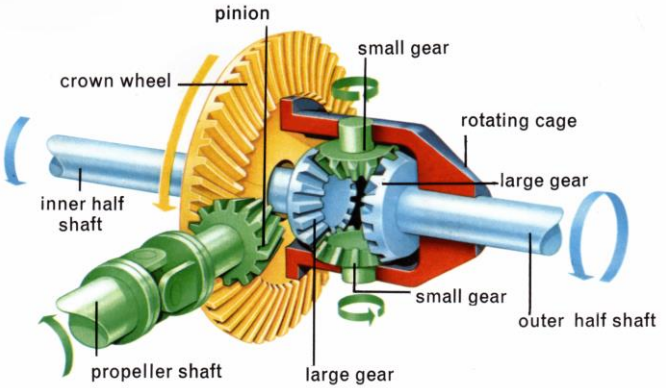
Sistem transmisi manual secara mendasar dibagi menjadi dua tipe yaitu:

- *Sliding-mesh / unsynchronized / non-synchronous,* sistem yang paling simple tertapi kasar, sistem ini terdiri dari beberapa pasangan *spur gear* yang berputar bebas, operator harus mencocokkan gigi supaya dapat berputar dan operator harus menyesuaikan kecepatan putaran gigi dengan kecepatan jalannya kendaraan supaya menghindari suara bising dan kerusakan tumbukan secara tia – tiba pada komponen gigi.
- *Constant-mesh / synchronized / synchromesh,* tipe transmisi yang paling umum digunakan, susunan dari sistem ini adalah pasangan *helical gear* yang saling berputar, semua gigi berputar, tetapi gigi hanya dapat memutar *mainshaft* saat *synchronizer* bergerak sehingga *dogcluth* terkait sempurna. Komponen *cone clutch* berfungsi untuk menyamakan kecepatan putaran antara poros dan gigi yang berputar.

2.3.2 *Differential*

Pada kendaraan otomotif dan kendaraan beroda lainnya, *differential* memungkinkan roda paling luar pada kendaraan dapat berotasi lebih cepat dari pada roda pada bagian dalam. Hal ini sangat dibutuhkan oleh kendaraan saat melakukan manuver menikung, membuat roda berputar dengan kecepatan yang lebih besar mengikuti bentuk kurva dari belokan kendaraan. Rata – rata kecepatan antara roda yang bergerak lebih cepat dan lambat adalah sama dengan kecepatan putaran masuk poros. Semakin bertambahnya kecepatan suatu sisi roda juga akan mengurangi kecepatan putaran roda lainnya secara seimbang.

Konstruksi lebih jelas dalam differential dapat dilihat pada Gambar 2.6 .Didalam komponen *Differential* putaran porosmasuk diteruskan oleh sebuah *pinion* yang melekat, lalu memutar *gear* dan mangkok *differential*. Pasangan *bevel gear* ini juga bekerja sebagai pereduksi kecepatan putaran yang memiliki rasio tertentu.



Gambar 2. 6 Komponen *Differential* [5]

2.3.4 Sistem Penggerak Roda Mobil

Sebagai perangkat untuk menyalurkan tenaga *engine* ke roda, rangkaian perangkat sistem penggerak roda menjadi sangat penting untuk menentukan performa kendaraan. Berikut adalah beberapa konfigurasi sistem penggerak roda mobil :

- *Rear Wheel Drive*

  Sistem penggerak *Rear Wheel Drive* (RWD) memanfaatkan roda yang berada di bagian belakang mobil sebagai pusat penyaluran tenaga. Distribusi tenaga dari mesin yang berada di bagian depan mobil dilakukan melalui perangkat kopel (*Drive shaft*) dari transmisi ke gardan (*Differential*) yang akan memutar poros roda.

  Distribusi bobot perangkat penghasil daya (*engine*) dan sistem penggerak tentu menjadi lebih tersebar di seluruh sisi mobil dengan sistem ini. Hasilnya mobil jadi lebih mudah mendapatkan momentum untuk bergerak. Sehingga biasanya, sistem penggerak ini dimanfaatkan kendaraan dengan bobot yang berat ataupun peruntukkan mengangkut beban banyak. Kelemahan dari sistem ini adalah bobot kendaraan menjadi lebih berat akibat banyaknya komponen yang dipakai, serta banyaknya

komponen yang bergerak juga mengakitban efisisiensi penggunaan bahan bakar menjadi lebih rendah.

- *Front wheel Drive*

  Sistem penggerak *Front wheel Drive (*FWD*)* menjadikan roda bagian depan sebagi pusat penyaluran tenaga. Transmisi sebagai penyalur tenaga dari mesin, langsung menyalurkannya melalui kedua poros roda yang berada di sisi kanan dan kiri mesin. Karenanya layout mesin FWD diposisikan transversal (melintang) pada ruang mesin.

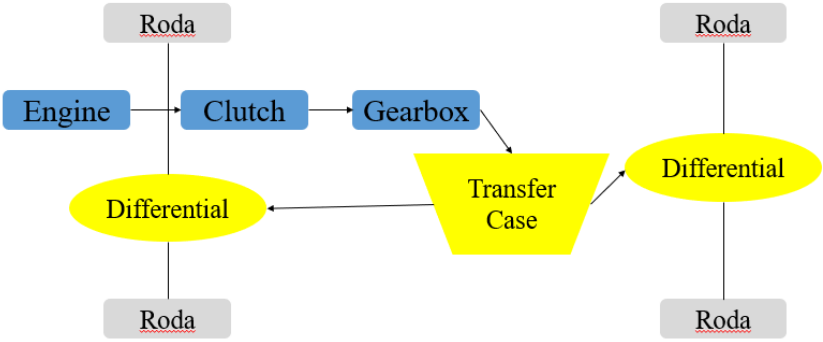
  Sistem penggerak roda depan memiliki konstruksi perangkat yang lebih rumit, namun memberikan ruang lebih banyak. Ruang kabin pun tidak terganggu oleh *driveshaft* yang menjulur di bawah lantai kabin sehingga ruang bisa lebih lapang. Kontruksi yang lebih ramping ini membuat efisiensi dari sistem ini menjadi lebih baik. Kelemahan dari sistem gerak ini adalah distribusi bobot yang terpusat pada bagian depan mobil. Alhasil efek understeer lebih berpotensi terjadi karena arah gerak mobil tidak responsif ketika berbelok di kecepatan tinggi.

- *Four Wheel Drive*

  Sistem penggerak *Four wheel Drive (*4WD*)* memanfaatkan keempat roda di bagian depan dan belakang mobil untuk bergerak. Sistem ini memiliki fungsi untuk memaksimalkan traksi dari keempat roda secara bersamaan. Sehingga mobil dengan sistem penggerak 4WD biasanya digunakan di *off-road*. Tapi kekurangan dari sistem ini adalah beban mobil yang lebih berat dan kontruksinya lebih rumit.

2.3 Mobil Multiguna Pedesaan dengan sistem Operasi Mode 2 *Wheel Drive* (2WD) dan 4 *Wheel Drive* (4WD)

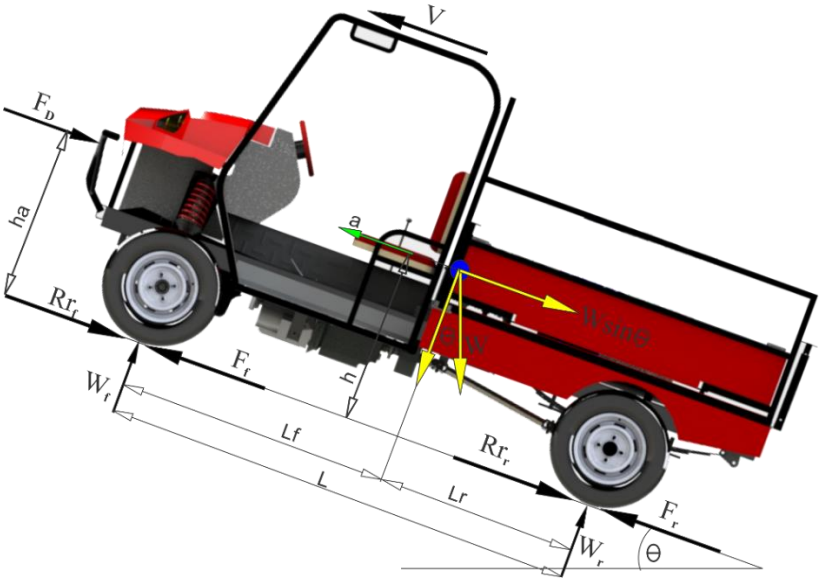
Mobil multiguna dirancang untuk mampu melewati berbagai kontur jalan baik jalur aspal maupun jaluryang ekstrim atau jalur *off-road*. Maka dibuatlah sistem powertrain pada mobil multiguna pedesaan yang mampu untuk melakukan perpindahan mode 2WD dan 4WD sehingga mampu digunakan secara maksimal sesuai kebutuhan. Skema rancangan mobil multiguna pedesaan dengan mode operasi 2WD dan 4WD ditunjukkan pada gambar 2.7.



Gambar 2. 7 Skema *powertrain* mobil pedesaan

2.4 Dinamika Kendaraan

Gaya dorong kendaraan juga umum disebut sebagai gaya traksi yang terjadi pada roda penggerak kendaraan untuk melawan segala hambatan pada kendaraan. Hambatan yang harus dilawan oleh gaya dorong tersebut adalah hambatan angina, hambatan rolling, hambatan tanjakan, hambatan inertia, dan hambatan dari beban yang mungkin ditarik oleh kendaraan. Gaya- gaya yang terdapat pada mobil multiguna pedesaan ditunjukkan pada gambar 2.8.



Gambar 2. 8 Dinamika kendaraan mobil multiguna pedesaan

Ft adalah gaya dorong kendaraan oleh mesin pada roda penggerak. Sesuai tujuannya agar dapat memenuhi driver demand, pada gambar 2.8 Ft (gaya dorong) dibagi menjadi dua yaitu Ff (gaya dorong pada roda depan) dan Fr (gaya dorong pada roda belakang). Gaya dorong pada kendaraan kendaraan yang sedang berjalan,dihambat oleh tiga macam gaya hambat yaitu, *drag force*, *rolling resistance* serta gaya hambat kendaraan akibat sudut tanjak.

Pemilihan roda penggerakkan juga sangat menentukan gaya traksi maksimum yang daapat dihasilkan dan secara langsung dapat mempengaruhi kinerja traksi kendaraan. Secara umum roda penggerak yang dipilih agar dapat menghasilkan gaya traksi

maksimum adalah roda yang menerima gaya normal yang lebih besar. Kendaraan penumpang umumnya mempunyai penggerak belakang karena gaya normal yang terjadi pada roda belakang lebih besar dari roda depan. Kendaraan sedan dan kendaraan sport yang memerlukan kemampuan manuver yang lebih cenderung menggunakan roda depan sebagai roda penggerak. Hal itu disebabkan oleh karena kendaraan dengan penggerak roda depan lebih mudah dikendalikan saat manuver atau belok, dan lebih menjamin kondisi *understeer*, serta dapat dipercepat pada saat belok tana mengakibatkan bahaya *oversteer* seperti pada kendaraan penggerak roda belakang.

Untuk kendaraan *off-road*, untuk dapat menjamin terjadinnya gaya traksi yang optimal umimnya digunakan sistem penggerak 4 roda. Pada kendaraan ini baik roda depan maupun roda belakang sama – sama sebagai roda penggerak, hal ini akan lebih menjamin dapat terjadinnya gaya dorong pada setiap roda yang menyentuh jalan. Hal tersebut sangat penting karena kendaraan *off – road*, artinya ia berjalan pada jalan yang tidak rata sehingga ada kemungkinan hanya roda depan atau roda belakang saja yang menyentuh jalan.

2.4.1 Gaya Hambat Kendaraan

2.4.1.1 Gaya Hambat Rolling(*Rolling Resistance)*

Rolling resistance adalah gaya hambatan yang timbul akibat terjadinya gesekan pada ban yang berputar dengan jalan. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi *Rolling resistance*, diantaranya konstruksi ban, kondisi permukaan jalan, diameter dari ban dan juga gaya traksi itu sendiri. Besarnya gaya hambat ini ditentukan dengan:

$Rr = fr.m.g$ (2.1)

$Rr = fr\ m.g \cos \theta$ (pada kondisi tanjakan) (2.2)

Dimana :

fr = rolling resistance

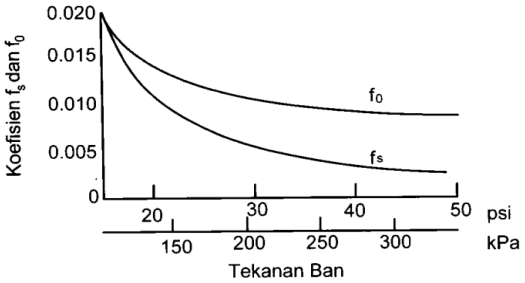
m = massa kendaraan

g = percepatan gravitasi

Rumusan koefisien hambatan rolling (fr) untuk ban dari kendaraan penumpang adalah sebagai berikut :

$$fr = fo + fs(\frac{V}{100})^{2,5} \quad (2.3)$$

koefisien fo dan fi begantung pada tekanan ban didapat dari



Gambar 2. 9 Grafik pengaruh tekanan ban terhadap fo dan fs[6]

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

Tabel 2. 1 Pengaruh permukaan jalan pada koefisien hambat rolling

Dan setelah mendapatkan nilai koefisien hambat rolling (fr), sehingga dengan menggunakan rumus dibawah ini maka didapat nilai dari gaya hambat *rolling*,

$$Rr = fr \times W \quad (2.4)$$

dimana, Rr = gaya hambatan *rolling* dalam N, fr = koefisien hambatan *rolling*, W = berat kendaraan dalam N

2.4.1.2 Gaya Hambat Aerodinamika (*Drag Force)*

Gaya hambat yang terjadi karena hambatan udara atau disebut *drag force*. *Drag force* merupakan gaya yang menghambat gaya dorong kendaraan karena arah dari *drag force* berlawana 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 *(drag force)* dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$Ra = \frac{1}{2} \times \rho \times Cd \times Af \times Va^2 \qquad (2.5)$$

dimana, Ra = hambatan aerodinamika dalam N, ρ = massa jenis udara dalam kg.m^3, Cd = koefisien drag, Af = luas frontal kendaraan dalam m^2, Va = kecepatan relative angin terhadap kendaraan dalam m/s

2.4.1.3 Gaya Hambat Tanjakan (*Gradient Resistence)*

Gaya hambat yang ketiga adalah gaya hambat tanjakan, yaitu gaya hambat yang diakibatkan adanya sudut tanjak yang dilewati oleh kendaraan sehingga beban kendaraan akan bertambah akibat gaya gravitasi yang muncul. Besarnya gaya hambat akibat sudut tanjak dapat dihitung dengan rumus berikut,

$$Rg = W \sin \theta = \text{hambatan tanjakan (N)} \qquad (2.6)$$

Ketika kendaraan dalam posisi menanjak, digunakan satuan *gradeability* sebagai acuan. *Gradeability* adalah kemampuan suatu kendaraan untuk mendaki suatu tanjakan. Jika kendaraan didesain dengan gradient 30% misalnya, maka kemampuan kendaraan tersebut harus mampu menanjak dengan gradient sebesar 30%. Jika kendaraan tersebut belum mampu

menempuh tanjakan tersebut, maka kendaraan tersebut dikatakan tidak memenuhi kriteria *gradeability* yang disyaratkan.
Perhitungan gradient tanjakan (G) dapat dilakukan dengan rumus berikut,

$$G = \tan\theta = \frac{vertical\ projection}{horizontal\ projection} \quad (2.7)$$

Dengan demikian, setelah meninjau tiga buah gaya hambat yang bekerja pada kendaraan sesuai penjelasan sebelumnya, maka gaya hambat total pada kendaraan dapat dirumuskan sesuai persamaan 2.8 dibawah ini,

$$Fr = Fd + Rr + Rg \quad (2.8)$$

Hal ini terjadi karena perbedaan gaya normal pada kendaraan yang besarnya lebih kecil dibandingkan saat berjalan mendatar. Besarnya gaya normal kendaraan sama dengan berat kendaraan dikalikan cos sudut tanjakan. Sehingga gaya hambat total kendaraan saat kondisi jalan menanjak berubah menjadi

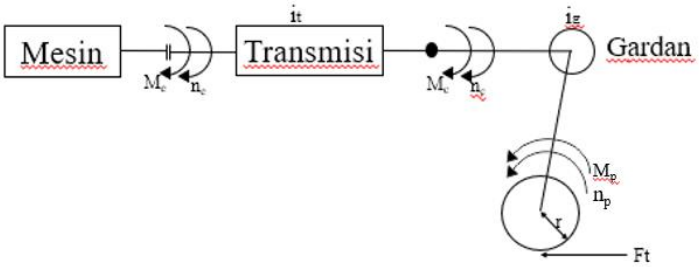
$$Fr = Fd + Rr + Rg$$

$$Fr = fr.\ W \cos\theta_{max} + \frac{1}{2}\rho\ C_d\ A\ V^2 + W \sin\theta_{max} \quad (2.9)$$

2.4.2 Gaya Dorong pada Kendaraan

Gaya Dorong adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan arah gerak gaya hambat kendaraan. Gaya dorong ini dihasilkan dari daya yang dihasilkan oleh mesin kendaraan *(engine)* yang kemudian disalurkan melalui sistem transmisi sehingga akhirnya dapat menggerakan roda. Untuk menghitung besarnya gaya dorong yang mampu dihasilkan kendaraan, dapat digunakan persamaan 2.14.

Torsi mesin pada mobil (Me) dihasilkan langsung oleh pembakaran pada *combustion engine*. Torsi dari engine kemudian akan masuk ke drivetrain. Setelah melalui drivetrain, daya yang disalurkan besarnya akan menurun akibat adanya loses pada drivetrain, kemudian daya akan langsung disalurkan menuju roda kendaraan, torsi yang muncul pada roda disebut Tr. Tr sendiri merupakan kebutuhan torsi untuk menggerakkan kendaraan. Torsi yang muncul pada roda nantinya akan digunakan untuk memutar roda agar bisa bergerak. Pada permukaan roda, ketika berputar akan timbul gaya tangensial. Gaya inilah yang biasa kita sebut dengan gaya dorong (Ft). Penyaluran daya dari konversi daya menjadi torsi dan gaya dorong ditunjukkan pada gambar 2.10.



