



TUGAS AKHIR - TM141585

PENINGKATAN KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL FORMULA SAPUANGIN SPEED 3

NURSAID EKO WIBOWO
NRP. 2111100039

Dosen Pembimbing:
Prof. Ir. I NYOMAN SUTANTRA, MSc.PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT - TM141585

IMPROVEMENT TRACTION CHARACTERISTICS ON SAPUANGIN SPEED 3 FORMULA CAR

**NURSAID EKO WIBOWO
NRP. 2111100039**

**Academic Supervisor :
Prof. Ir. I NYOMAN SUTANTRA, MSc.PhD**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PENINGKATAN KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL FORMULA SAPU ANGIN *SPEED 3*

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

NURSAID EKO WIBOWO
NRP. 2111 100 039

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc. Ph.D(Pembimbing)
(NIP. 195106051978031002)
2. Ir. Witantyo, M.Eng.Sc(Penguji I)
(NIP. 196303141988031002)
3. Alief Wikarta, ST, MSc. Eng, PhD(Penguji II)
(NIP. 198202102006041002)
4. Moch. Solichin, ST, MT(Penguji III)
(NIP. 198908172015041003)



SURABAYA
Juli, 2016

PENINGKATAN KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL FORMULA SAPUANGIN SPEED 3

Nama Mahasiswa : NURSAID EKO WIBOWO
NRP : 2111100039
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I NYOMAN SUTANTRA,
MSc.PhD

ABSTRAK

Melihat hasil *Student Formula Japan 2015*, capaian *dynamic event* dari ITS team sapuangin sangatlah kurang. Pada *dynamic event* yang meliputi: *acceleration*, *skidpad*, *autocross* dan *endurance* ITS team Sapuangin hanya mengikuti 2 *event*. Catatan hasil waktu yang diperoleh juga sangatlah kurang, rata-rata terpaut 7 *second* sampai 10 *second* dari para juara. Hal ini menunjukkan kurangnya kemampuan mobil untuk bermanuver. Salah satu faktor yang mempengaruhi adalah kinerja dari kendaraan dimana gaya dorong/traksi sebagai parameter.

Dalam penelitian ini dilakukan peningkatan karakteristik traksi pada mobil formula Sapuangin Speed 3 yang menggunakan mesin Husaberg 450 cc dengan 6 tingkat kecepatan. Langkah pertama harus mengetahui karakteristik mesin husaberg 450cc standard meliputi percepatan maksimum, kecepatan maksimum, spin area, kemudian dilakukan analisa untuk memilih parameter yang tepat. Setelah mendapatkan parameter, ditentukan rancangan peningkatan traksi kendaraan yaitu dengan cara merubah sprocket dengan variasi gigi sprocket 48, 52, 56 dan diameter velg serta perancangan rasio transmisi ulang menjadi 5 tingkat kecepatan, 6 tingkat dan 7 tingkat. Selain itu dilakukan juga analisa traksi saat belok yang berhubungan dengan pengaruh pemakaian *Limited Slip Differential* (LSD) pada mobil sapuangin speed 3 terhadap radius belok lintasan.

Dari hasil penelitian, untuk meningkatkan karakteristik transmisi tanpa mengubah rasio dipilih mengganti sprocket

menjadi 56 dan velg 13 dengan gaya dorong maksimum sebesar 1.76 kN, percepatan maksimum = 6.41 m/s^2 , estimasi waktu tempuh akselerasi 4.63 s. Sedangkan untuk meningkatkan karakteristik traksi dengan mengubah rasio mobil sapuangin speed 3 dipilih menggunakan sprocket 52, velg 15 dengan perancangan transmisi menjadi 7 tingkat kecepatan meningkatkan gaya dorong/traksi menjadi 2.78 kN, percepatan 9 m/s^2 , waktu tempuh akselerasi 4.16 second dengan penambahan negative wing pada bagian belakang untuk melawan spin. Untuk pengaruh pemakaian LSD pada mobil mengakibatkan mobil susah dikendalikan dan cenderung merugikan. LSD cenderung membuat torsi/putaran roda dalam dan roda luar sama ketika belok, namun pada kenyataanya kebutuhan torsi/putaran roda berbeda, sesuai dengan radius belok semakin tajam belokan/radius belok kecil, semakin besar perbedaan torsi/putaran roda roda dalam maupun luar.

Kata kunci : Sapuangin Speed 3, traksi/gaya dorong, *spin*, percepatan maksimum, *Limited Slip Differential (LSD)*.