Gambar 2. 10 Sistem penyalur daya dari mesin ke roda penggerak

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

1. Perbandingan transmisi

$$it = \frac{ne}{ntr} \qquad (2.\ 10)$$

2. Perbandingan putaran pada gardan

$$ig = \frac{ntr}{np} \quad (2.11)$$

3. Torsi yang keluar dari transmisi

Mtr = it . Me (2.12)

4. Torsi pada poros penggerak setelah Mtr ditransmisikan melalui gardan

Mp = ig . Mtr = it . ig .Me (2.13)

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

$$Ft = \frac{it\ .\ ig\ .Me}{r}\eta t \quad (2.14)$$

dimana,

Ft = Ff + Fr = gaya dorong pada kendaraan roda penggerak depan dan belakang (N)

Ft = Ff = gaya dorong pada kendaraan dengan roda penggerak depan (N)

Ft = Fr = gaya dorong pada kendaraan dengan roda penggerak belakang (N)

Me = torsi keluaran dari mesin (N.m)

ne = putaran mesin

ntr = putaran transmisi

np = putaran poros penggerak

r = jari-jari roda (m)

ηt = efisiensi transmisi,

(0.88-0.92) untuk mesin yang letaknya memanjang, poros penggerak belakang

(0.91-0.95) untuk mesin yang letaknya melintang

it = perbandingan gigi transmisi

ig = perbandingan transmisi pada gardan

2.3.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

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

$$Vk = \frac{Rpm\ output\ engine\ x\ \pi\ x\ r}{30\ x\ ik\ \ x\ ig} \quad (2.15)$$

dimana,

Vk = kecepatan pada tingkat k (km/h)

Ik = rasio transmisi pada tingkat k

r = jari-jari roda aktif

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

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

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

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

$$S = \frac{Vt^2}{2.a} = \frac{Vt.\ t}{2} = \frac{2.t^2}{2} \quad (2.18)$$

b. Sedangakan untuk mencari percepatan untuk setiap tingat gigi (k), dapat dirumuskan sebagai berikut:

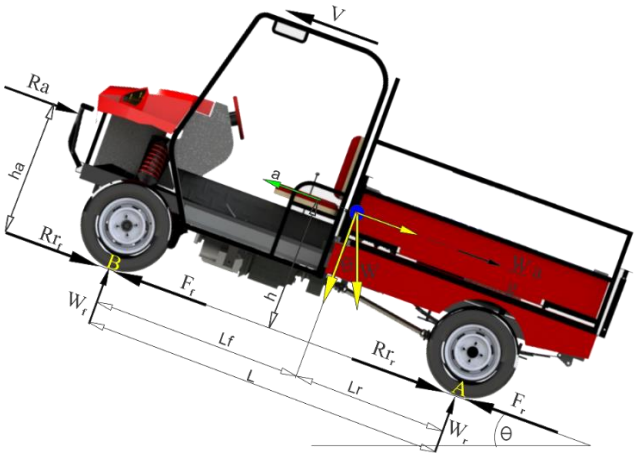
$$a_{k=} \frac{(Ft - Rrr - Ra)}{massa\ penuh} \quad (2.19)$$

dimana,

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

2.4.4 Gaya Normal Kendaraan pada Kendaraan

Adapun gaya – gaya yang bekerja dan posisi kerjannya pada kendaraan 2 poros saat berjalan menanjak ditunjukkan pada gambar 2.11 :



Gambar 2. 11 Semua gaya yang bekerja pada kendaraan 2 poros

dimana Ff, Fr adalah gaya dorong pada roda depan dan belakang, *Rrf, Rrr* adalah gaya hambat rolling pada roda depan dan belakang,

Wf, Wr adalah gaya reaksi normal jalan pada roda depan dan belakang, *Ra* adalah gaya hambat angin *a* adalah percepatan kendaraan, θ adalah sudut tanjakan jalan, *W* adalah gaya berat total kendaraan, $\frac{W}{g}a$ adalah gaya inersia untuk memberi percepatan pada kendaraan sebesar *a*, *h* adalah posisi tinggi dari pusat massa kendaraan, *ha* adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya hambat aerodinamika (*Ra*).

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 2.13 dan dengan mengambil resultan momen dari titik A dan titik B.

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

$$Wf = \frac{W.l_2 .\cos\theta - R_a.h_a - h .a\frac{w}{g} \pm W .h.\sin\theta}{L} \qquad (2.20)$$

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

$$Wr = \frac{W.l_2 .\cos\theta + R_a.h_a + h .a\frac{w}{g} \pm W .h.\sin\theta}{L} \qquad (2.21)$$

dimana pada persamaan 2.20 bernilai + W . h . sin θ untuk kendaraan dengan jalan turun, bernilai - W . h . sin θ untuk kendaraan dengan jalan naik dan pada persamaan 2.21 bernilai + W . h . sin θ untuk kendaraan dengan jalan naik, bernilai- W . h . sin θ adalah untuk kendaraan dengan jalan turun.

Gaya dorong maksimum antara ban dan permukaan jalan dibatasi oleh batas kelekatan. Untuk bermacam perhitungan

dinamis kendaraan nilai dari jari-jari roda. Kondisi sitem penggerak kendaraan dengan tipe 2 *Wheel Drive* dan 4 *Wheel Drive* tentu memiliki dampak yang berbeda masing masing dapat dijabarkan:

$$F_{max} = \mu_H \, Wr \tag{2.22}$$

$$F_{max} = \mu_H \, (Wr + W_F) \tag{2.23}$$

Persamaan 2.22 untuk 2WD penggerak roda belakang dan persamaan 2.23 untuk tipe 4WD, dimana *Wr* dan W*f* adalah Gaya Normal / Reaksi beban yang diterima oleh roda belakang dan depan.

2.5. Desain Rasio Transmisi

Dalam sistem transmisi menentukan besar dari rasio transmisi perlu diperhatikan beberapa hal antara lain kemampuan output gaya traksi kendaraan dan yang kedua adalah menentukan ukuran dari komponen transmisi supaya dimensi dari transmisi terlihat ideal dengan kendaraan. Maka yang pertama harus diperhitungkan adalah rasio transmisi pada tingkat gigi pertama. Hal ini karena pada tingkat pertama dibutuhkan torsi maksimum supaya kendaraan bergerak, serta dengan diperhitungkannya torsi maksimum dapat diketahui seberapa besar sudut tanjakan jalan yang dapat dicapai dengan menggunakan rasio transmisi pertama. Dibawah ini merupakan rumus untuk menentukan besar rasio transmisi pertama,

$$i_1 = \frac{\mathrm{Ftxr}}{\mathrm{T_m \times i_g \times \eta_t}} = \frac{(\mathrm{W sin\theta_{max} + f_r.W + Ra)r}}{\mathrm{T_m \times i_g \times \eta_t}} \tag{2.22}$$

dimana, Ft = gaya torsi kendaraan, W = berat kendaraan, T_m = torsi mesin, η_t = efisiensi dari transmisi, r = jari-jari roda, fr = koefisien rolling ban, I_d = perbandingan gigi diferential, Ra = hambatan angin. Pada perumusan di atas gaya hambat drag dapat diabaikan ketika kendaraan menanjak pada sudut tersebut , karena kecepatan kendaraan saat menanjak umumnya terjadi pada kecepatan rendah.

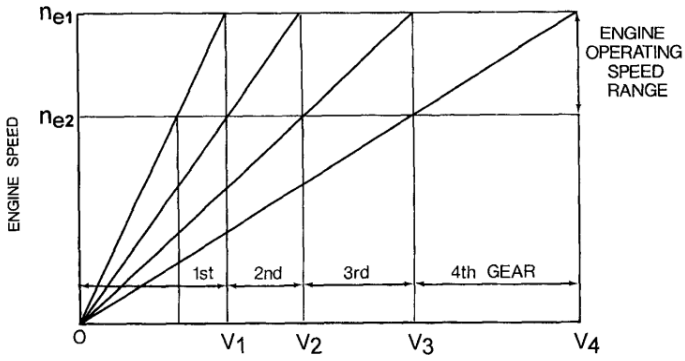
Setelah menentukan rasio transmisi tingkat pertama, selanjutnya menentukan besar dari rasio transmisi terakhir pada kendaraan berdasarkan kecepatan maksimum yang ditentukan. Saat ingin mencapai kecepatan maksimum yang ditentukan maka motor harus dapat mencukupi daya untuk mengatasi gaya hambat yang ada seperti *rolling resistance* dan gaya hambat *aerodinamis* yang terjadi pada kendaraan. Berdasarkan hal tersebut perumusan rasio transmisi pada tingkat gigi akhir adalah seperti dibawah ini,

$$i_m = \frac{Ft \times r}{T \times i_g \times \eta_t} = \frac{\left(f_r.W + \frac{1}{2}\rho.C_d A_{f.} v_m\right) r}{T \times i_g \times \eta_t} \quad (2.23)$$

2.5.2 Desain tingkat transmisi

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 kendaraan.

Salah satu cara untuk mencari perbandingan gigi antara tingkat transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan cara progresi geometris. Cara ini umumnya dipakai sebagai langkah iterasi awal. Batas kecepatan operasi dari mesin terendah (ne2) dan tertinggi (ne1) harus ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini berdasarkan karakteristik torsi dari mesin, batas ini biasa dipilih disekitar torsi maksimum mesin. Konsep dari progresi geometris ditunjukkan pada gambar 2.12, dimana menggambarkan transmisi dengan 4 tingkat kecepatan.



Gambar 2. 12 Grafik pemilihan perbandingan gigi dengan rasio geometri[7]

Berdasarkan gambar 2.12, dengan perbandingan geometris maka untuk transmisi 4 tingkat didapat hubungan perbandingan gigi sebagai berikut :

$$\frac{i2}{i1} = \frac{i3}{i2} = \frac{i4}{i3} = \frac{ne2}{ne1} = Kg \qquad (2.24)$$

dimana,

i1, i2, i3, i4 = perbandingan gigi pada tingkat transmisi I, II, III, IV

Kg = konstanta perbandingan

Langkah pertama untuk mendesain tingkat transmisi, harus ditentukan terlebih dahulu rasio transmisi pertama dan rasio transmisi terakhir kendaraan.

Untuk menentukan rasio transmisi pertama (I), dapat dihitung dengan rumus 2.22 dan untuk rasio transmisi terakhir menggunakan rumus 2.23.

Dengan demikian, nilai faktor Kg dapat ditentukan dengan rumus 2.25. Selanjutnya, nilai Kg tersebut digunakan untuk menentukan nilai i2, i3 dst.

$$\text{Kg} = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \tag{2.25}$$

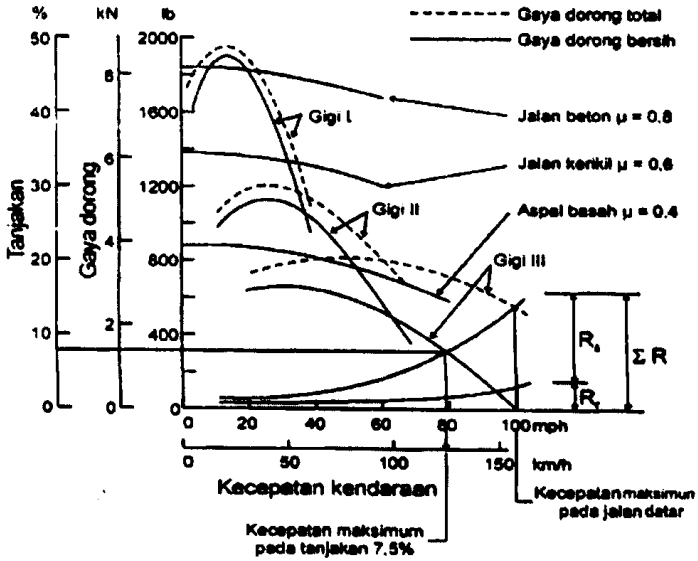
2.6 Karakteristik Transmisi Kendaraan

Untuk memudahkan kita mengetahui karakteristik transmisi kendaraan, maka dibuat grafik untuk gaya dorong –kecepatan. Contoh grafik karakteristik kendaraan untuk suatu transmisi 4 tingkat ditunjukkan pada gambar 2.13 dibawah. Pada gambar tersebut ditunjukkan hambatan rolling (Rr) dan hambatan aerodinamik (Ra) 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 (Fn) yang dimaksudkan adalah gaya dorong total dikurangi hambatan rolling dan hambatan aerodinamika, dirumuskan sebagai berikut:

$$Fn = F - Rr - Ra \tag{2.26}$$

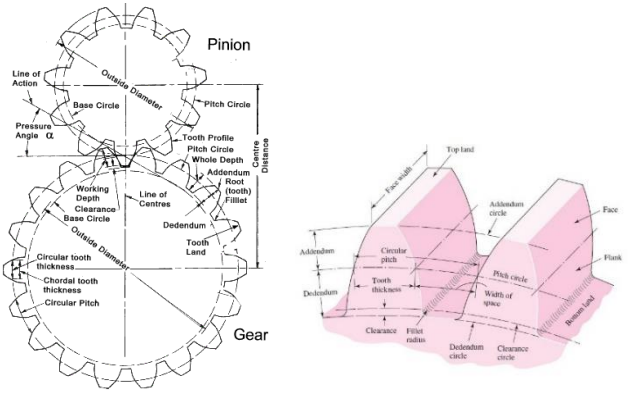
Disamping itu juga pada gambar tersebut ditunjukkan gradability sehingga besarnya kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada gradability tertentu pada jalan datar.



Gambar 2. 13 Grafik karakteristik kinerja transmisi dari suatu kendaraaan penumpang[7]

2.7 Komponen di dalam Sistem Transmisi

2.7.1 Roda Gigi Lurus (Spur)



Gambar 2. 14 Bagian-bagian dan profil *Spur Gear*[8]

Roda gigi lurus merupakan jenis roda gigi yang paling banyak digunakan Fungsi dari roda gigi lurus ini adalah untuk mentransmisikan daya dan gerak pada dua poros yang sejajar. Bagian dari pasangan roda gigi yang berfungsi untuk menggerakkan roda gigi pasangannya disebut pinion. Sedangkan pasangan roda gigi yang digerakkan disebut gear. Bagian – bagian dan penamaan dari pasangan roda gigi dan profil gigi pada Spur Gear dapat dilihat pada Gambar 2.14.

2.7.1.1 *Diametral Pitch*, P

Diametral Pitch adalah jumlah gigi tiap inchi lengkungan roda gigi. *Diametral pitch* dirumuskan sebagai jumlah gigi dibagi dengan *diameter pitch circle* – nya. Dimana P adalah *diametral pitch* (jumlah gigi/inch lengkung), N_t adalah jumlah gigi (buah) dan d adalah *diameter pitch circle* (in).

$$P = \frac{N_t}{d} \tag{2.27}$$

2.7.1.2 *Circular Pitch*, p

Circular pitch adalah jarak gigi yang diukur pada *pitch circlenya* yaitu jarak satu titik pada gigi sampai titik pada gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. *Circular pitch* dirumuskan sebagai berikut :

$$P = \frac{\pi d}{N_t} \tag{2.28}$$

dimana, p adalah *circular pitch* (in), d adalah *diameter pitch circle* (in), dan N_t adalah jumlah gigi (buah). Hubungan antara *Circular Pitch* dengan *Diametral Pitch* adalah :

$$P = \frac{\pi}{p} \tag{2.29}$$

2.7.1.3 *Center of Distance*

Center of Distance adalah jarak antar sumbu poros pada roda gigi. *Center of Distance* dirumuskan sebagai :

$$c = \frac{d_p + d_g}{2} \tag{2.30}$$

dimana, c adalah jarak titik pusat sepasang roda gigi (in), d_p adalah diameter *pinion* (in), dan d_g adalah diameter *gear* (in).

2.7.1.4 *Velocity Ratio*

Velocity Ratio (perbandungan kecepatan) pada *spur gear* adalah sebagai berikut :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_{t2}}{N_{t1}} = \frac{d_2}{d_1} \tag{2.31}$$

dimana i adalah *velocity ratio*, ω adalah kecepatan sudut (rad/s), n adalah kecepatan keliling (rpm), N_t adalah jumlah gigi (buah), dan d adalah *diameter pitch circle* (in).

2.7.1.5 Torsi yang Diterima Roda Gigi

Ketika pasangan roda gigi berputar, maka akan terjadi torsi pada roda gigi tersebut. Torsi yang diterima oleh roda gigi dirumuskan sebagai berikut :

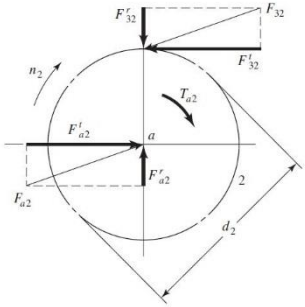
$$T = \frac{Px63000}{n} \tag{2.32}$$

dimana P adalah daya *input* yang diberikan oleh motor pada poros (hp), T adalah torsi yang diterima oleh roda gigi (lb.in), dan n adalah putaran roda gigi (rpm).

2.7.1.6 Gaya-gaya pada Roda Gigi

Gaya yang diterima oleh sebuah gigi bila hanya satu pasang gigi yang bersentuhan akan mengarah normal terhadap

permukaan gigi dan sejajar dengan garis kerja. *Vektor* gaya yang bekerja pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 2.15.



Gambar 2. 15 Vektor Gaya pada roda gigi[9]

Yang dimaksud F_{32}/F_n adalah gaya normal yang ditimbulkan oleh gigi pada roda gigi yang digerakkan terhadap gigi roda gigi penggerak (lb). F_{32}/F_n dapat diproyeksikan pada arah tangensial (gaya tangensial, F^t_{32}/F_t) dan arah radial (gaya radial, F^r_{32}/F_r).

$$F_t = F_n cos\varphi \quad (2.33)$$

$$F_r = F_n sin\varphi \quad (2.34)$$

dimana φ adalah sudut tekan.

2.7.1.7 Torsi yang Diakibatkan Gaya Normal

Untuk menghitung torsi yang diakibatkan oleh gaya normal digunakan persamaan sebagai berikut:

$$T = F_n \frac{d}{2} cos\varphi = F_t \frac{d}{2} \quad (2.35)$$

dimana *d* adalah *diameter pitch* roda gigi (in).

2.7.1.8 Kecepatan *Pitch Line*

Kecepatan *pitch line* merupakan kecepatan tangensial yang dialami roda gigi. Untuk menghitung besarnya kecepatan *pitch line* digunakan persamaan di bawah ini :

$$V_p = \frac{\pi.d.n}{12} \quad (2.36)$$

dimana V_p adalah kecepatan *pitch line* (ft/menit) , dan *d* adalah diameter *pitch* roda gigi (in).

2.7.1.9 *Spur Gear Bending*

Analisa keamanan *Spur Gear Bending* memakai referensi ANSI/AGMA 2001-D04. Dalam perencanaan ini akan dianalisa kekuatan roda gigi sehingga dapat diketahui bahan atau material yang akan digunakan.Kegagalan *bending* akan terjadi saat tegangan yang terjadi pada *tooth* lebih dari atau sama dengan *yield strength* atau *bending endurance strength*. .