IMPROVEMENT TRACTION CHARACTERISTICS ON SAPUANGIN SPEED 3 FORMULA CAR

Name : **NURSAID EKO WIBOWO**
NRP : **2111100039**
Department : **Mechanical Engineering FTI-ITS**
Academic Supervisor : **Prof. Ir. I NYOMAN SUTANTRA,**
MSc.PhD

ABSTRACT

Based on the results of the Japan Formula Student 2015 event dynamic performance of ITS sapuanging team is lacking. In dynamic event which include : acceleration, skidpad , autocross and endurance ITS team Sapuanging just follow the 2 event . Note the time the results obtained are also very less , on average, seven adrift of second to 10 second of the champions. This shows a lack of ability to maneuver the car . One of the factors that affect the performance of the vehicle which is the thrust / traction as a parameter.

In this research, improvement of traction characteristics on formula cars Sapu Angin Speed 3 which uses Husaberg 450 cc engine with 6 speeds. The first step should know the characteristics of Husaberg 450 cc engine standards include maximum acceleration , maximum speed, spin area , then analyzed to choose the right parameters . After getting the parameters , determined the design of an increase in traction vehicles that is by changing the sprocket tooth with a variation of 48 , 52 , 56 and wheels diameter and re- design of the transmission ratio to be 5 levels of speed , level 6 and 7 levels . The researcher also analyzes traction when turning relating to the effect of the use of Limited Slip Differential (LSD) on the car sapuanging speed 3 to the turning radius of the track.

From the research, to improve the transmission characteristics without changing the ratio selected to replace the sprocket wheels 13 to 56 and with a maximum thrust of 1.76 kN,

the maximum acceleration = 6.41 m/s^2 , the estimated travel time of 4.63 s acceleration. Meanwhile, to improve traction characteristics by changing the ratio of cars Sapuangan speed 3 been using sprocket 52, the wheels 15 with the design transmini to 7 levels of speed increase thrust / traction becomes 2.78 kN , acceleration 9 m/s^2 , travel time acceleration 4:16 second with the addition of negative wing on the back to counter spin. For the influence of LSD use in the car resulted in the car hard to control and tends to disadvantage. LSD tends to make the torque / rotation of the wheel inside and outside the same wheel when turning, but in fact the need torque / rotation of the wheel is different, according to the sharper turning radius bend / small turning radius, the larger the difference in torque / rotation wheel inside and outside.

Keywords: Sapuangan Speed 3, traction / thrust, spin, maximum acceleration, Limited Slip Differential (LSD).

DAFTAR ISI

| | |
|--|-----|
| ABSTRAK..... | i |
| ABSTRACT..... | iii |
| KATA PENGANTAR..... | v |
| DAFTAR ISI..... | vii |
| DAFTAR GAMBAR..... | ix |
| DAFTAR TABEL..... | xi |
| BAB 1 PENDAHULUAN..... | 1 |
| 1.1 Latar Belakang..... | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah..... | 3 |
| 1.3 Tujuan..... | 3 |
| 1.4 Batasan Masalah..... | 4 |
| 1.5 Manfaat..... | 5 |
| BAB 2..... | 7 |
| TINJAUAN PUSTAKA..... | 7 |
| 2.1. Kompetisi Student Formula Japan 2015..... | 7 |
| 2.1.1. Sekilas kompetisi Student Formula Japan 2015..... | 7 |
| 2.1.2. Alur kompetisi..... | 7 |
| 2.2 Tes Dinamik Student Formula Japan 2015..... | 8 |
| 2.2.1 Acceleration event..... | 8 |
| 2.2.2. Skidpad event..... | 9 |
| 2.2.3. Autocross event..... | 11 |
| 2.2.4. Endurance event..... | 12 |
| 2.3. Dasar Teori Dinamika Kendaraan..... | 13 |
| 2.3.1. Kendaraan Bergerak Lurus..... | 13 |
| 2.3.2 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan..... | 17 |
| 2.3.3 Transmisi..... | 18 |
| 2.3.4 Grafik Karakteristik Transmisi Kendaraan..... | 21 |
| 2.3.5 Traksi Kendaraan Berbelok..... | 22 |
| 2.3.6 Limited Slip Differential (LSD)..... | 23 |
| 2.3.7 Mekanisme Aktivasi LSD..... | 26 |
| 2.4 Penelitian Terdahulu..... | 26 |
| BAB 3 METODOLOGI..... | 29 |
| 3.1 Prosedur Penelitian..... | 29 |