- Persamaan *Gear bending stress* :

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} \quad (2.37)$$

dimana :

W^t = Beban tangensial, lbf
K_o = faktor *overload* , table *overload* ; hlm 766 [9]
K_v = faktor *dynamic* , persamaan 14-27 ; hlm 756 [9]
K_s = faktor *size* , 1 atau persamaan (a) 14-10 ; hlm 759 [9]
P_d = *transverse diametral pitch*
F = *face width* dari *narrower member*, in
K_m = faktor *load distributor* , persamaan 14-30 ; hlm 759 [9]
K_B = factor *rim-thickness* , persamaan 14-40 ; hlm 764 95]
J = factor *geometry* untuk tegangan *bending* (termasik factor K_f) , Grafik 14-6 ; hlm 753 [9]

- Persamaan *Gearbending endurance:*

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S_F}\frac{Y_N}{K_T K_R} \quad (2.38)$$

dimana:
S_t = *bending stress* yang diijinkan, lbf/in^2 , $_{099}(S_t)_{10}{}^7$ Tabel 14-3 , 14-4 ; hlm 748,749 [9]
Y_N = *stress sycle factor* untuk *bending stress* , grafik 14-14 ; hlm 763 [9]
K_T = faktor *temperature*, 1 jika T<250^0 F
K_R = faktor *reliabitity*, table 14-10, persamaan 14-38 ; hlm 763,764 [9]
S_F = AGMA *factor of safety , a stress ratio*

- Persamaan *Safety Factor Bending* :

$$S_F = \frac{S_t Y_N/(K_T K_R)}{\sigma} \quad (2.39)$$

2.7.1.10 *Spur Gear Wear*

Analisa keamanan *Spur Gear Wear* memakai referensi ANSI/AGMA 2001-D04. Kerusakan permukaan gigi dapat disebabkan oleh ter – abrasi – nya permukaan gigi akibat gesekan antar permukaan gigi yang tidak disertai sistem pelumasan yang baik maupun akibat adanya material ikutan (*impurity*) dalam minyak pelumas yang dapat menggores permukaan gigi. Tegangan keausan yang dikenakan pada roda gigi tidak boleh lebih besar daripada Tegangan ijin dari material penyusun roda gigi tersebut Kegagalan permukaan terjadi saat tegangan kontak lebih dari atau sama dengan *surface endurance strength*.

- Persamaan *Gear contact stress*

$$\sigma_c = C_p \left(W^t K_O K_v K_s \frac{K_m}{d_p F}\frac{C_f}{I}\right)^{1/2} \quad (2.40)$$

dimana W^t, K_O, K_v, K_s, F sama dengan persamaan 2.37, dan beberapa istilah tambahan

C_p = *elastic coefficient,* $\sqrt{lbf/in^2}$, persamaan 14-13, table 14-8 ; hlm 744, 757 [9]
C_f = faktor *surface condition* = 1
d_p = *pitch diameter* dari pinion, in
I = faktor *geometry* untuk *pitting resistance*, persamaan 14-23 ; hlm 755 [9]

- Persamaan *Gear contact endurance strength*

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad (2.51)$$

dimana :
S_c = *contact stress* yang diijinkan , lbf/in^2, table 14-6. 14-7 ; hlm 751,752 [9]
Z_N = faktor *stress cycle life* ,grafik 14-15 ; hlm 763 [9]
C_H = *hardness ratio factors* untuk *pitting resistance* , *section* 14-12 , *gear only* ; hlm 761, 762
K_T = faktor *temperature* 1 jika T < 250^{0}F
K_R = faktor *reliability* , table 14-10, persamaan 14-38 ; hlm 763 , 764
S_H = AGMA *safety factor, a stress ratio*

- Persamaan *Wear factor of safety*

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c} \quad (2.52)$$

2.7.2 Poros

Poros adalah bagian komponen yang berputar , biasanya berbentuk potongan lingkaran yang berfungsi untuk mentransfer torsi dan gerakan. Poros merupakan sumbu dari komponen seperti *gear, key, bely, pulley* dan lain – lain. *Axle* adalah bagian dari poros yang tidak berputar, tidak berperan memindahkan torsi ,hanya berfungsi sebagai penopang putaran elemen lainnya.

Dalam menganalisa poros beberapa hal yang diperhatikan antara lain:

- Pemilihan Material
- *Geometric Layout*
- *Stress* dan *Strength*
    - *Static Strength*
    - *Fatigue Strength*

Dalam menentukan ukuran dari poros dibutuhkan analaisa tegangan pada disuatu titik pada poros yang dapat mewakilkan titik pada poros lainnnya, jadi tidak dibutuhkan geometri dari keseluruhan poros. Di dalam mendesain biasanya ditentukan dari lokasi titik kritis, lalu ditentukan ukurannya dan di bandingkan dengan kebutuhan kekuatan tegangan. Untuk ukuran yang lain dapat dicocokkan dengan ukuran elemen pensuport lainnya.

2.7.2.1 Mendesain Poros Berdasarkan Tegangan

- Lokasi kritis

Tegangan kritis biasanya terdapat pada permukaan yang paling luar, pad lokasi aksial dimana momen *bending* paling besar terjadi, terdapat torsi , dantempat terjadinya konsentrasi tegangan. Tegangan *bending* pada poros dapat ditentukan dengan melihat diagram *shear* dan *bending.* Aplikasi *gear* atau *pulley* pada poros yang menyebabkan gaya bekaerja dengan arah yang bermacam, biasanya *shear bending moment diagram* dibuat dengan dua *plane.* Resuktan momen didapatkan dari menjumlah besaran vector pada titik kritis yang diamati. Tegangan aksial yang terjadi dapat diabaikan karena sangat kecil jika dibandingkan dengan tegangan *bending* yang terjadi.

- Tegangan pada poros

Tegangan *Bending , Torsion , Axial* mungkin terdapat pada komponen *midrange* dan *alternating* . Untuk menganalisanya dapat secara sederhana mengkombinasikan berbagai tipe tegangan

kedalam *midrange* dan *alternating von Mises stresses.* Biasanya tegangan aksial yang terjadi pada titik kritis yang kecil jika dibandingan dengan tegangan *bending* dan *torsion* yang sangat mendominasi, jadi analisa aksial akan dihilangkan pada persamaan dibawah. Mengkombinasikan *distorsion energy failure theory*, dengan *von Mises* untuk bentuk penampang bulat yang berputar, beban aksial diabaikan, poros yang solid didapatkan

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32\,K_f M_a}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16\,K_{fs} T_a}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2} \quad (2.53)$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32\,K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16\,K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2} \quad (2.54)$$

dimana M_m dan M_a adalah *midrange* dan *alternating bending moments*, T_m dan T_a adalah *midrange* dan *alternating torques*, dan K_f dan K_{fs} adalah *fatigue strees-concentration factors* untuk *bending* dan *torsion.*

Persamaan Mod-Goodman

Tegangan ekuivalen *alternating* dan *midrange* dapat di evaluasi menggunakan grafik kegagalan *modified Goodman diagram*. Kegagalan *fatigue* menurut garis *Goodman* dapat di tunjukkan dengan persaman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad (2.55)$$

Se adalah *endurance limit* pada lokasi kritis komponen mesin dalam geometri dan kondisi penggunaan, Nilai Se dapat diperoleh dengan persamaan :

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (2.56)$$

dimana:
k_a = Faktor modifikasi kondisi permukaan
k_b = Faktor modifikasi *size*
k_c = Faktor modifikasi *load*
k_d = Faktor modifikasi temperatur
k_e = Faktor *reliability*
k_f = Faktor modifikasi *miscellaneous-effect*
S_e' = *endurance limit* padalokasi kritis komponen mesin dalam geometrid an kondisi penggunaan

mensubtitusi σ_a' dan σ_m' dengan persamaan 2.35 dan 2.36 maka didapatkan kriteria kegagalan *DE Goodman* sebagai berikut :

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4\left(K_f M_a\right)^2 + 3\left(K_{fs} T_a\right)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}}\left[4\left(K_f M_m\right)^2 + 3\left(K_{fs} T_m\right)^2\right]^{1/2}\right\} \quad (2.57)$$

Untuk kepentingan perancangan , dapat juga merubah persamaan untuk mendapatkan besaran diameter yang diinginkan. Hasil persamaannya adalah:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}}\left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3} \quad (2.58)$$

Poros yang berputar dengan *bending* dan *torsion* yang konstan maka, *bending stress* terbalik semuaanya dan *torsion* yang terjadi dengan kondisi *steady*. Maka persamaan 2.36 sampai 2.40 dapat disederhanakan dengan mengatur M_m dan T_a bernilai 0, dengan secara sederhana dapat menyeleksi beberapa komponen persamaan didalamnya.

Modifikasi persamaan kriteria *DE Goodman* tidak menganalisa untuk melawan *yielding.* Dibutuhkan persamaan lain

untuk menganalisa untuk *yielding*. Untuk tujuan ini maka dapat menggunakan persamaan *von Mises maximum stress* :

$$\sigma'_{max} = [(\sigma_m+\sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.59)$$

$$\sigma'_{max} = \left[\left(\frac{32K_f(M_m+M_a)^2}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16K_{fs}(T_m+T_a)^2}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2} \quad (2.60)$$

untuk mengkoreksi *yielding* maka persamaan *von Mises maximum stress* dibandingkan dengan *yield strength,*

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} > \frac{S_y}{\sigma'_a+\sigma'_m} \quad (2.61)$$

2.7.3 Splines

Ada dua buah macam jenis dari *splines, straight splines* dan *involute splines. Involute splines* menjadi jenis yang paling dominan digunakan karena strukturnya yang lebih kuat dan mudah dalam proses pembuatannya dibandingkan dengan *straight splines*. *Splines* ini memiliki bentuk umum yang sama dengan gigi pada *gear* dengan *pressure angle* 30 derajat dan satu setengah kedalaman dari gigi *gear* standar. *External splines* dapat dibentuk dari proses *hobbing* atau menggunakan *gear shaper*. *Internal slplines* dapat dibentuk melalui proses *broaching* atau menggunakan *gear shapper*.

Splines dapat dibentuk untuk memiliki 6 sampai 50 *teeth*.. Geometri dari *splines* dapat ditentukan dari beberapa persamaan:

$$d_{re} = (N_t - 1.8) \div P \quad (2.62)$$

$$b_1 = 0.900 \div P \quad (2.63)$$

$$L = \frac{1}{4}\frac{D_{re}^3}{D^2} \quad (2.64)$$

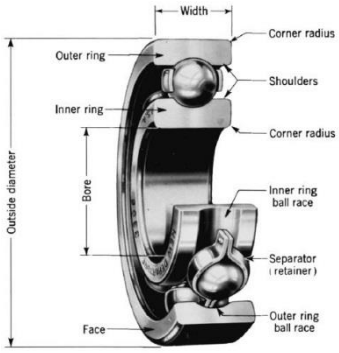
dimana d_{re} adalah minor diameter pitch dari *splines* , N_t adalah Jumlah *teeth* dari *splines* , P adalah diametral pitch, b_1 adalah *dedendum-fillet root* , L adalah *splines length* untuk poros yang solid , dan D adalah diameter dari poros. Sedangkan untuk menganalisa kekuatan dari *splines* adalah dengan cara menganalisa kekuatan tegangan geser yang terjadi di *splines* menggunakan rumus:

$$S_s = \frac{4T}{\pi D^2 L} \tag{2.65}$$

dimana S_s adalah *Shear stress* dan T adalah torsi yang diterima *splines,* akan dikatakan aman jika nilai S_s kurang dari nilai *shear yield strength* material *splines.*

2.7.4 Bantalan *(Bearing)*

Fungsi dari bantalan adalah sebagai penghubungkan antara elemen tersebut dengan bodi yang diam. Dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkan dari input akan dapat dipindahkan atau disambungkan ke elemen mesin yang lain dengan loses energi akibat gesekan yang seminimal mungkin. Selain menjalankan fungsi diatas bearing juga berfungsi sebagai tumpuan dari poros.



Gambar 2. 16 Bantalan (*Bearing*)[9]

Dengan pembebanan yang berbeda dari setiap penggunaannya maka diperlukan perencanaan yang sesuai dengan pembebanan yang diterima agar peralatan yang direncanakan dapat berfungsi dengan baik dan memiliki masa pakai yang panjang. Gaya-gaya yang menjadi pertimbangan untuk merencanakan bantalan diperoleh dari gaya-gaya dan momen yang diterima poros dengan memproyeksikannya pada arah horisontal dan vertikal pada posisi bantalan yang ditentukan untuk memudahkan analisa. Geometri Ball Bearing dapat dilihat pada Gambar 2.16.

Data yang perlu diketahui dalam perhitungan bantalan yaitu: putaran poros (n), diameter poros (d). Dan yang dihitung yaitu:

- Gaya-gaya pada tumpuan (Fr):

$$F_r = \sqrt{{F_H}^2 + {F_V}^2} \qquad (2.66)$$

dimana Fr adalah gaya radial (lb) , FH adalah gaya horizontal (lb) FV adalah gaya vertical (lb)

- Beban ekivalen (P):
  Untuk menghitung beban ekuivalen digunakan persamaan:

$$P = X.V.F_r + Y.F_a \qquad (2.67)$$

dimana P adalah beban ekivalen (lb) , X adalah faktor koreksi untuk beban radial , V adalah faktor putaran 1 untuk ring dalam berputar 1,2 untuk ring luar berputar , Fr adalah gaya radial (lb) tabel 9-5 [8] ,Y adalah faktor koreksi untuk beban aksial tabel 9-5 [9] ,dan Fa adalah gaya aksial (lb)

- Umur bantalan (L10):
  Ball bearing yang akan dipakai dapat diprediksi umur atau ketahanannya dalam menerima beban. Untuk mencari umur bearing digunakan persamaan :

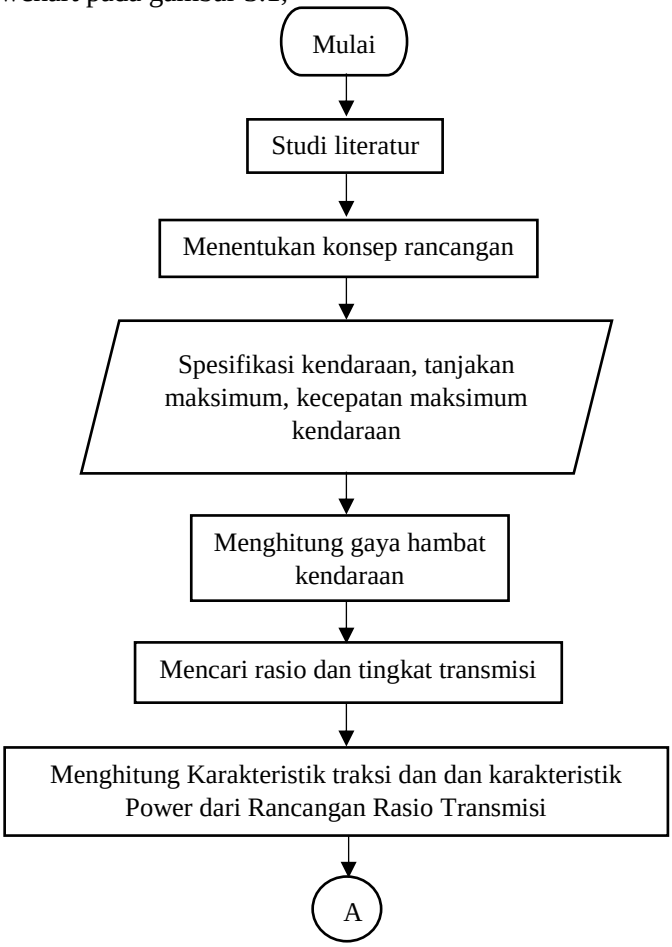
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{b} . \frac{10^{6}}{60\ x\ n} \qquad (2.68)$$

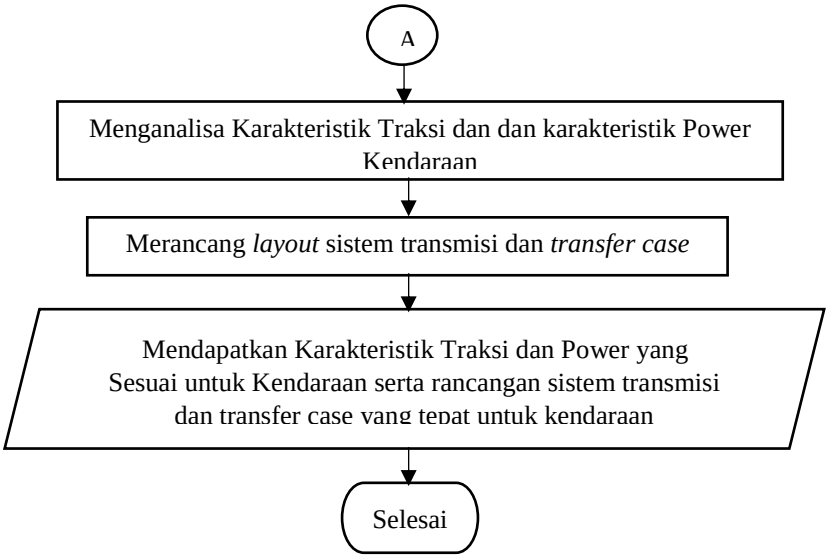
dimana adalah L_{10} = umur bantalan (jam), C adalah *rating* beban *basic* , tabel 9-1 [9] (lb), dan b bernilai 3 untuk *ball bearing* dan 3,33 untuk *roller bearing*.

BAB III
METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Dibawah ini merupakan langkah-langkah penelitian berdasarkan metode analitik yang disajikan dalam bentuk flowchart pada gambar 3.1,





Gambar 3. 1 Diagram Alir penelitian tugas akhir

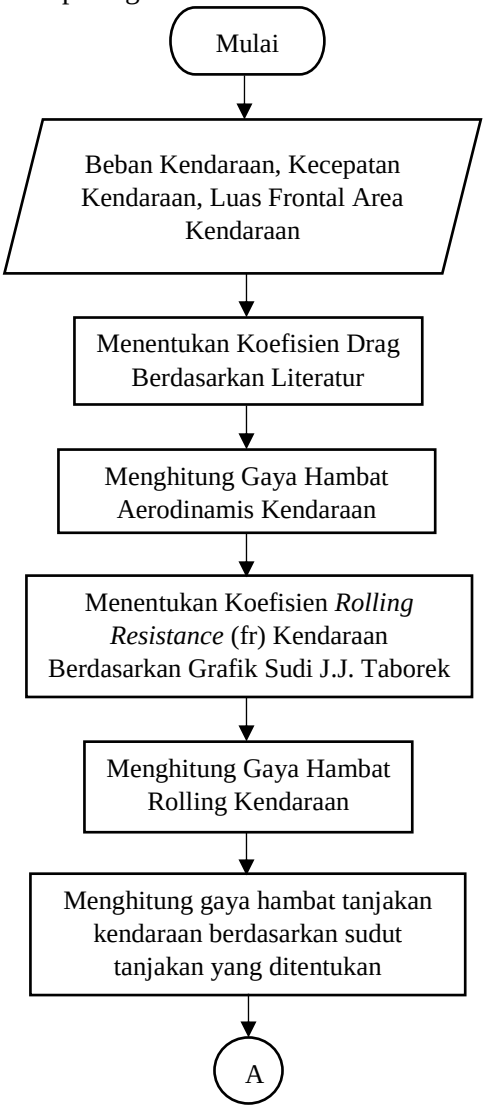
Proses penyusunan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dalam beberapa tahapan sebagai berikut:

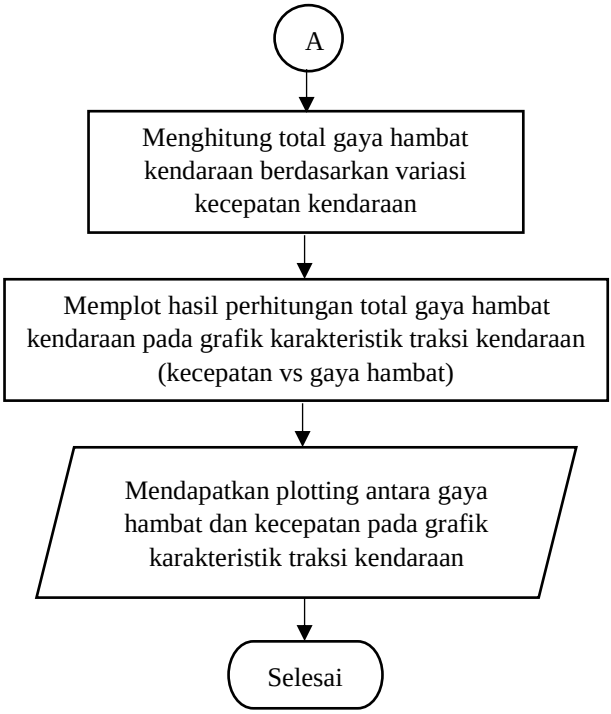
- Tahap awal, penelitian dilakukan studi literatur dari berbagai buku, jurnal-jurnal ilmiah dan penelitian-penelitian terdahulu yang terkait dengan perancangan sistem transmisi pada kendaraan otomotif.
- Tahap kedua, setelah mendapat konsep dari kendaraan maka selanjutnya melakukan perhitungan untuk kebutuhan sistem transmisi dari kendaraan. Dimulai dari perhitungan terhadap gaya hambat, serta rasio dan tingkat transmisi yang digunakan.
- Tahap ketiga, dalam dalam tahap ketiga dilakukan analisa terhadap hasil dari perhitungan berupa analisa terhadap rancangan rasio dan tingkat transmisi sehingga didapat karakteristik traksi yang sesuai untuk mobil angkutan multiguna pedesaan dan mengetahui daerah spin kendaraan.