| | |
|---|----|
| 3.2 Flowchart Perhitungan..... | 29 |
| 3.2.1 Karakteristik Transmisi Kendaraan | 29 |
| 3.2.2 Perhitungan Rasio dan Tingkat Transmisi Baru | 30 |
| 3.2.3 Pengaruh LSD pada lintasan belok..... | 32 |
| 3.3 Prosedur Perhitungan..... | 34 |
| BAB 4 | 37 |
| ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN | 37 |
| 4.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan | 37 |
| 4.2 Grafik Power dan Karakteristik Mesin 450cc | 37 |
| 4.2.1 Grafik Power | 37 |
| 4.2.2 Karakteristik Mesin Husaberg 450 cc..... | 38 |
| 4.3 Perhitungan..... | 40 |
| 4.3.1 Hasil kompetisi Student Formula Japan 2015 | 40 |
| 4.3.2 Penentuan Kecepatan dan Percepatan Maksimum | 40 |
| 4.3.3 Penentuan Rasio Gigi Baru dan Variasi Sprocket | 41 |
| 4.3.4 Perhitungan Kebutuhan Torsi/Putaran Roda | 44 |
| 4.4 Pembahasan Grafik..... | 45 |
| 4.4.1 Perbandingan Sprocket 48, 52, 56 pada Mesin Standar dengan Rim Velg R13 | 45 |
| 4.4.2 Perbandingan Sprocket 48, 52, 56 pada Mesin Standar dengan Rim Velg R15 | 49 |
| 4.4.3 Perbandingan Karakteristik Transmisi Tingkat 1, 2 dan 3 Rasio Standar Menggunakan Sprocket 52 Rim Velg 13 dan Velg 15 | 51 |
| 4.4.4 Perbandingan Tingkat Rasio 5, 6, 7..... | 54 |
| 4.4.5 Pengaruh Limited Slip Differential (LSD) | 57 |
| BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN | 65 |
| 4.1 Kesimpulan..... | 65 |
| 4.2 Saran..... | 67 |
| DAFTAR PUSTAKA | 69 |
| LAMPIRAN | 71 |
| BIODATA PENULIS | 73 |

DAFTAR GAMBAR

| | |
|--|----|
| Gambar 2. 1 Mobil Formula Graz University..... | 7 |
| Gambar 2. 2 Alur kompetisi..... | 8 |
| Gambar 2. 3 Layout acceleration..... | 9 |
| Gambar 2. 4 Layout Skid-pad..... | 10 |
| Gambar 2. 5 Layout autocross..... | 11 |
| Gambar 2. 6 Layout endurance..... | 13 |
| Gambar 2. 7 Diagram bodi bebas kendaraan bergerak maju..... | 14 |
| Gambar 2. 8 Pengaruh tekanan ban pada f_0 dan f_s | 17 |
| Gambar 2. 9 Perbandingan gigi dengan rasio geometri..... | 20 |
| Gambar 2. 10 Karakteristik kinerja transmisi kendaraan penumpun..... | 21 |
| Gambar 2. 11 Kendaraan berbelok..... | 22 |
| Gambar 2. 12 Bagian-bagian dari limited slip differential secara umum..... | 24 |
| Gambar 2. 13 Mekanisme aktivasi LSD..... | 26 |
| Gambar 2. 14 Hasil desain rasio transmisi mobil GEA..... | 27 |
| Gambar 2. 15 Grafik karakteristik traksi kijang 1997 standar (a) 4 tingkat, hasil redesign (b) 5 tingkat (c) 6 tingkat (d) 10 tingkat..... | 28 |
| Gambar 4. 1 Grafik power-torsi terhadap putaran mesin..... | 38 |
| Gambar 4. 2 Grafik karakteristik mesin 450 cc standar sprocket 52..... | 39 |
| Gambar 4. 3 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 48 rim velg 13..... | 46 |
| Gambar 4. 4 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 52 rim velg 13..... | 46 |
| Gambar 4. 5 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 56 rim velg 13..... | 47 |
| Gambar 4. 6 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 48 rim velg 15..... | 49 |

| | |
|--|----|
| Gambar 4. 7 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 52 rim velg 15..... | 49 |
| Gambar 4. 8 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 56 rim velg 15..... | 50 |
| Gambar 4. 9 Grafik perbandingan karakteristik transmisi tingkat 1,2 dan 3 rasio standar sprocket 52 velg 13 dan velg 15..... | 52 |
| Gambar 4. 10 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan rasio baru 5 tingkat..... | 55 |
| Gambar 4. 11 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan rasio baru 6 tingkat..... | 55 |
| Gambar 4. 12 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan rasio baru 7 tingkat..... | 56 |
| Gambar 4. 13 TRD Limited Slip Differential..... | 58 |
| Gambar 4. 14 Perilaku belok ackerman (1) radius belok 4.5m (2) radius belok skidpad 7.625m..... | 59 |
| Gambar 4. 15 Grafik pengaruh sudut belok rata-rata (δ) terhadap torsi roda (T)..... | 60 |
| Gambar 4. 16 Grafik pengaruh sudut belok rata-rata (δ) terhadap kecepatan roda (V)..... | 61 |

DAFTAR TABEL

| | |
|--|----|
| Tabel 1. 1 Spesifikasi kendaraan mobil Sapu Angin Speed 3..4 | |
| Tabel 2. 1 Nilai rata-rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis dan berbagai kondidi jalan | 17 |
| Tabel 2. 2 Koefisien adhesi ban pada bermacam kondisi jalan | 19 |
| Tabel 4. 1 Spesifikasi kendaraan mobil Sapu Angin Speed 3..37 | |
| Tabel 4. 2 Hasil acceleration student Formula Japan 2015 | 40 |
| Tabel 4. 3 Perhitungan gaya dorong dan kecepatan dengan perubahan rasio dan sprocket | 43 |
| Tabel 4. 4 Perbandingan waktu tempuh sprocket 52 velg13 dan velg 15 | 53 |
| Tabel 4. 5 Tabel perhitungan waktuh tempuh akselerasi | 54 |
| Tabel 4. 6 Hasil waktu per putaran pada lintasan <i>skidpad</i> | 62 |

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan dunia otomotif dari tahun ke tahun meningkat secara signifikan, Indonesia adalah salah satu negara berkembang dan berupaya untuk berpartisipasi aktif dalam perkembangan otomotif dunia. *Student Formula* adalah ajang kompetisi yang menantang seluruh mahasiswa di penjuru dunia untuk mendesain, membuat dan memasarkan kendaraan jenis formula. Dalam kompetisi ini terdiri dari *static event* dan *dynamic event*. *Static event* meliputi *design report*, *cost report* dan *business plan presentation*. Sedangkan *dynamic event* meliputi *acceleration*, *skid pad*, *autocross*, *endurance*, dan *fuel efficiency*. Pada tahun 2015 untuk ketiga kalinya Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya menjadi partisipan dengan mobil formula yang bernama Sapu Angin Speed 3 menggunakan mesin berkapasitas 450 cc.

Pada mobil formula Sapu Angin Speed 3 yang berlaga pada tahun 2015 terdapat beberapa kesalahan perhitungan dimensi kokpit sehingga perlu diperbaiki dulu. Hal ini berakibat lamanya proses *technical inspection*, akibatnya mobil Sapu Angin Speed 3 hanya mampu mengikuti 2 event yaitu *skidpad* dan *endurance*. Pada tugas akhir ini akan dievaluasi kemampuan mobil sapu angin speed dalam berakselerasi. Uji coba yang telah dilakukan pada 75 meter jarak tempuh mendapatkan waktu 4.8 detik. Hasil ini ternyata masih jauh dari kinerja juara yang hanya membutuhkan 4.1 detik pada lintasan yang sama. Untuk itu perlu dilakukan analisa pada sistem transmisi dan *final drive* untuk menghitung perbandingan yang tepat demi meningkatkan performa mobil saat uji akselerasi. Salah satu faktor yang mempengaruhi adalah kinerja dari kendaraan dimana gaya dorong/traksi sebagai parameter.

Pada dasarnya gaya dorong/traksi kendaraan dikatakan baik apabila mampu melawan gaya hambat yang ada yaitu gaya

hambat angin, gaya hambat tanjakan, gaya inersia, serta gaya gesekan yang terjadi pada kendaraan yang bergerak. Kemampuan tersebut sangat dipengaruhi oleh kemampuan mesin kendaraan, pemilihan tingkat dan rasio transmisi dan jenis transmisi yang dipakai [1]. Dengan mengubah rasio gigi transmisi kendaraan maka gaya traksi yang dihasilkan akan bervariasi dan akan berpengaruh pada kemampuan kendaraan melalui kondisi operasi tertentu [2]. Dalam mendesain sebuah mobil balap dibutuhkan gaya dorong/traksi yang maksimal agar mobil dapat melaju sekencang-kencangnya untuk memperoleh waktu yang tercepat dalam menempuh sebuah lintasan dengan tetap memperhitungkan faktor keamanan.