3.2 Flowchart Perhitungan

3.2.1 Menghitung Gaya Hambat Kendaraan

Perhitungan gaya hambat kendaraan ditunjukkan dalam bentuk flowchart pada gambar 3.2.





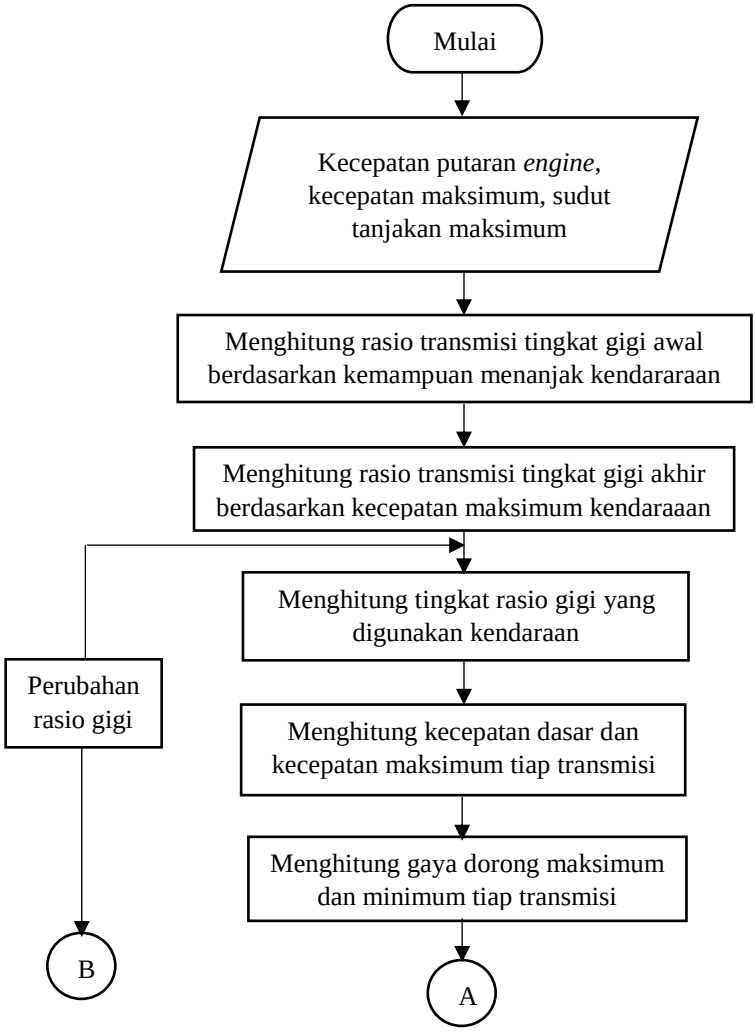
Gambar 3. 2 Diagram alir perhitungan gaya hambat

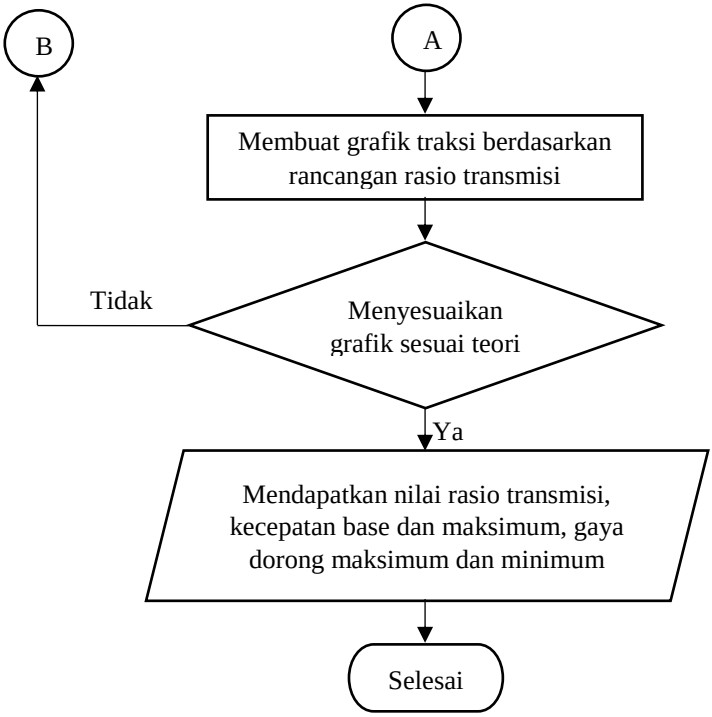
Langkah-langkah perhitungan gaya hambat kendaraan,

1. Menentukan variasi kecepatan kendaraan dan menghitung luas frontal kendaraan.
2. Menentukan koefisien drag yang sesuai berdasarkan literature.
3. Menghitung gaya hambat *aerodinamis* kendaraan berdasarkan rumus 2.5
4. Menentukan koefisien *rolling resistance* ban berdasarkan tekanan ban kendaraan berdasarkan persamaan 2.1
5. Menghitung gaya hambat kendaraan berdasarkan variasi sudut yang ditentukan berdasarkan rumus 2.6
6. Menghitung gaya hambat total yang terjadi pada kendaraan berdasarkan rumus 2.6

3.2.2 Menghitung Rasio Transmisi dan Tingkat Transmisi

Perhitungan rasio transmisi dan tingkat transmisi ditunjukkan dalam bentuk flowchart pada gambar 3.3.





Gambar 3. 3 Diagram alir perhitungan rasio dan tingkat transmisi

Langkah-langkah menentukan rasio transmisi kendaraan adalah sebagai berikut,

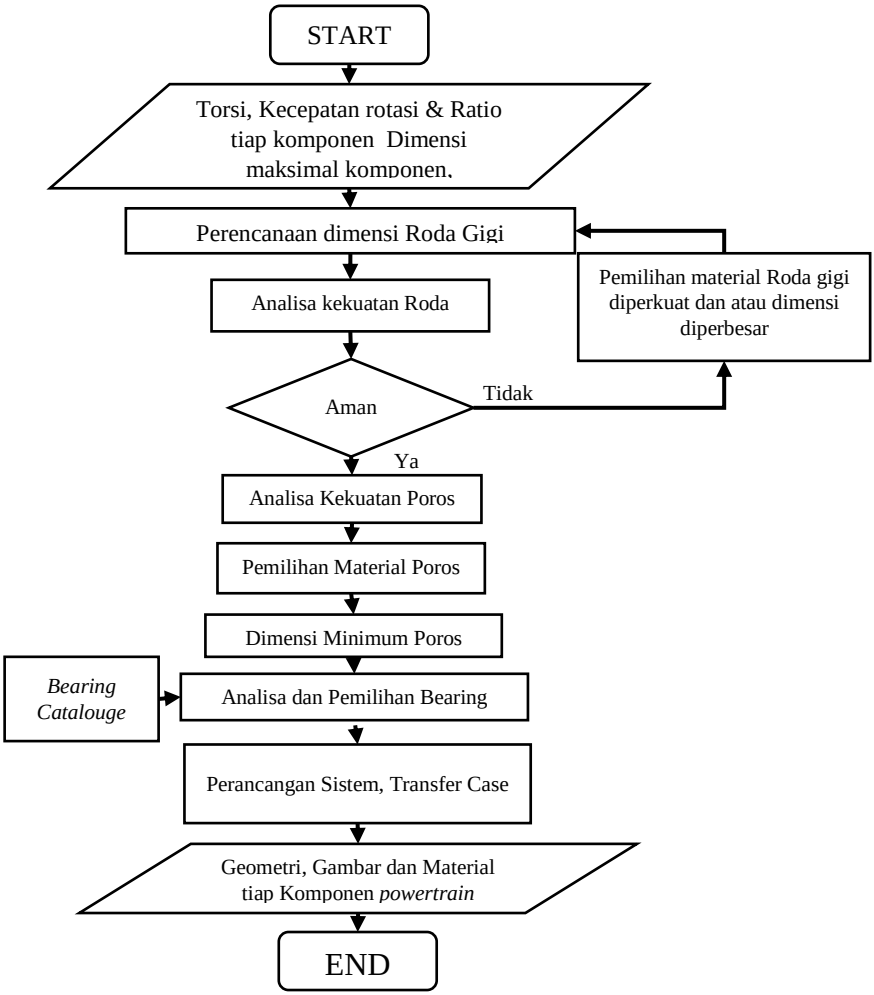
1. Langkah pertama adalah mendapatkan data kecepatan putaran motor, kecepatan maksimum dari kendaraan dan sudut tanjakan maksimum yang dapat dilalui kendaraan.
2. Langkah kedua adalah menghitung rasio transmisi awal, dimana perhitungan harus dapat melalui sudut tanjakan maksimum dari kendaraan sehingga persamaan yang dipakai adalah 2.22
3. Langkah ketiga adalah menghitung rasio transmisi akhir, dimana perhitungan harus dapat melalui keceptan

maksimum yang ditentukan sehingga persamaan yang dipakai adalah 2.23

4. Langkah keempat adalah menghitung kecepatan base dan maksimum yang dihasilkan tiap transmisi.
5. Langkah kelima adalah menghitung gaya dorong maksimum dan minimum yang dihasilkan oleh transmisi.
6. Langkah keenam adalah membuat grafik traksi dari perhitungan gaya dorong diatas.
7. Langkah ketujuh adalah menganalisa kesesuaian grafik traksi dengan teori yang ada.
8. Langkah kedelapan adalah mendapatkan nilai rasio transmisi, kecepatan base dan maksimum tiap transmisi, gaya dorong maksimum dan minimum tiap transmisi.

3.2.3 Menentukan Material dan Dimensi Tiap Komponen Sistem Transmisi

Setelah didapat data – data dari karakteristik sistem *power train* yang dirancang selanjutnya dilakukan perancangan geometri, material dan analisa kekuatan dari tiap komponen dengan diagram alir sebagai berikut:



Gambar 3. 4 Digram alir penentuan material dan dimensi komponen sistem transmisi

BAB IV
PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1 Spesifikasi Umum

Berikut disajikan data dari kendaraan dan *engine* mobil Multiguna pedesaan yang akan digunakan dalam penelitian ini :

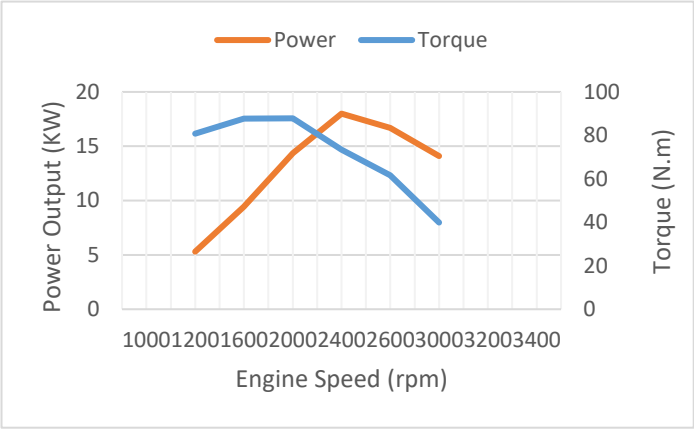
Tabel 4. 1Spesifikasi Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan

Item	Keterangan
Vehicle Weight	900 kg
Load Capacity	500 kg
Wheel Base	2200 mm
Length	3200 mm
Width	1477 mm
High	1765 mm
Ground Clearance	200 mm
Front Tire	14 inch, GT Radial Savero komodo M/T Plus
Rear Tire	14 inch, GT Radial Savero komodo M/T Plus
Frame	Steel

Tabel 4. 2 Spesifikasi Engine

Item	**Keterangan**
Tipe Motor	Mendatar, 1 silinder, 4 langkah, berpendingin air
Sistem pembakaran	*Direct Injection*
Diameter x langkah (mm)	118 x 115
Isi silinder (cc)	1275
Tenaga Maksimum (Hp/rpm)	24 / 2400
Torsi Maksimum (kgm/rpm)	9 / 1400
Perbandingan Kompresi	17 : 1

Berat Kosong (kg)		215
Dimesi (mm)	Panjang	930
	Lebar	500
	Tinggi	880

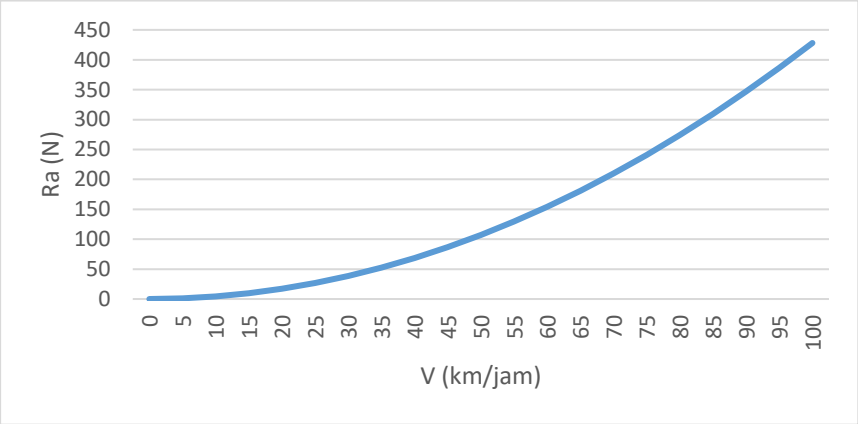


Gambar 4. 1 performa engine diesel Dimaond DDI 2700 H

4.2 Perhitungan Kebutuhan Gaya Dorong Kendaraan

Dalam menentukan gaya dorong yang diperlukan oleh kendaraan, terlebih dahulu dianalisa besar dari gaya hambat yang terjadi pada kendaraa. Gaya hambat yang dimaksud meliputi gaya hambat angina, gaya hambat rolling serta gaya hambat akibat tanjakan. Sehingga setelah mengetahui gaya hambat yang terjadi maka dapat ditentukan gaya dorong yang dibutuhkan oleh kendaraan berdasarkan sumber tenaga yang digunakan.

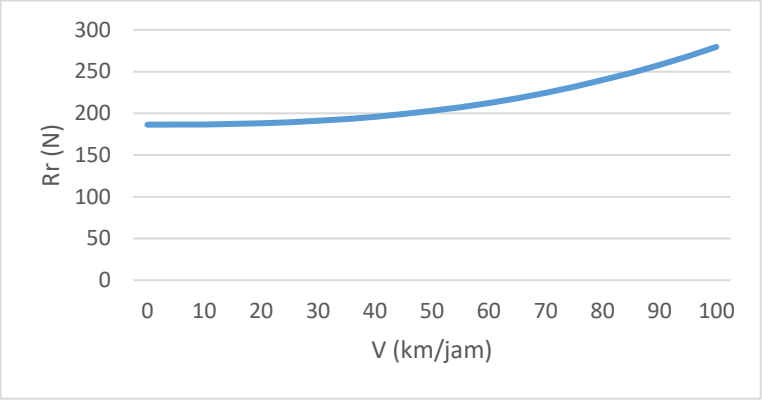
4.2.1 Perhitungan Gaya Hambat Udara (Ra)



Gambar 4. 2 Gaya Hambat Angin Kendaraan

Berdasarkan grafik pada gambar diatas dapat diketahui besar dari gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Dari spesifikasi kendaraan yang telah disebutkan didepan dan dengan ρ (massa jenis udara) 1,2 kg/m^3, cd (koefisien drag kendaraan) 0,4, af (luas frontal kendaraan) 2,301155 m2, serta v (kecepatan) dari 0-100 km/jam dapat dihasilkan gaya hambat angin yang semakin besar apabila kecepatan kendaraan diperbesar. Gaya hambat angin paling kecil terjadi pada kecepatan 0 km/jam yaitu 0 N, sedangkan untuk kecepatan 10 km/jam adalah sebesar 4,208 N dan yang paling besar adalah 428,056 N pada kecepatan 100 km/jam.

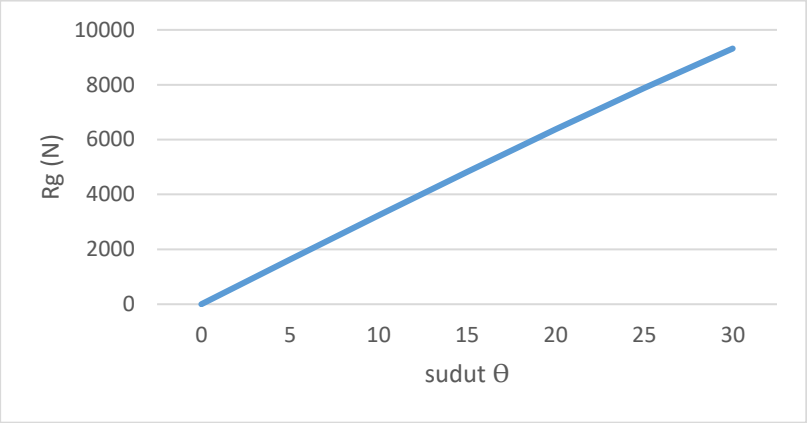
4.2.2 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling* (Rr)



Gambar 4. 3 Grafik Gaya Hambat rolling

Grafik pada gambar 4.3 menunjukkan hasil perhitungan dari gaya hambat *rolling*. Langkah awal yang perlu dilakukan dalam menghitung gaya hambat *rolling* adalah menentukan besar koefisien *rolling*, apabila tekanan ban yang digunakan adalah 30 psi maka penulis telah menghitung besar dari koefisien *rolling* berdasarkan persamaan 2.3 dan didapatkan koefisien rolling akan semakin besar apabila kecepatan kendaraan diperbesar. Untuk kecepatan 0 km/jam koefisien rolling yang timbul adalah 0,01 sedangkan yang terbesar adalah 0,015 pada kecepatan 100 km/jam. Maka selanjutnya penulis dapat mengetahui besar gaya hambat *rolling* yang terjadi pada kendaraan berdasar variasi kecepatan sesuai dengan persamaan 2.4, didapatkan hasil hambatan rolling sesuai gambar diatas yaitu 186,39 N pada kecepatan 0 km/jam dan yang paling besar adalah 279,585 N pada kecepatan 100 km/jam.