Kendala lain yang dihadapi selama perlombaan adalah kendaraan mengalami *understeer* dan *oversteer*. Pada kecepatan dan radius belok yang konstan, mobil sapuangin speed 3 cenderung mengalami *understeer* atau sulit dibelokkan. Sedangkan pada saat akselerasi ketika berbelok mobil cenderung mengalami *oversteer* atau roda belakang mobil terbuang keluar sehingga menyebabkan sulit untuk dikendalikan. Pada dasarnya suatu mobil akan mudah berbelok yaitu dengan distribusi putaran roda yang sesuai dengan radius beloknya. Putaran roda dalam dan luar haruslah berbeda, apabila roda dalam dan luar berputar dengan putaran sama, maka salah satu ban akan slip, terseret dan menyebabkan akan cepat aus. Untuk mengatasi hal tersebut diperlukan pembagi daya yaitu differential gear dengan tujuan membedakan putaran roda.

Pada mobil Sapuangin Speed 3 menggunakan pembagi daya *Limited Slip Differential* (LSD). LSD adalah salah satu alat yang bisa menunjang untuk memaksimalkan traksi. LSD kurang lebih sama seperti *Open Differential* (gardan biasa), tetapi pada kondisi roda yang memiliki traksi rendah LSD mampu mentransfer torsi lebih dari open differential. Teori limited slip adalah faktor *locking* dalam presentase, seberapa banyak torsi yang diberikan dapat diteruskan hanya pada satu poros [3]. Pada kenyataannya saat berbelok mobil Sapuangin Speed 3 cenderung

mengalami *understeer* hal ini dikarenakan putaran roda dalam dan kanan cenderung sama. .

Dalam tugas akhir ini, dilakukan analisa tentang peningkatan traksi/gaya dorong kendaraan pada mobil formula Sapuangin Speed 3 pada lintasan lurus dan belok. Langkah pertama harus mengetahui karakteristik mesin Husaberg 450cc standard meliputi percepatan maksimum, kecepatan maksimum, *spin* area, kemudian dilakukan analisa untuk memilih parameter yang tepat. Setelah mendapatkan parameter, ditentukan rancangan peningkatan traksi kendaraan yaitu dengan cara merubah sprocket ataupun variasi rasio gigi. Selain itu dilakukan juga analisa traksi saat belok yang berhubungan dengan pengaruh pemakaian *Limited Slip Differential* (LSD) pada mobil sapuangin speed 3 terhadap radius belok lintasan agar dalam perancangan mobil baru untuk kompetisi selanjutnya lebih baik dalam bermanuver.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam merancang kendaraan formula untuk kompetisi *Student Formula Japan 2016* dibutuhkan kemampuan manuever dan keandalan mobil optimum. Dengan demikian maka pada tugas akhir ini dirumuskan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana karakteristik traksi meliputi percepatan maksimum, kecepatan maksimum dan *spin* pada mobil formula Sapuangin Speed 3
2. Bagaimana meningkatkan karakteristik traksi pada mobil formula Sapuangin Speed 3
3. Bagaimana pengaruh *Limited Slip Differential* (LSD) pada lintasan belokan kompetisi *Student Formula Japan*.

1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui karakteristik traksi meliputi percepatan maksimum, kecepatan maksimum, dan *spin* pada mobil formula Sapuangin Speed 3.
2. Meningkatkan karakteristik traksi pada mobil formula

Sapuangin Speed 3.

- Mengetahui pengaruh *Limited Slip Differential* (LSD) pada lintasan belokan kompetisi *Student Formula Japan*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari Tugas Akhir ini adalah:

- Kendaraan yang digunakan adalah kendaraan formula dengan 1 pengemudi dengan massa 55 kg
- Spesifikasi kendaraan formula Sapuangin Speed 3 antara lain sebagai berikut :

Tabel 1. 1 Spesifikasi kendaraan mobil Sapuangin Speed 3

| | | |
|---|-----------------|----------|
| A | Panjang | 2804 mm |
| B | Lebar | 1442 mm |
| C | Tinggi | 1295 mm |
| D | Wheelbase | 1555 mm |
| E | Track Width | |
| | Depan | 1257 mm |
| | Belakang | 1198 mm |
| F | Berat kendaraan | 232.5 kg |
| G | Berat pengemudi | 55 kg |

- Kendaraan berpengerak roda belakang
- Hambatan dari angin hanya gaya hambat angin / *drag force* (R_a).
- Jalan yang dilalui rata (tidak bergelombang)
- Efisiensi transmisi $\eta_t=90\%$
- Limited Slip Differential* yang digunakan adalah TRD Toyota Yaris
- Tes dinamik kendaraan formula yang diamati adalah lintasan lurus dan belok.
- Desain kendaraan formula ini berdasarkan peraturan dari *SAE International* dan *Local rule SFJ 2015*.