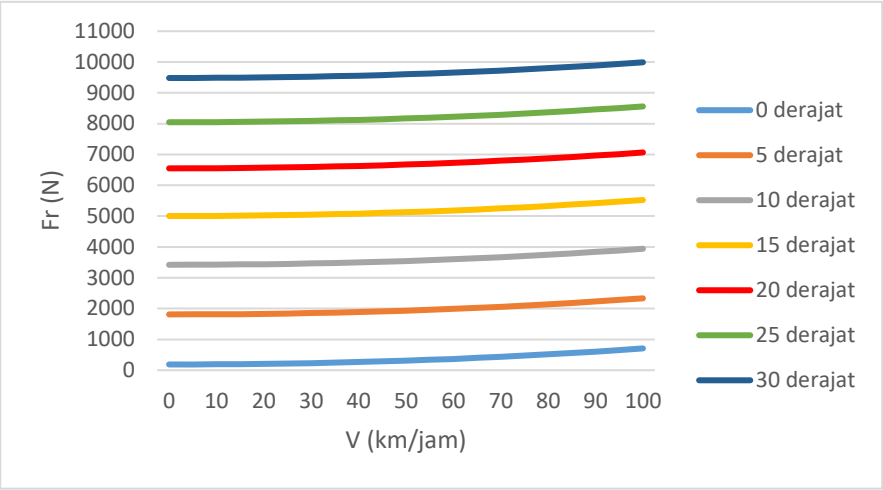
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan



Gambar 4. 4 Grafik Gaya hambat tanjakan

Gaya hambat tanjakan merupakan gaya hambat yang terjadi karena kendaraan melewati medan jalan yang memiliki sudut tanjakan tertentu, sehingga berat dari kendaraan akan bertambah karena adanya pengaruh dari gravitasi bumi. Berdasar perumusan 2.6 dapat diketahui besar dari gaya hambat tanjakan dan gambar 4.4 menunjukan besar gaya hambat akan semakin besar dengan besar sudut tanjakan yang dilalui kendaraan, penulis memvariasikan sudut tanjakan dari 0^0- 30^0 dan yang terbesar adalah 9319,5 N pada sudut 30^0, untuk sudut 0^0 besar gaya hambat tanjakan adalah 0 N karena kendaraan tidak mengalami pertambahan berat akibat sudut tanjakan.

Berdasarkan perumusan 2.9 didapatkan bahwa gaya hambat total kendaraan merupakan penjumlahan dari 3 gaya hambat diatas, akan tetapi pada perumusan 2.9 gaya hambat total pada kendaraan lebih dispesifikan apabila kendaraan melalui jalan yang mempunyai sudut kemiringan maka gaya hambat *roliing* akan mengalami pengaruh dari gravitasi bumi, sehingga gaya hambat total pada Mobil Angkutan Multiguna Pedesaan berdasar rumus 2.9 didapat grafik seperti dibawah ini,



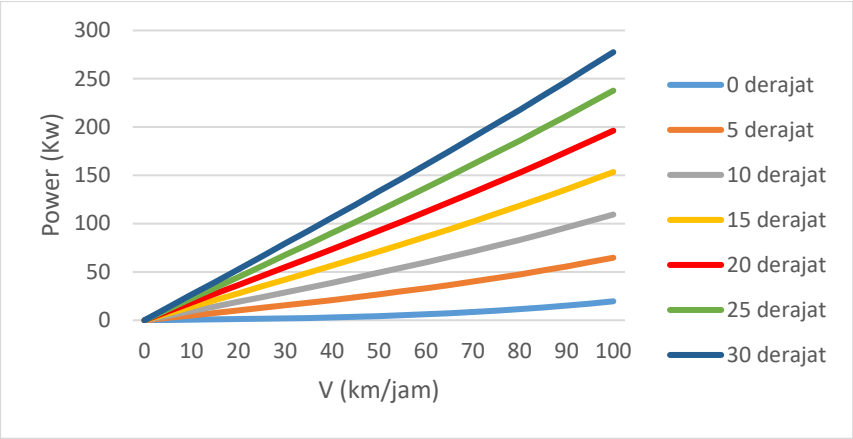
Gambar 3. 5 Gaya hambat total kendaraan

Terlihat berdasarkan grafik diatas bahwa semakin besar sudut tanjakan yang dilalui oleh kendaraan maka gaya hambat yang terjadi juga akan semakin besar. Begitu juga dengan kebalikannya apabila kendaraan melalui jalan mendatar maka akan mengalami gaya hambat yang paling kecil.

4.1.4 Perhitungan Kebutuhan Daya Kendaraan untuk Jalan

Suatu kendaraan untuk dapat berjalan memerlukan sumber tenaga penggerak, dimana sumber tenaga tersebut harus dapat melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Pada perhitungan sebelumnya telah didapat besar dari gaya hambat kendaraan, baik itu gaya hambat angin, gaya hambar *rolling* atau gaya hambat karena tanjakan. Jadi langkah selanjutnya adalah menentukan besar power atau daya dari sumber penggerak yang diperlukan.

Berikut ini merupakan perhitungan kebutuhan daya kendaraan untuk dapat berjalan melewati gaya hambat yang terjadi,



Gambar 4. 6 Daya Jalan Kendaraan

Berdasarkan grafik pada gambar diatas, dapat dijelaskan bahwa dengan power atau daya sebesar 50 kw, kendaraan dapat melaju pada tanjakan 30 derajat dengan kecepatan kurang lebih 20 km/jam. Jadi dengan power sebesar 50 kw kendaraan dapat mencapai kecepatan kecepatan lebih dari 100 km/jam pada jalan mendatar. Akan tetapi perlu diingat daya diatas merupakan daya pada roda penggerak, bukan daya yang dihasilkan pada sumber tenaga.

4.3 Perhitungan Rasio Transmisi

Transmisi merupakan komponen penggerak dalam kendaraan yang berfungsi untuk menghasilkan torsi dan kecepatan yang berbeda-beda. Rasio transmisi dibedakan berdasarkan kebutuhan kendaraan, akan tetapi pada umumnya rasio transmisi yang perlu diperhitungkan adalah mengenai rasio pada tingkat pertama yang berfungsi mengenai kemampuan kendaraan dalam menanjak, dan yang kedua adalah rasio pada tingkat akhir yang berfungsi mengenai kemampuan kendaraan untuk melaju maksimum.

Pada perhitungan rasio transmisi Mobil Multiguna Pedesaan penulis menghitung terlebih dahulu pada tingkat rasio pertama, dengan alasan bahwa kendaraan akan beroperasi pada jalan yang naik-turun. Sehingga berdasarkan rumus 2.22 dapat diketahui hasilnya sebagai berikut,

$$i_1 = \frac{Ft \times r}{Tm \times Id \times \eta_t} = \frac{(W\sin\theta_{max} + f_r.W + Ra)r}{Tm \times id \times \eta_t}$$

$$i_1 = \frac{(18639\ N\ \times \sin 30 + 0.01002 \times 18639N + 4{,}2805\ N)0.35}{88\ Nm \times 5 \times 0.9}$$

$$i_1 = 8{,}38104$$

Selanjutnya menghitung rasio transmisi untuk kecepatan akhir. Rasio transmisi akhir merupakan tingkat transmisi yang digunakan kendaraan untuk dapat menghasilkan kecepatan maksimal yang diinginkan, disini penulis menetapkan Mobil Multiguna Pedesaan ini dapat digunakan sampai dengan kecepatan 60 km/jam. Berdasarkan rumus 2.26 pada bab 2 menjelaskan cara untuk menghitung rasio transmisi akhir, penulis telah menghitung dan hasilnya adalah sebagai berikut

$$i_2 = \frac{Ft \times r}{T \times Id \times \eta_t} = \frac{\left(f_r.W + \frac{1}{2}\rho.C_d A_{f.V_m}\right)r}{T \times id \times \eta_t}$$

$$i_2 = \frac{(18639\ N \times +0{,}0155 \times 1{,}2 kg/m^3 \times 0{,}4 \times 2{,}311505\ m^2 \times 27{,}78\ m/s)0.35}{61.6\ Nm \times 5 \times 0.9}$$

$$i_2 = 0{,}893488$$

maka langkah selanjutnya adalah memilih pembagian kecepatan dan rasio disetiap tingkat kecepatannya. Menggunakan metode *Geometrical Step* maka dapat ditentukan setiap besar dari rasio kecepatan.

- Untuk pemasangan 3 tingkat kecepatan

$$Kg = \left(\frac{0.893488}{8.38104}\right)^{\frac{1}{2}}$$
$$Kg = 0.326509$$

Sehingga diperoleh :

i_1 = 8.38104

i_2 = 0.326509 x 8.38104 = 2.736486

i_3 = 0.893488

- Untuk pemasangan 4 tingkat kecepatan

$$Kg = \left(\frac{0.893488}{8.38104}\right)^{\frac{1}{3}}$$
$$Kg = 0{,}474166$$

Sehingga diperoleh :

i_1 = 8,38104

i_2 = 0,474166 x 8,38104 = 3,974002

i_3 = 0,474166 x 3,974002 = 1,884336

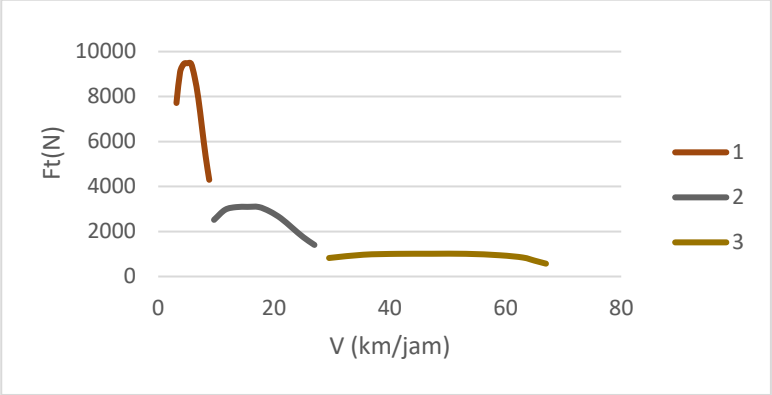
i_4 = 0.893488

4.4 Karakteristik Traksi pada Mobil Multiguna Pedesaan

Menggunakan data peforma *engine* Diesel Diamond DDI 2700 H dan data rasio – rasio transmisi yang telah dihitung sebelumnya, maka dapat dihitung berapa traksi atau daya yang dapat dihasilkan oleh sistem transmisi. Menggunakan persamaan 2.14 maka dapat dilihat hasil dari setiap traksi yang dihasilkan.

4.4.1 Karakteristik Traksi Mobil Multiguna dengan 3 tingkat kecepatan

Hasil Perhitungan dari gaya traksi yang dihasilkan dengan 3 tingkat kecepatan dapat dilihat pada gambar 4.7 berikut.

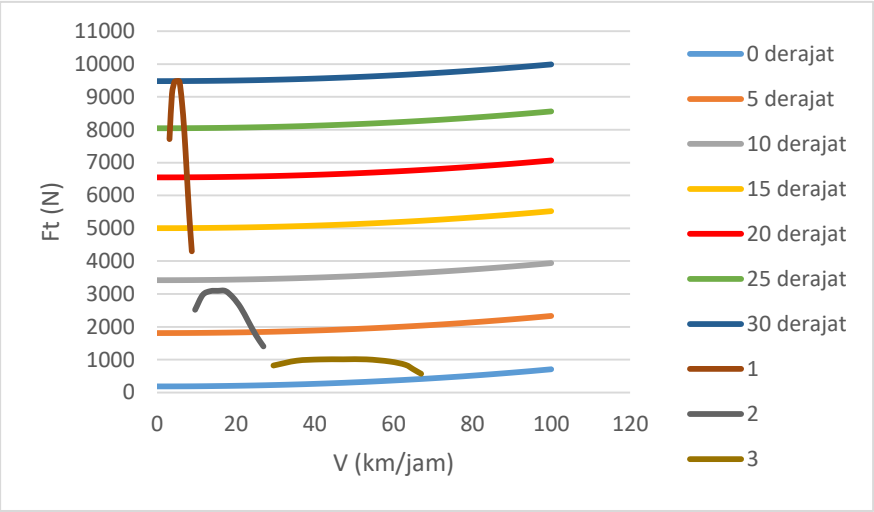


Gambar 4. 7 Gaya dorong - kecepatan

Gambar 4.7 menjelaskan grafik dari persebaran traksi yang dibentuk pada setiap tingkatan giginya . Pada grafik dapat dilihat dengan sistem transmisi yang telah dirancang dengan 3 tingkat kecepatan. Traksi maksimal yang dapat dihasilkan terjadi pada kondisi gigi kecepatan ke-1 yaitu sebesar 9504 N dan kendaraan mobil multiguna pedesaan dapat melaju hingga kecepatan maksimal 69,02 km/jam pada saat kondisi gigi kecepatan ke-4.

Berdasarkan gambar 4.8 diatas dapat dilihat bahwa pada saat tingkat kecepatan 1 mobil dapat menempuh kecepatan maksimum 9.8 km/jam dan dapat menanjak dengan kemiringan sampai 30 derajat. Pada tingkat kecepatan 2 traksi maksimal yang dihasilkan sebesar 3096,138 N dan pada tingkat kecepatan 3 traksi maksimal yang mampu dihasilkan sebesar 1010,918 N dan dapat menghasilkan kecepatan maksimum sebesar 69,02 km/jam. Akan tetapi penggunaan 3 tingkat transmisi pada mobil multiguna

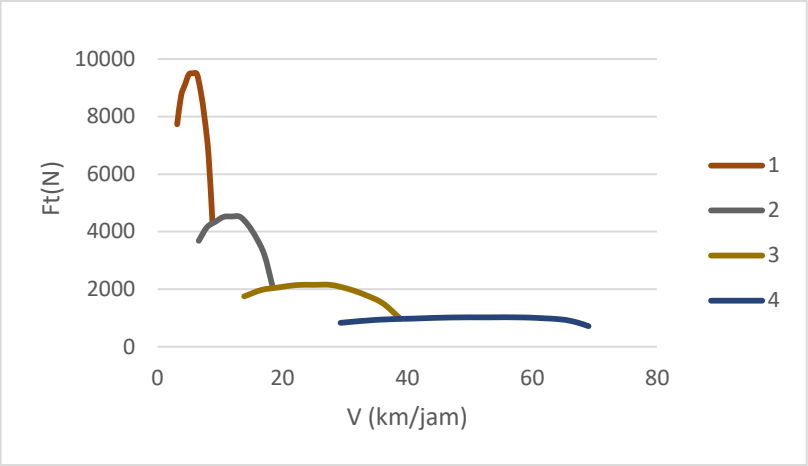
pedesaan ternyata masih menghasilkan *losses* traksi yang besar pada saat tiap perpindahan gigi.



Gambar 4. 8 Karakteristik traksi pada mobil multiguna pedesaan dengan 3 tingkat kecepatan

4.4.2 Karakteristik Traksi Mobil Multiguna Pedesaan dengan 4 tingkat kecepatan

Hasil Perhitungan dari gaya traksi yang dihasilkan dengan menggunakan 4 tingkat kecepatan dapat dilihat pada gambar 4.9. pada gambar tersebut menjelaskan grafik dari persebaran traksi yang dibentuk pada setiap tingkatan giginya. Pada grafik dapat dilihat dengan sistem transmisi yang telah dirancang Traksi maksimal yang dapat dihasilkan terjadi pada kondisi gigi kecepatan ke-1 yaitu sebesar 9504 N dan kendaraan mobil multiguna pedesaan dapat melaju hingga kecepatan maksimal 69,2 km/jam pada saat kondisi gigi kecepatan ke-4.

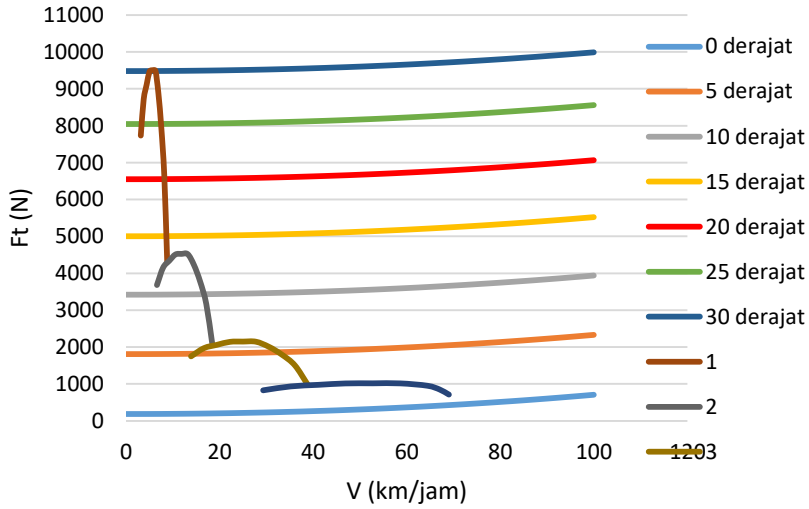


Gambar 4. 8 Gaya dorong - kecepatan

Berdasarkan Gambar 4.10 diatas dapat diperoleh beberapa informasi mengenai kinerja yang mampu dihasilkan oleh kendaraan, seperti traksi yang dihasilkan kendaraan, kecepatan maksimum yang mampu ditempuh, tanjakan maksimum yang mampu dilalui, serta kecepatan yang mampu dihasilkan pada masing-masing gigi.

Pada Gambar 4.10 terlihat bahwa pada tingkat gigi pertama besarnya traksi maksimum untuk tingkat gigi pertama sebesar 9504 N sehingga mobil ini mampu melewati jalanan dengan kemiringan 30^0 pada kecepatan 9.7 km/jam . Untuk tingkat gigi kedua, nilai traksi maksimum nya sebesar 4525,714 N , pada tingkat gigi ketiga sebesar 2149,714 N, pada tingkat gigi keempat sebesar 1018,286 N dan kecepatan maksimum yang mampu dicapai kendaraan sampai 69,2 km/jam sehingga sudah sesuai dengan yang diinginkan. Pada gambar diatas juga dapat dilihat penggunaan 4 tingkat kecepatan transmisi berdampak positif karena traksi *loss* yang terjadi sangat minim dan hampir tidak ada area hilang traksi. Hal ini bisa menjadi landasan pemilihan karena jika dibandingkan dengan menggunakan 3 tingkat kecepatan *loss*

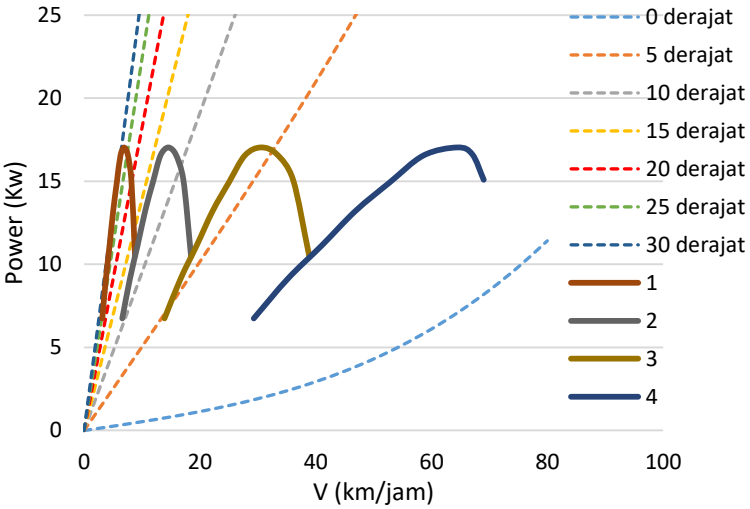
traksi yang terjadi jauh lebuh kecil. Sedangkan jika dipilih tingkatan transmisi yang lebih banyak, missal kita pilih 5 tingkat, maka traksi *loss* yang terjadi akan lebih kecil, meskipun dengan menggunakan 4 tingkat *loss* traksi sudah sangan minim. Akan tetapi semakin banyak tingkatan kecepatan transmisi maka akan membutuhkan dimensi *gearbox* yang semakin besar dan tentunya tenaga yang hilang untuk memutar inersia tiap komponen yang berputar akan semakin besar, tentu hal ini dihindari saat proses pemilihan *design*.



Gambar 4. 9 karakteristik traksi mobil multiguna pedesaan dengan 4 tingkat kecepatan

4.6 Karakteristik Power Mobil Multiguna Pedesaan

Dalam menghitung karakteristik power kendaraan, terlebih dahulu harus diketahui spesifikasi dari mesin yang digunakan. Berdasarkan subbab sebelumnya telah diketahui grafik peforma dari mesin diesel yang digunakan. Setelah penulis melakukan perhitungan maka karakteristik power dari masing-masing tingkat transmisi adalah sebagai berikut,



Gambar 4. 10 karakteristik power kendaraan

Gambar 4.10 menunjukan karakteristik power pada Mobil Multiguna Pedesaan, dimana pada grafik tersebut terlihat konsumsi energy yang dibutuhkan oleh kendaraan akibat adanya gaya hambat dibandingkan dengan power yang dapat dihasilkan oleh *engine* sebagai sumber tenaga dari kendaraan. Terlihat pada grafik power maksimum dari *engine* digunakan seluruhnya pada sudut 30 derajat dan menghasilkan kecepatan maksimum sebesar 9,7 km/jam. Pada tingkat kecepatan 2 mobil dapat menanjak hingga kemiringan 18 derajat dan menghasilkan kecepatan sebesar 18,46 km/jam. Pada tingkat kecepatan 3, mobil dapat menanjak pada kemiringan 5 derajat dengan menghasilkan kecepatan sebesar 38 km/jam. Dan Kecepatan maksimum yang dapat dihasilkan adalah 69,2 km/jam pada tingkat kecepatan 4.

4.7 Analisa Mode Operasi 2WD dan 4WD

Mobil Multiguna Pedesaan dirancang untuk dapat beroperasi pada medan jalan pedesaan yang sulit seperti medan

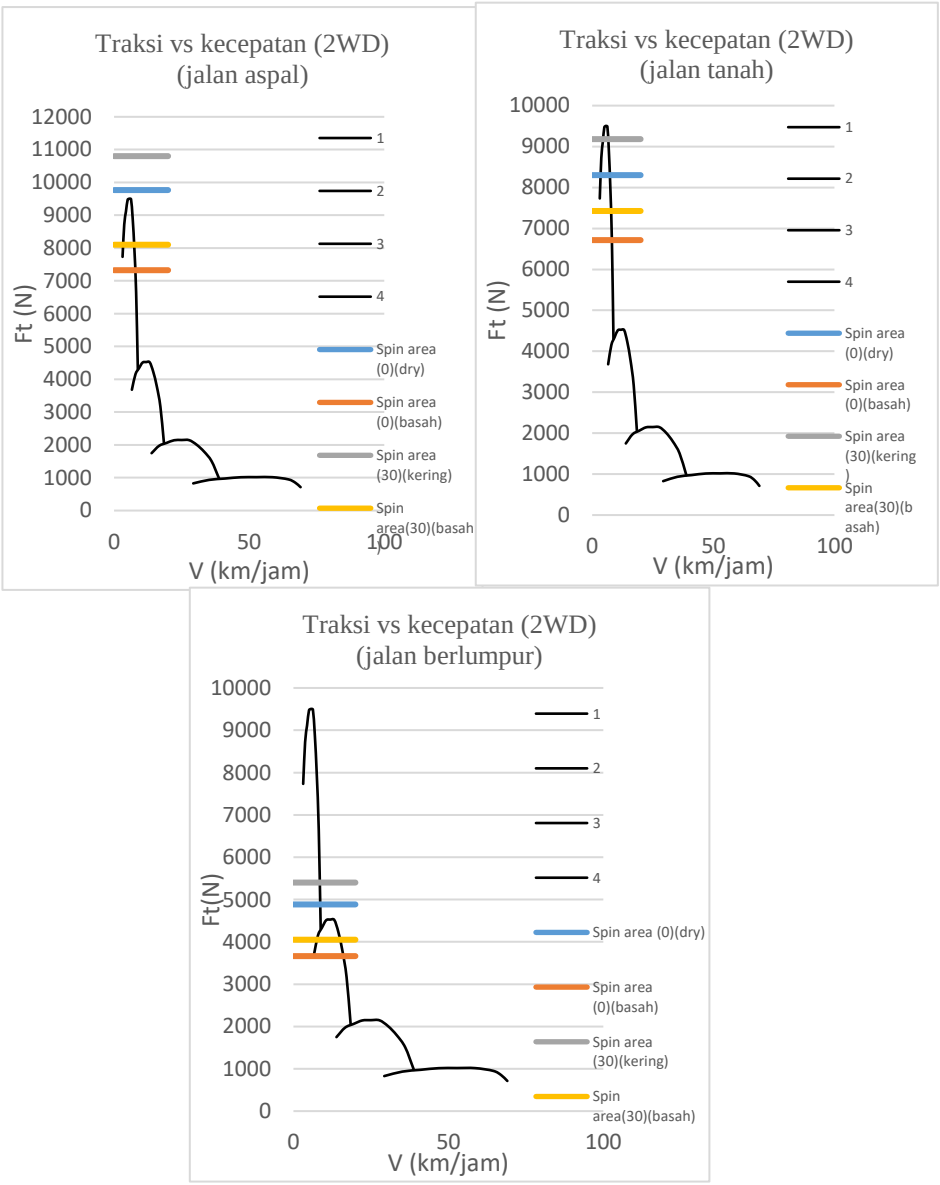
lumpur, tanah basah dan jalan yang memiliki *gradient* kemiringan jalan yang ekstrim. Dengan Tujuan untuk membuat Mobil dapat melaju lebih handal maka ditambahkan fitur mode operasi *four wheel drive* untuk meningkatkan performa kendaraan. Untuk menganalisa hal ini diperlukan perhitungan untuk menghitung gaya normal mobil pada roda depan dan roda belakang dan beda *Friction Limit* antara mode operasi 2WD dan 4WD.

Tabel 4. 3 Data dan Hasil perhitungan gaya kontak saat kecepatan 0-50 km/jam

l1 (m)	*l2 (m)*	*h (m)*	*Wheel Base (m)*	*ha (m)*	*Wf (N)*				*Wr (N)*			
					0	*10*	*20*	*30*	*0*	*10*	*20*	*30*
1,1	1,1	0,6	2,2	1	6429,49	6197,93	5692,92	4937,45	12209,5	12950,6	13386,1	13502,6

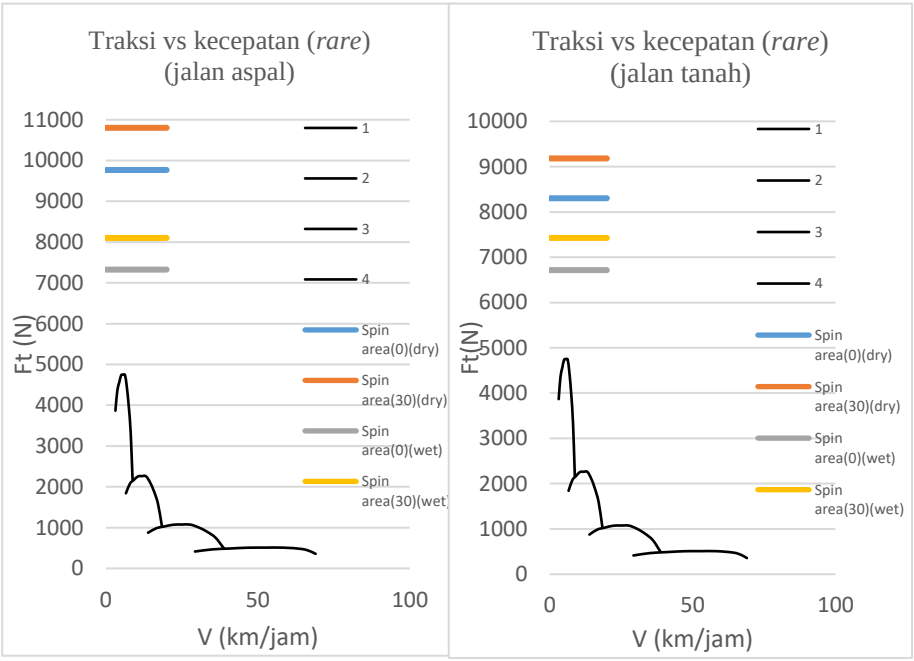
Dengan menggunakan persamaan 2.21 dan 2.22 dapat diperoleh besar nilai dari gaya kontak roda depan dan roda belakang. Besar perhitungan nilai Gaya Kontak Roda depan dan belakang pada berbagai *gradient* kemiringan jalan tampak pada tabel 4.3. Selanjutnya untuk menghitung besar traksi maksimum anatara ban dan permukaan jalan yang dibatasi oleh batas kelekatan, dapat menggunakan persamaan 2.10 untuk mode operasi 2WD dan persamaan 2.11 untuk mode operasi 4WD. Gambar 4.10 sampai Gambar 4.11 menunjukkan besar *spin area* Mobil saat mode operasi 2WD dan 4WD pada kondisi kontur jalan Aspal, Tanah, dan Lumpur.

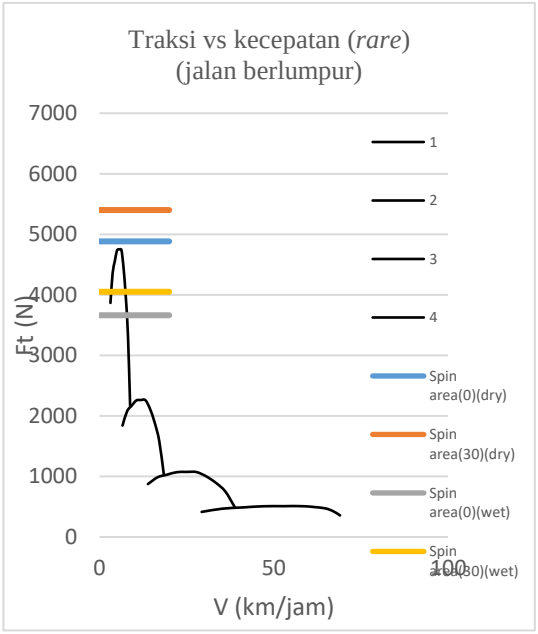
Bagaimana detail pengaruh mode 4WD dalam meningkatkan performa mobil dapat dilihat pada Gambar 4.11 , 4.12 dan 4.13 . Tampak pada gambar 4.11 saat mode 2WD kontur permukaan jalan aspal nilai *spin area* sangat jauh berada diatas grafik traksi kendaraan sehingga saat melaju di jalan aspal Mobil akan aman tidak mengalami slip pada ban.



Gambar 4. 11 Grafik *spin area* 2WD pada berbagai jenis kontur jalan

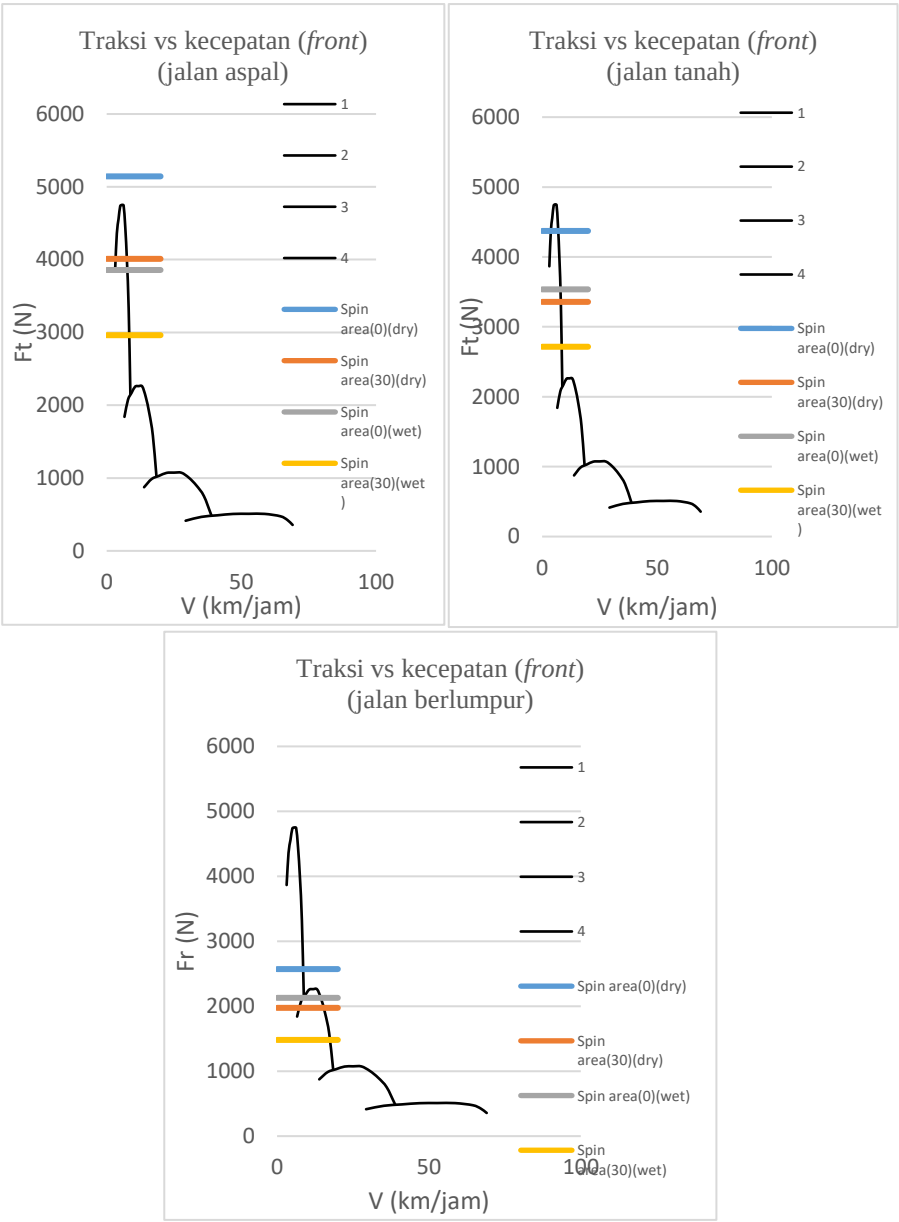
Kondisi akan berbeda saat mobil melaju pada permukaan tanah, Saat kondisi jalan tanah kerikil basah atau terdapat kemiriangan nilai Traksi mobil berada diatas nilai *spin area* sehingga Mobil akan kehilangan gaya dorong karena roda mengalami slip, pada kondisi ini mobil harus memulai start jalan pada gigi kecepatan ke-2 untuk menurunkan torsi. Pada kondisi tanah lumpur atau pasir mobil sudah tidak bisa lagi berjalan akibat slip yang terjadi karena hampir keseluruhan traksi dorong yang dihasilkan berada diatas *spin area*.





Gambar 4. 12 Grafik spin area 4WD(*rare*) pada berbagai jenis kontur jalan

Bagaimana peningkatan performa saat mode 4WD terlihat pada gambar 4.13 dan 4.14, Memang saat kondisi jalan aspal *spin area* yang terjadi sangat berada jauh diatas traksi dorong yang dihasilkan, hal ini mengindikasikan jika mobil dirancancang beroperasi dominan di jalan aspal dengan sistem penggerak 2WD sudah mencukupi. Kondisi menjadi sangat berbeda saat mobil berjalan di permukaan tanah atau kerikil, meskipun kondisi dipersulit dengan jalan tanah basah dan memiliki kemiringan , *spin area* semua masih berada diatas grafik traksi dorong sehingga mobil dapat melaju dengan lancar karena tenaga traksi dorong tersalur ke jalan dengan maksimal tanpa ada slip. Mobil rancangan Multiguna Pedesaan juga masih mampu untuk berjalan pada kondisi medan lumpur atau pasir, dengan melakukan strat jalan menggunakan tingkat gigi kecepatan ke-2 berdasar grafik mobil akan mampu berjalan tanpa terjadi slip.



Gambar 4. 13 Grafik spin area 4WD(*front*) pada berbagai jenis kontur jalan

Grafik 4.12 dan 4.13 menunjukan kemapuan masing-masing roda depan maupun belakang ketika kendaraan menggunkan mode operasi 4WD dimana roda belakang traksi pada roda belakang masih jauh dibawah batas *spin area* sehingga roda tidak akan mengalami slip pada jalan aspal maupun jalan tanah. Sedangkan untuk roda bagian depan tidak akan mengalami slip pada saat tingkat kecepatan 2 pada jalan aspal maupun jalan tanah. ketika mobil melaju pada jalan berlumpur atau pasir mobilpun tidak akan mengalami slip jika menggunkana tingkat kecepatan 2.