10. Kendaraan hanya dipergunakan untuk kompetisi *Student Formula*

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari penulisan tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Penelitian tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk ITS Team Sapuangin mendesain kendaraan yang lebih baik.
2. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan dalam dunia otomotif.
3. Membantu mahasiswa untuk lebih memahami konsep pengembangan dan perancangan kendaraan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Kompetisi Student Formula Japan 2015

2.1.1. Sekilas kompetisi Student Formula Japan 2015

Student Formula adalah kompetisi yang menantang seluruh mahasiswa di penjuru dunia untuk mendesain, membuat dan menguji kemampuan dalam hal memasarkan hasil riset berupa kendaraan formula berukuran kecil. Kompetisi ini dimulai pada tahun 2003, dan pada tahun 2015 ini bertempat di sirkuit ECOPA (Ogasayama Sports Park), Shizuoka Prefecture, Japan. Adapun model kendaraan yang dikompetisikan dalam kejuaraan tersebut harus disesuaikan dengan peraturan yang ditetapkan oleh SAE (*Society of Automotive Engineers*) seperti pada gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Mobil Formula Graz University [4]

2.1.2. Alur kompetisi

Berdasarkan peraturan *SAE international 2015*, alur dari kompetisi *Student Formula Japan 2015* dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 2. 2 Alur kompetisi [5]

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa kompetisi ini terdiri dari 2 tes yang meliputi tes statik dan tes dinamik. Adapun untuk tes statis dibagi menjadi 4 sub acara, yaitu:

1. *Technical inspection*
2. *Cost report*
3. *Business plan presentation*
4. *Design report*

Selain tes statik, dalam kompetisi tersebut juga terdapat tes dinamik yang meliputi:

1. *Acceleration*
2. *Skip pad*
3. *Autocross*
4. *Endurance*
5. *Fuel efficiency*

2.2 Tes Dinamik Student Formula Japan 2015

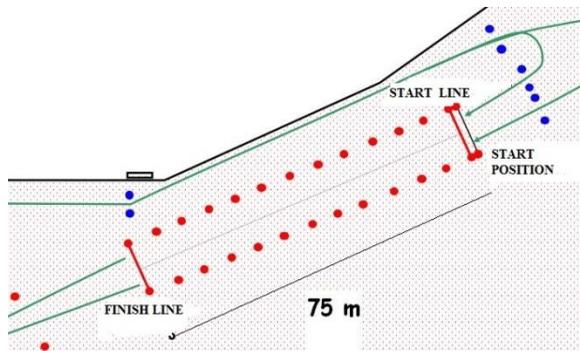
2.2.1 Acceleration event

2.2.1.1. Tujuan

Pada tahap *acceleration* ini bertujuan untuk mengevaluasi kecepatan kendaraan di lintasan lurus pada jalan datar

2.2.1.2. Prosedur

- Layout yang digunakan pada tahap *acceleration* berdasarkan pada peraturan *SAE international* seperti gambar di bawah ini.



Gambar 2. 3 Layout acceleration [6]

- Panjang lintasan *acceleration test* 75 m (82 yards) dari garis start sampai finish.
- Lebar jalan 4,9 m (16 ft)
- Cone diletakkan disepanjang pinggir lintasan dengan interval jarak 5 paces (20ft).
- Jarak bagian kendaraan yang terdepan 0,3 m (11,8 inches)
- Dalam tahap ini ada dua babak. Setiap babak harus mempunyai 2 *driver* yang berbeda.
- Urutan *start* berdasarkan waktu kedatangan di area *stage*.
- Babak pertama dan kedua diselenggarakan secara serentak.

2.2.1.3. Penilaian

Pada tahap ini dilakukan penilaian berdasarkan waktu tempuh kendaraan dari garis start sampai melewati garis finish.

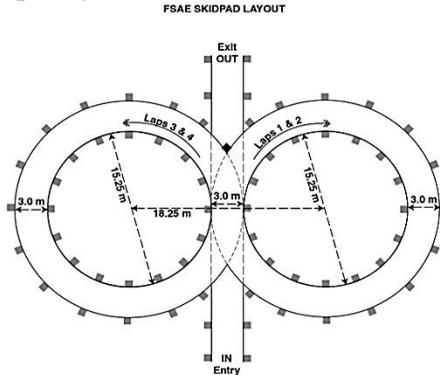
2.2.2. Skidpad event

2.2.2.1. Tujuan

Pada tahap *skidpad* ini bertujuan untuk mengukur kemampuan belok kendaraan pada lintasan datar dengan radius belok konstan.