4.8 Perancangan dan Analisa Komponen Sistem Transmisi

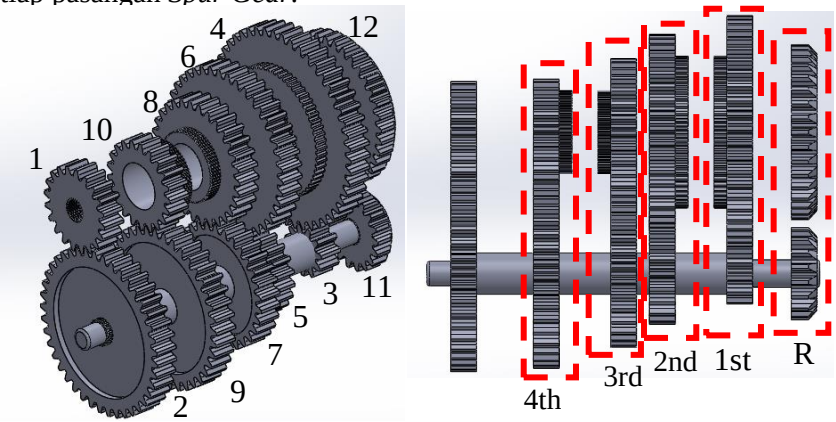
Analisa Karakteristik Traksi yang telah dilakukan memberikan data rasio – rasio tiap komponen transmisi yang akan digunakan. Data rasio tersebut selanjutnya akan digunakan sebagai dasar perancangan komponen elemen mesin yang akan membentuk nilai dari rasio yang diharapkan. Perancangan dilakukan dengan menentukan batasan maksimal dari dimensi *Gear box* dan *Transfer Case* terlebih dahulu. Setelah itu, dipilih material yang paling sesuai dengan dimensi yang tersedia, sehingga didapatkan rancangan Gear box dan Transfer case yang paling efisien dari segi konstruksi maupun ekonomi . Hasil data geometri dan pemilihan material dari tiap komponen elemen mesin selanjutnya menjadi fokus perhitungan dan Analisa.

4.8.1 Perhitungan dan Analisa *Spur gear*

Komponen elemen mesin pertama yang digunakan sebagai pembentuk rasio adalah *Spur Gear*, karena memiliki efisiensi yang tinggi maka komponen ini dipilih. Komponen *Spur Gear* memang sudah lazim digunakan pada komponen yang terdapat pada *Powertrain* mobil. Pada perancangan Mobil Multiguna Pedesaan kali ini *Spur Gear* digunakan pada sistem *Gear Box* dan *Transfer Case*.

4.8.1.1 *Spur gear Gearbox*

Terdapat 4 tingkat kecepatan membutuhkan 4 pasangan *Spur Gear* untuk membentuk rasio yang diinginkan. Rancangan tingkat kecepatan ke-1 yang cukup besar yaitu dengan rasio 8,4. Maka diputuskan untuk menambah 1 buah pasangan *Spur Gear* untuk mereduksi awal semua tingkat kecepatan dengan nilai rasio 2 untuk mengefisiensikan keseluruhan dimensi dari *GearBox*. Gambar 4.14 menunjukkan komposisi susunan dan penamaan dari tiap pasangan *Spur Gear*.



Gambar 4. 14 pasangan dan penamaan spur gear pada *gearbox* setiap tingkat kecepatan

Menggunakan Persamaan 2.31 dan 2.32 maka dapat diperoleh berapa Torsi dan Putaran *engine* yang bekerja pada tiap kecepatan. Tabel 4.4 menunjukkan data perhitungan Torsi dan kecepatan rotasi tiap tingkat kecepatan.

Tabel 4. 4 Data dan hasil perhitungan torsi dan putaran kerja spur *gear gearbox*

ir	From clucth		counter shaft		i1	Pasangan Gigi 1				i2	Pasangan Gigi 2			
	Gear 1		Gear 2			Gear 3		Gear 4			Gear 5		Gear 6	
	ω1 (rpm)	T1 (lbf.ft)	ω2 (rpm)	T2 (lbf.ft)		ω3 (rpm)	T3 (lbf.ft)	ω4 (rpm)	T4 (lbf.ft)		ω5 (rpm)	T5 (lbf.ft)	ω6 (rpm)	T6 (lbf.ft)
2	1800	522,19	900	1044,38	4,2	900	1044,38	214,29	4386,396	2	900	1044,38	450	2088,76

Pasangan Gigi 3					Pasangan Gigi 4					Pasangan Mundur				
i3	Gear 7		Gear 8		i4	Gear 9		Gear 10		im	Gear 11		Gear 12	
	ω7 (rpm)	T7 (lbf.ft)	ω8 (rpm)	T8 (lbf.ft)		ω9 (rpm)	T9 (lbf.ft)	ω10 (rpm)	T10 (lbf.ft)		ω11 (rpm)	T11 (lbf.ft)	ω12 (rpm)	T12 (lbf.ft)
1	900	1044,38	900	1044,38	0,5	900	1044,38	1800	522,19	2	900	1044,38	450	2088,76

Pada data terlihat jika torsi terbesar terjadi pada saat Tingkat Kecepatan Gigi ke-1. Maka pinion pasangan *Gear* ini atau *Gear 4* yang akan dijadikan acuan untuk proses perhitungan geometri dan material. Menggunakan persamaan 2.27 sampai 2.39 untuk menghitung *spur gear bending* dan *spur gear wear*.

- Gaya tangensial pada gear pada gear 3

  $$Ft = \frac{T}{d/2}$$

  $$Ft = \frac{1044,38}{1,901/2}$$

  $$Ft = 1098,647$$

- *Spur gear bending* pada gear 3
  dari referensi didapatkan K_o = 1,25; Kv = 0,62; Ks = 1; Km = 1,7; Kb = 1 [5]

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$= 1098,647 \text{ x } 1,25 \text{ x } 0,62 \text{ x } 1 \text{x} \frac{6}{1} x \frac{1,7\ x\ 1}{0,25}$$

$$= 60,248$$

- *Spur gear wear* pada gear 3
  dari referensi didapatkan Ko = 1,25; Kv = 0,618; Ks = 1; Km = 1,3; Cf = 1; I = 0,1743 [5]

  $$\sigma_c = C_p \left(W^t K_O K_v K_s \frac{K_m}{d_p F} \frac{C_f}{I}\right)^{1/2}$$

$$\sigma_c = 2300\,(1098{,}647x1{,}25x0{,}618x1x\frac{1{,}3}{1{,}901x1}\frac{1}{0{,}1743})^{1/2}$$
$$= 175339{,}6$$

Dengan menggunakan perhitungan seperti diatas, maka didapatkan Tabel 4.5 yang merupakan geometri dan material dari setiap *Spur Gear*.

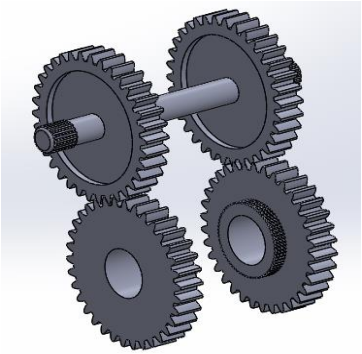
Tabel 4. 5 Geometri dan Material *Spur gear Gearbox*

Gear	Tooth System	Pressure angle φ(deg)	Diameter (inch)	Diametral P (inch)	Addendum(inch)	Dedendum (inch)	N (teeth)	F (inch)	Material
1	Full depth	20	3,335	6	0,167	0,208	20	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
2	Full depth	20	6,771	6	0,167	0,208	41	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
3	Full depth	20	1,901	6	0,167	0,208	11	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
4	Full depth	20	8,105	6	0,167	0,208	49	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
5	Full depth	20	3,335	6	0,167	0,208	20	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
6	Full depth	20	6,771	6	0,167	0,208	41	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
7	Full depth	20	5,003	6	0,167	0,208	30	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
8	Full depth	20	5,003	6	0,167	0,208	30	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
9	Full depth	20	6,504	6	0,167	0,208	39	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
10	Full depth	20	3,502	6	0,167	0,208	21	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
11	Full depth	20	3,002	6	0,167	0,208	18	1	Steel Grade 3, carburized & hardened
12	Full depth	20	6,004	6	0,167	0,208	36	1	Steel Grade 3, carburized & hardened

4.8.1.2 *Spur Gear Transfer Case*

Komponen *Spur Gear* juga digunakan pada *Transfer Case* yaitu untuk memindah tenaga *engine* memutar mesin produksi dan memungkinkan mode 4 *Wheel Drive*. Gambar 4.15 menunjukkan susunan dan penamaan *Spur Gear* pada sistem *Transfer Case*. Pada susunan susunan *Spur Gear* rancangan ini tidak terdapat rasio yang dibentuk atau rasio 1. Susunan *Spur Gear* hanya murni untuk memindahkan tenaga *engine* pada komponen yang diinginkan.

Keempat *Spur Gear* memiliki geometri yang sama, menggunakan persamaan 2.27 sampai 2.39 maka didapat nilai dari geometri *Spur Gear* dan material yang dipilih tampak pada Tabel.4.6.



Gambar 4. 15 Pasangan *Spur Gear* pada *Transfer Case*

Tabel 4. 6 Geometri dan Material Spur gear Transfer Case

Tooth System	Pressure angle φ(deg)	Diameter (inch)	Diametral P (inch)	Addendum(inch)	Dedendum (inch)	N (teeth)	F (inch)	Material
Full depth	20	8,105	6	0,167	0,208	49	1	Steel Grade 3, carburized & hardened

4.8.2 Perhitungan dan Analisa Poros

4.8.2.1 Poros *Gearbox*

Pada sistem *Gear Box* terdapat 3 buah poros penyusun, yaitu *Shaft Input* (Gambar 4.16) , *Counter Shaft* (Gambar 4.17) dan *Main Shaft* (Gambar 4.18). Tiap poros telah dilakukan analisa Tegangan Gesar dan Momen Diagram. Momen Kritis ditentukan dengan titik bagian pada poros yang terdapat Tegangan Geser, Momen Diagram yang paling besar, dan konsentrasi Tegangan.

Analisa kegagalan *DE Goodman* pada input shaft gearbox :

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32\,K_f M_a}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16\,K_{fs} T_a}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$= \left[\left(\frac{32\ x\ 1{,}984\ x\ 1123{,}982}{\pi 1^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16\ x\ 2{,}02\ x\ 522{,}19}{\pi 1^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 22705$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32\ K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16\ K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$= \left[\left(\frac{32\ x\ 1{,}984\ x\ 0}{\pi 1^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16\ x\ 2{,}02\ x\ 522{,}19}{\pi 1^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

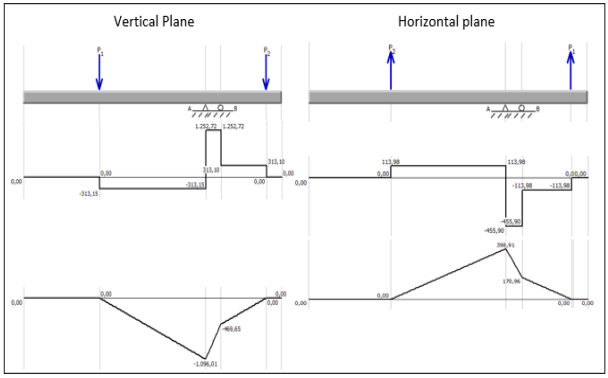
$$= 8055$$

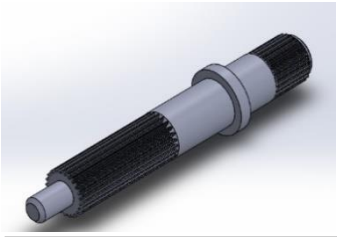
$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{22705}{45737} + \frac{8055}{56000}$$

n = 1,56

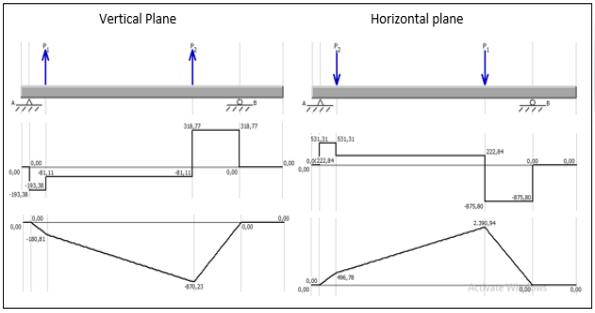
Setelah itu dilakukan perhitungan untuk semua poros sehingga didapat spesifikasi poros seperti pada gambar 4.16 , 4.17 dan 4. 18





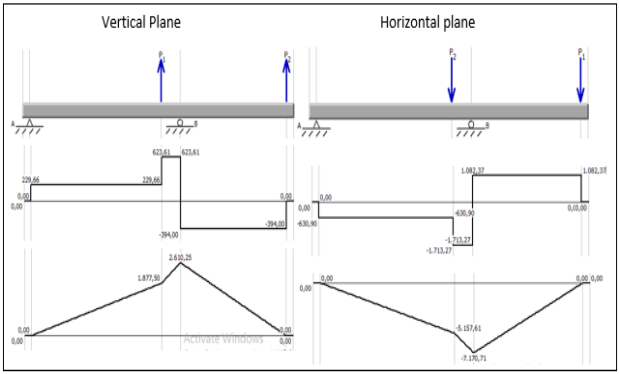
Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1015 CD	47	56

Gambar 4. 16 *input shaft pada gear box*



Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1015 CD	47	56

Gambar 4. 17 *counter shaft gearbox*



Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

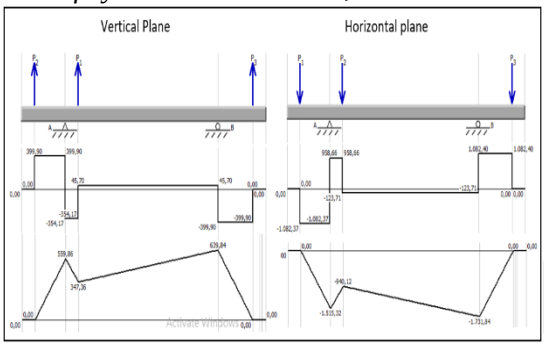
Gambar 4. 18 *Main shaft gear box*

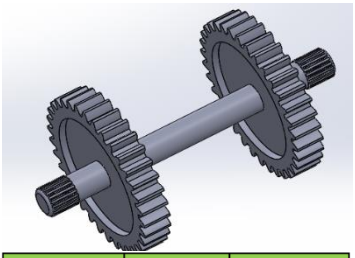
Analisa kegagalan poros tiap komponen *shaft* dirancang memiliki nilai *Safety Factor* lebih dari 1,5. Pada Proses perhitungan *Counter Shaft* digunakan data saat *GearBox* bekerja pada tingkat kecepatan ke-1 karena momen terbesar terjadi saat bekerja pada kecepatan ke-1. Untuk perhitungan *Main Shaft* jug dilakukan saat *GearBox* bekerja pada kondisi tingkat kecepatan 1.

4.8.2.2 Poros *Transfer case*

Terdapat 4 buah poros penyusun sistem *Transfer case* yaitu *Main Shaft* (Gambar 4.19) , 2 buah *Bottom Shaft* (Gambar 4.20), dan *Output Shaft* (Gambar 4.21). Semua proses perhitungan pada ketiga jenis poros dilakukan saat sistem transnisi bekerja pada Torsi putaran tertinggi yaitu saat bekerja di tingkat kecepatan ke-1. Menggunakan persamaan 2.53-2.59. dilakukan analisa Tegangan Geser dan Momen yang terjadi untuk menentukan titik

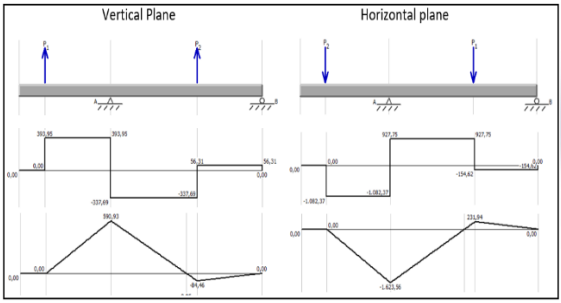
kritis dan analisa kegagalan. Tiap poros dirancang memiliki nilai *Safety Factor* lebih dari 1,5.

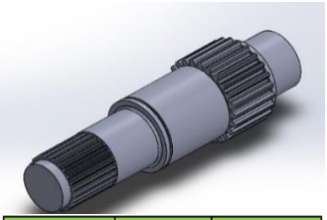




Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

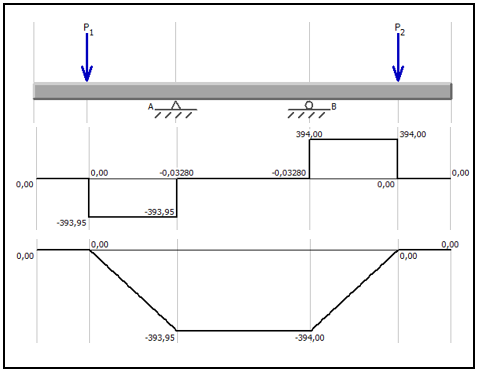
Gambar 4. 19 *Main shaft Transfer Case*

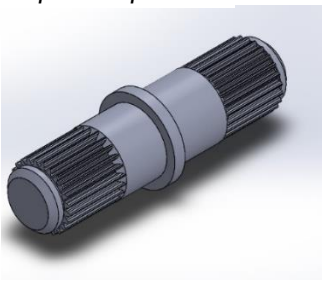




Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

Gambar 4. 20 *Bottom shaft Transfer Case*

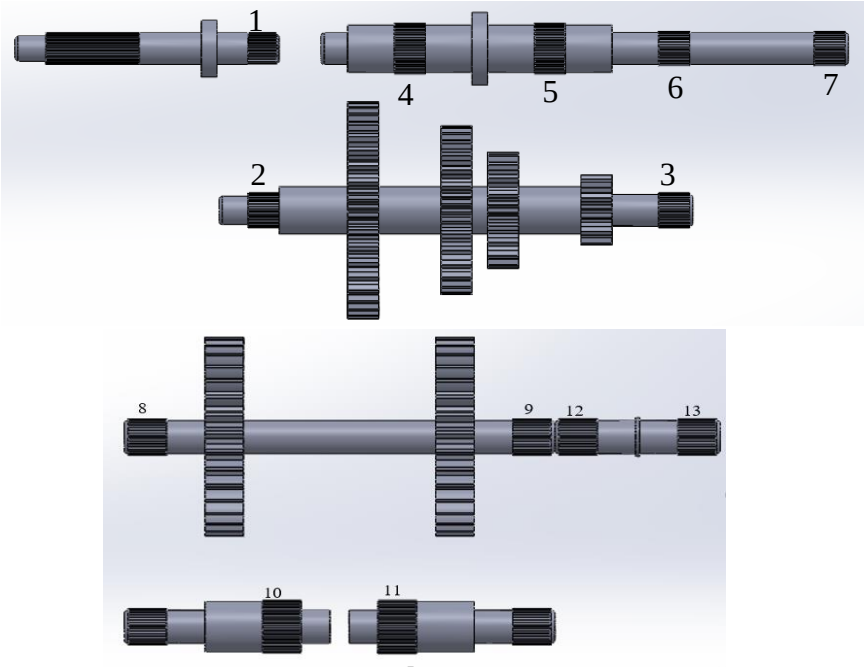




Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

Gambar 4. 21 *output shaft transfer case*

4.8.3 Perhitungan dan Analisa *Splines*



Gambar 4. 22 *Splines* pada *gearbox* dan *transfer case*

Tegangan batas ijin yang mampu diterima oleh konstrusi *splines* dapat dicari dengan persamaan 2.62 sampai 2.65 .

Tegangan yang terjadi pada *splines* 1 :

$$S_s = \frac{4T}{\pi D^2 L}$$

$$S_s = \frac{4\ x\ 522{,}19}{\pi x 1^2 x\ 1} = 664{,}6055$$

Tabel 4.7 menunjukkan perhitungan tegangan maksimal ijin oleh konstruksi splines dan dibandingkan dengan Tegangan

yield strength dari material pembentuk komponen poros. Tampak jika hampir keseluruhan tegangan maksimal ijin oleh *splines* masih sangat jauh dari tegangan *yield strength* poros sehingga sangat aman dari terjadinya kegagalan material. Gambar 4.22 menunjukkan posisi *splines* yang terpasang pada setiap poros di *Gearbox*, dan *Transfer Case.*

Tabel 4. 7 Tegangan pada masing- masing *splines*

No	Shaft material	Sy (psi)	Assembly on	Shaft	D shaft (inch)	Length Splines (inch)	Largest Torque (lbf.in)	Ss (psi)	Compare
1	1015 CD	47000	Gear box	Input Shaft	1	1	522,19	664,6055	Aman
2	1015 CD	47000	Gear box	Counter shaft (gear 2)	1	1	1044,38	1329,211	Aman
3	1015 CD	47000	Gear box	Counter Shaft (reverse pinion)	1	1	1044,38	1329,211	Aman
4	1050 CD	84000	Gear box	Main Shaft (Hub 1)	1,5	1	1409,91	797,5248	Aman
5	1050 CD	84000	Gear box	Main Shaft (Hub 1)	1,5	1	4386,39	2481,19	Aman
6	1050 CD	84000	Gear box	Main Shaft (reverse gear)	1	1	2610,95	3323,027	Aman
7	1050 CD	84000	Gear box	Main Shaft (splines out)	1	1	4386,39	5582,678	Aman
8	1050 CD	84000	Transfer case	TC Main shaft (Splines in)	1	1	4386,39	5582,678	Aman
9	1050 CD	84000	Transfer case	TC Main shaft (Hub 4)	1	1	4386,39	5582,678	Aman
10	1050 CD	84000	Transfer case	TC Bottom Shaft (Hub 3)	1,5	1	4386,39	2481,19	Aman
11	1050 CD	84000	Transfer case	TC Bottom Shaft (Splines out)	1	1	4386,39	5582,678	Aman
12	1050 CD	84000	Transfer case	TC Output Shaft (Hub 4)	1	1	4386,39	5582,678	Aman
13	1050 CD	84000	Transfer case	TC Output Shaft (Splines out)	1	1	4386,39	5582,678	Aman

4.8.4 Perhitungan dan Analisa *Bearing*

Untuk menopang kerja poros maka diberikan *bearing* , pada sistem *Gearbox* dan *Transfer Case* hanya terdapat gaya reaksi tumpuan searah *radial* karena hanya menggunakan komponen *Spur Gear* sebagai pemindah daya. Oleh karena itu pada kedua sistem ini digunakan *bearing* jenis *Roller Bearing* karena dapat menopang gaya tumpuan arah *radial* lebih besar.

Persamaan 2.66 sampai 2.68 digunakan untuk mengetahui berapa beban ekivalen dan *Rating of life* dari setiap *bearing*.

Perhitungan *Rating of Life :*

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{b} . \frac{10^6}{60\ x\ n}$$

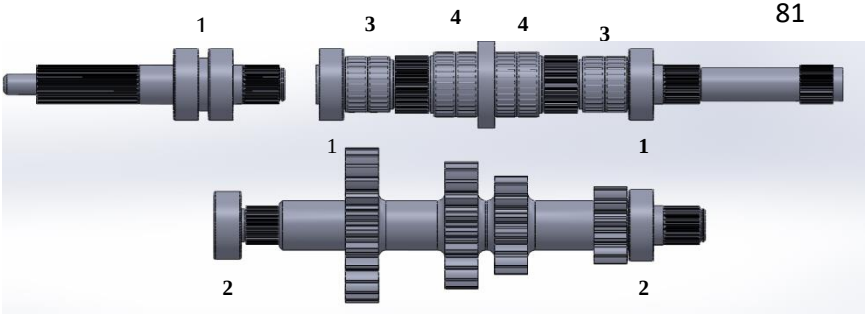
$$L_{10} = \left(\frac{8992}{2036{,}9036}\right)^{3} . \frac{10^6}{60\ x\ 333{,}3}$$

$$L_{10} = 6715{,}797\ hour$$

Tabel 4.8 menunjukkan perhitungan dari setiap *bearing* yang dipilih, menggunakan dasar beban *radial* yang terbesar terjadi pada tumpuan poros. *Bearing* yang digunakan berasal dari katalog *SKF* dengan jenis *Single Row Cylyndrical Roller* ,dan *Needle roller*

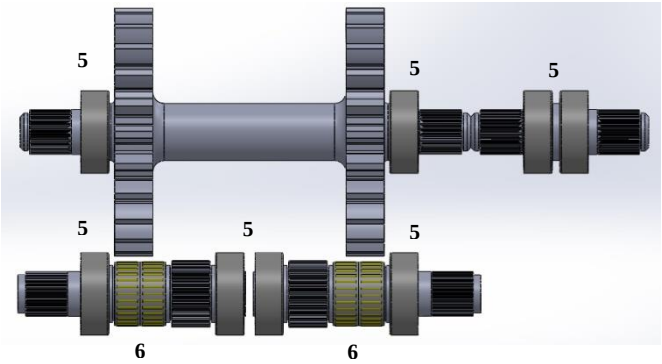
Tabel 4. 8 Data dan perhitungan *Rating Life Bearing* pada sistem transmisi

No	Assembly on	Shaft	Type	Detail	D (inch)	B (Inch)	C (lbf)	Co (lbf)	Fx (lb)	Fy (lb)	Fr (lb)	V (rotation factor)	Xi	Fe (P)	b	n (rpm)	L10 rating life (hour)
1	Gear Box	Main Shaft	Single Row Cylinder Roller	NCF 3006 CV	2,165	0,748	8992	9891	1914,06	696,66	2036,9036	1	1	2036,9036	3	333,3	6715,797
2	Gear Box	Counter Shaft	Single Row Cylinder Roller	NJ 2304 EJP	2,047	0,827	10678	8542	1332,65	485,044	1418,1743	1	1	1418,1743	3	1400	9311,716
3	Gear Box	Main Shaft	Needle Roller Bearing	NK 40/20 TN	1,968	0,629	6676	13488	957,032	348,341	1018,4556	1	1	1018,4556	3	333,3	24755,36
4	Gear Box	Main Shaft	Needle Roller Bearing	NK 40/20 TN	1,968	0,629	6676	13488	545,77	198,645	580,79663	1	1	580,79663	3	333,3	157978,8
5	Transfer Case	Main Shaft	Single Row Cylinder Roller	NCF 3006 CV	2,165	0,748	8992	9891	1914,06	696,66	2036,9036	1	1	2036,9036	3	333,3	6715,797
6	Transfer Case	Bottom Shaft	Needle Roller Bearing	NK 40/20 TN	1,968	0,629	6676	13488	957,032	348,341	1018,4556	1	1	1018,4556	3	333,3	24755,36



Gambar 4. 23 *Bearing* pada *gearbox*

Gambar 4.23,dan 4.24 berturut-turut menunjukkan jenis *bearing* yang di *assembly* pada sistem *Gearbox, dan TransferCase*. Jenis *bearing* seperti dijelaskan pada Tabel 4.8 dan lokasi *assembly* ditunjukkan dengan nomor – nomor yang tertera pada Gambar 4.24,dan 4.25.

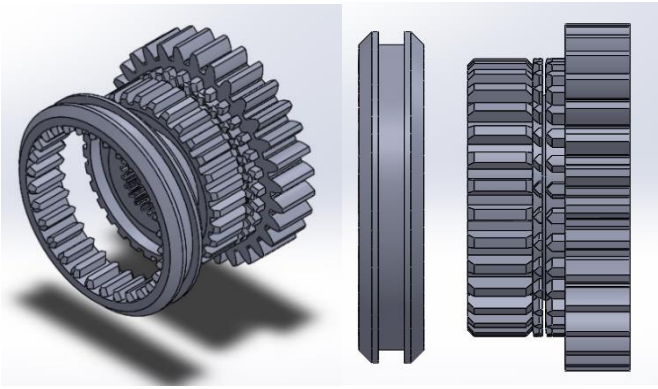


Gambar 4. 24 *Bearing* pada *transfer case*

4.9 Sistem *Synchromesh*

Pada sistem *transmisi* pada umumnya ditambahkan fitur *synchromesh* supaya perpindahan gigi dapat lebuh halus dan mengurangi efek *grinding machine* sehingga membuat komponen elemen mesin lebih awet. Gambar 4.26 menunjukkan bagaimana rancangan sistem *synchromesh* juga diterapkan pada rancangan

sistem transmisi Mobil Multiguna pedesaan kali ini. Analisa kekutan material tiap komponen pembentuk *synchromesh* seperti *Hub*, *Blocker ring*, *Sleeve*, *Lever* dan *Synchronizer Cone* tidak dilakukan pada penelitian ini.



Gambar 4. 26 *Synchronizer* pada rancangan *GearBox*

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan analisa perhitungan dan pembahasan didapaytkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Rasio pada sistem transmisi untuk mobil multiguna pedesaan yang tepat adalah menggunakan 4 tingkat kecepatan dengan spesifikasi tingkat kecepatan ke-1 memiliki nilai 8.4, tingkat kecepatan ke-2 memiliki nilai 4, tingkat kecepatan ke-3 memiliki nilai 2, dan tingkat kecepatan ke-4 memilki nilai 1.
2. Karakteristik traksi dari sistem transmisi yang ada menunjukkan Traksi maksimal yang dapat dihasilkan oleh sistem adalah sebesar 9504 N pada tingkat gigi 1, 4525,714 N pada tingkat gigi 2149,714 N pada tingkat gigi 3, dan 1018,286 N pada tingkat gigi 4.
3. Berdasarkan rasio transmisi yang digunakan pada tingkat pertama dengan gaya traksi sebesar 9504 N kendaraan dapat melewati sudut tanjakan 30 derajat pada kecepatan 9.7 km/jam dan kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada tingkat kecepatan keempat adalah sebesar 69,2 km/jam.
4. Berdasarkan *Spin area*, mode berkendara 2 *Wheel Drives* baik digunakan pada saat berjalan pada permukaan jalan aspal. Sedangkan saat mode berkendara 4 *Wheel Drivers, spin area* antara ban dan permukaan jalan mengalami kenaikan secara keseluruhan saat berjalan pada permukaan tanah dan lumpur. Selain itu kenaikan nilai *spin area* juga terjadi saat mobil berjalan pada kondisi jalan yang memiliki *gradient* kemiringan. Meningkatnya *spin area* ini tentu meningkatkan keandalan kendaraan saat melewati berbagai macam kondisi jalan dipedesaan karena meminimalisir terjadinya *slip* pada ban.

5. Geometri dan Material *Spur Gear* yang dipilih untuk menyusun sistem transmisi menggunakan data pada Tabel 4.5 , dan Tabel 4.6. Geometri dan Material Poros yang akan digunakan menggunakan Gambar 4.17 sampai 4.22. Spesifikasi Geometri dan Material *Splines* yang akan digunakan menggunakan data Tabel 4.7. dan Spesifikasi *Bearing* yang akan digunakan menggunakan *bearing SKF* seperti pada Tabel 4.8.

5.2 Saran

Adapun saran dari tugas akhir kali ini adalahsebagai berikut :

1. Proses analisa hendaknya memiliki data acuan dari proses pengujian produk rancangan sistem *Powertrain*.
2. Dalam proses analisa kegagalan komponen elemen mesin sebaiknya juga dilakukan analisa kekuatan pada komponen sistem *syncromesh* dan *case* .
3. Perlu adanya penelitian tentang sistem *Differential* yang tepat untuk rancangan *Powertrain* yang akan digunakan Pada Mobil multiguna pedesaan

DAFTAR PUSTAKA

[1] Badan Pusat Statistik. 2014. **Jumlah Desa Menurut Provinsi dan Letak Geografi.** URL : https://www.bps.go.id/linkTabelStatis/view/id/1367

[2] Harald, N., Bernd, B., Joachim, R., & Wolfgang, N. 2011 "**Automotive Transmission, second edition**". Springer.

[3] Kawano, D. S. 2011. **"Motor Bakar Torak (Diesel)".** ITS Press, Surabaya.

[4] Sunggono, M.S.W. 2017., "**Perancangan dan Analisa Karakteristik Traksi Sistem *Powertrain* Mobil Multiguna Pedesaan**", Teknik Mesin ITS Surabaya.

[5] Dzulqornain, F. (2015) Prinsip kerja 4WD. Accesed at http://www.insinyoer.com/prinsip-kerja-4wd-four-wheel-drive/.

[6] Taborek, J. J. 1975., "**Mechanics of Vehicles**", Penton Publishing Co., Ohio.

[7] Sutantra, I. N., Sampurno, B. 2010., "**Teknologi Otomotif Edisi Kedua, Institut Teknologi Sepuluh Nopember**", Guna Widya, Surabaya.

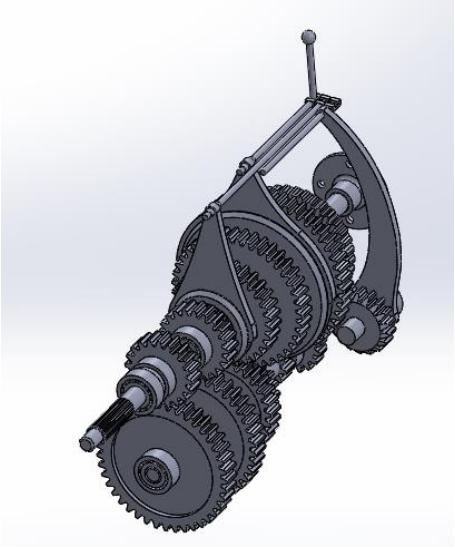
[8] Aaron, D. D., Walter J.M. & Charles E. W. 1975. "**Machine Design".** New York Macmillan Publishing Co., Inc.

[9] Richard, G. B., Keith, J. N. 2011 **"Shigley's Mechanical Engineering Design, ninth edition".** McGraw-Hill series in Mechanical Engineering.

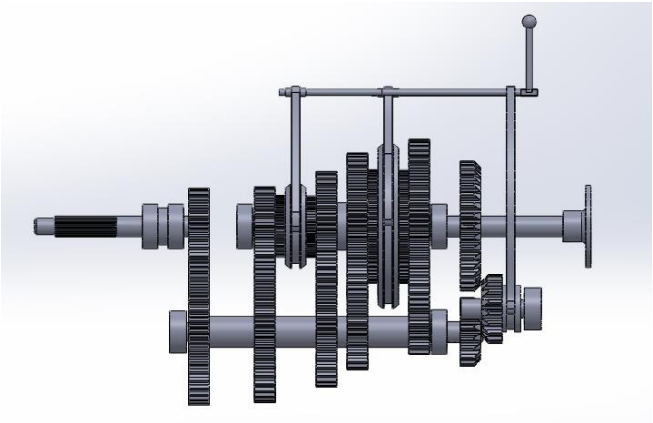
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

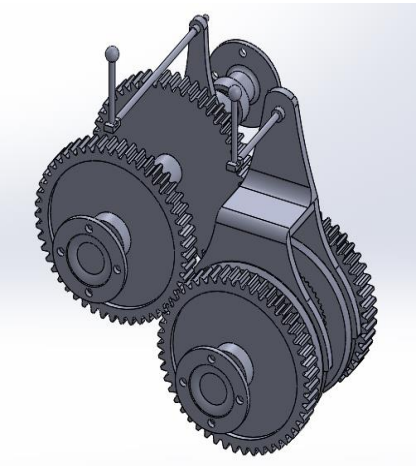
1. Gambar tampak *isometric* dan tampak samping serta spesifikasi geometri rancangan sistem *transmission* Mobil Multiguna Pedesaan , dengan 4 tingkat kecepatan dan gigi mundur.



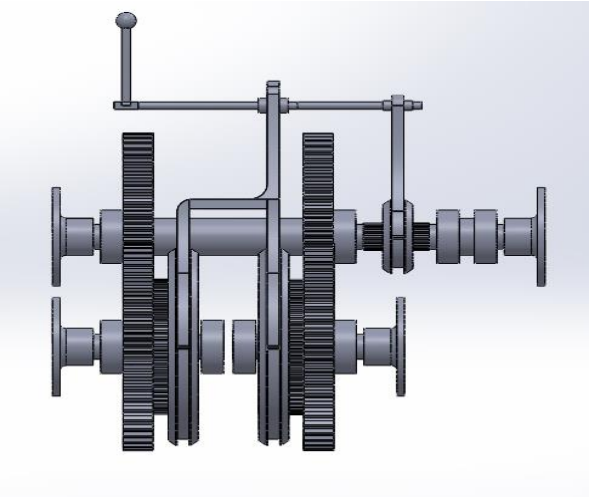
Spesifikasi *Gearbox*	
Item	Keterangan
Panjang (inch)	27,05
Tinggi (inch)	12,89
Lebar (inch)	8,85
Massa (lb)	104,17



2. Gambar tampak *Isometric* dan tampak samping serta spesifikasi geometri sistem *Transfer Case* Mobil Multiguna Pedesaan sehingga mobil dapat beroperasi dengan mode *2 Wheel Drive* dan *4 Wheel Drive* , selain itu *Transfer Case* juga lebih memudahkan saat memindahkan daya untuk memutar mesin produksi pertanian.



Spesifikasi *Transfer Case*	
Item	Keterangan
Panjang (inch)	16,40
Tinggi (inch)	12,91
Lebar (inch)	15,29
Massa (lb)	14,53



BIODATA

Penulis lahir di Madiun, 06 Mei 1996 yang merupakan anak kedua dari 3 bersaudara. Penulis selama ini telah menempuh pendidikan formal di MI Negeri Waduk, kemudian melanjutkan di MTs Negeri Kota Madiun, selanjutnya melanjutkan jenjang pendidikan di MA Negeri 2 Kota Madiun. Setelah tamat pendidikan MA tahun 2014, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS),tepatnya di Departemen Teknik Mesin.

Selama menjalani masa perkuliahan di Departemen Teknik Mesin FTI-ITS, penulis aktif dalam organisasi keprofesian "Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) FTI-ITS" dengan menjadi staff Divisi kewirausahaan pada tahun 2015-2016, selanjutnya dipercaya menjadi ketua Divisi Kewirausahaan 2016-2017, kemudian dimanahi menjadi Wakil Ketua Bengkel bidang Internal pada tahun 2017-2018. Selain itu, penulis juga tergabung ke dalam anggota Laboratorium Desain Otomotif.

Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir ini dan dapat mengubungi via *email* mahmudrifai06@gmail.com.