2.2.2.2. Prosedur

- Layout yang digunakan pada tahap skid-pad berdasarkan pada peraturan *SAE international* seperti gambar di bawah ini.



Gambar 2. 4 Layout *Skidpad* [6]

- Garis di antara pusat lingkaran disebut garis start / stop.
- Satu lap didefinisikan sebagai perjalanan mengelilingi satu lingkaran dari garis start/ stop dan kembali lagi ke garis start / stop.
- Terdapat 16 *cones* yang terletak di sisi dalam lingkaran dalam dan 13 *cones* yang terletak di sisi luar lingkaran luar. Setiap lingkaran ditandai dengan garis kapur.
- Terdiri dari dua babak, setiap babak harus mempunyai *driver* yang berbeda. Setiap *driver* boleh dua kali *run*.
- Babak pertama dan kedua dilakukan secara serentak jika lokasi *skid-pad* sama.
- Kendaraan masuk lurus ke bentuk angka delapan dan mengambil satu putaran penuh pada lingkaran kanan. Lap selanjutnya akan di lingkaran kanan dan dihitung waktunya. Pada lap

selanjutnya, kendaraan masuk ke lingkaran kiri dan pada lap keempat akan diadakan di lingkaran kiri dan dihitung waktunya. Setelah itu, kendaraan keluar pada arah yang sama pada waktu masuk.

2.2.2.3. Penilaian

Penilaian pada tahap *skid-pad* berdasarkan kemampuan akselerasi lateral. Lateral akselerasi dihitung dari $2.012 \text{ diameter}/t^2$ dan diameter diasumsikan 17.10 m. Jika ada lokasi *skid-pad* yang berbeda maka diambil hasil yang terbaik.

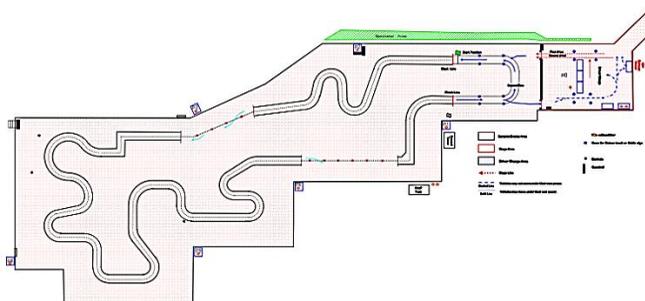
2.2.3. Autocross event

2.2.3.1 Tujuan

Pada tahap ini pengemudi akan mengendarai kendaraan 1 putaran penuh sekitar 950 m yang meliputi : lurus, tikungan dan slalom. Tujuannya untuk menguji kemampuan manuver mobil dan menggabungkan fitur kinerja percepatan, pengereman, dan menikung ke dalam satu babak.

2.2.3.2. Prosedur

- Layout yang digunakan pada tahap *autocross* berdasarkan pada peraturan *SAE international* seperti gambar di bawah ini.



Gambar 2. 5 Layout *autocross* [6]

- Rata-rata kecepatan yang digunakan adalah 40 km/jam sampai 48 km/jam.
- Spesifikasi lintasan terdiri dari :
 - Lintasan lurus** : Tidak lebih panjang dari 60 m dengan belokan putar balik dengan panjang tidak lebih dari 45 m.
 - Belokan konstan** : Diameter 23 m sampai 45 m
 - Belokan putar balik** : Diameter luar minimum 9 m
 - Slalom**: cone diletakkan segaris lurus dengan jarak spasi 7,62 m sampai 12,19m.
 - Miscellaneous** : Lebar track minimum 3,5m
- Total panjang lintasan diperkirakan 0,835 km
- Terdiri dari 2 babak yang diselenggarakan secara serempak.
- Roda depan kendaraan berada 6 meter di belakang garis start. Pengambilan waktu dilakukan waktu kendaraan melewati garis start.

2.2.3.3. Penilaian

Penilaian pada tahap ini berdasarkan waktu tempuh kendaraan selama *autocross event*

2.2.4. Endurance event

2.2.4.1. Tujuan

Pada tahap ini pengemudi mengendarai kendaraan 20 putaran penuh dengan jarak 934 m yang meliputi lurus, tikungan, dan slalom. Dengan tujuan menguji *endurance* dari kendaraan dan *driver*.

2.2.4.2. Prosedur

- Kecepatan rata-rata yang digunakan sebaiknya 48 km/jam sampai 57 km/jam dengan top speed 105 km/jam.
- Spesifikasi lintasan pada *endurance event* :
 - Lintasan lurus** : Tidak lebih dari 77 meter dengan putaran balik kendaraan yang terletak di

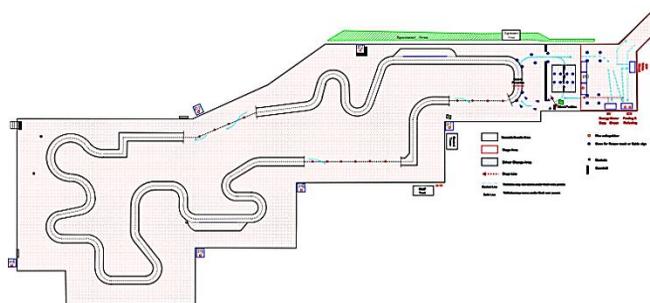
ujung dengan lebar belokan 61 meter.

Belokan konstan : Diameter 30 meter sampai 54 meter.

Belokan putar balik: Diameter luar minimum 9 meter.

Slalom : Cone diletakkan lurus dengan jarak spasi 9 meter sampai 15 meter. **Miscellaneous** : Dengan standart minimum lebar track 4,5 meter.

- Berlangsung selama satu babak dengan panjang lintasan 1868 m.
- Pergantian *driver* berlangsung selama 3 menit, di titik tengah babak.
- Layout yang digunakan pada tahap *endurance* berdasarkan pada peraturan *SAE international* seperti gambar di bawah ini.



Gambar 2. 6 Layout *endurance* [6]

2.2.4.3. Penilaian

Penilaian pada tahap ini berdasarkan waktu tempuh kendaraan selama *endurance event*.

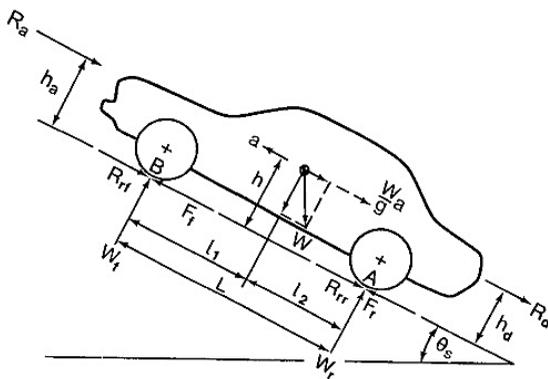
2.3. Dasar Teori Dinamika Kendaraan

2.3.1. Kendaraan Bergerak Lurus

2.3.1.1. Gaya dorong dan gaya hambat pada kendaraan

Kendaraan untuk dapat bergerak maju ataupun mundur harus memiliki gaya dorong yang cukup melawan hambatan yang

terjadi pada kendaraan. Gaya dorong dari suatu kendaraan terjadi pada roda penggerak kendaraan. Gaya dorong ini ditransformasikan dari torsi mesin kendaraan kepada roda penggerak melalui sistem penggerak yang terdiri kopling, transmisi, gigi diferensial, dan poros penggerak. Gambar 2.7 Menunjukkan diagram bodi bebas dari kendaraan bergerak maju yang menggambarkan gaya dorong dan gaya-gaya hambat meliputi hambatan angin dalam rolling.



Gambar 2. 7 Diagram bodi bebas kendaraan bergerak maju [7]

Keterangan :

- F_f, F_r = gaya dorong pada roda depan dan belakang
 R_{rf}, R_{rr} = gaya hambat rolling pada roda depan dan belakang
 R_a = gaya hambat angin
 a = percepatan kendaraan
 θ = sudut tanjakan jalan
 W = gaya berat total kendaraan
 $F_i = \frac{W}{g} a$ = gaya inersia untuk memberi percepatan pada kendaraan sebesar a
 h = posisi tinggi dari pusat massa kendaraan
 h_a = posisi tinggi garis kerja dari gaya hambat aerodinamika (R_a)
 h_r = posisi tinggi garis kerja dari gaya R_d

W_r = gaya reaksi akibat gaya berat belakang
 W_f = gaya reaksi akibat gaya berat depan

Gaya dorong total (F_e) yang bekerja pada roda penggerak adalah merupakan transmisi atau transformasi dari torsi mesin (M_e) oleh transmisi, gardan, dan roda penggerak. Untuk kendaraan dengan roda penggerak belakang, maka

$$F_e = F_f + F_r$$

Proses transmisi dan transformasi torsi yang dihasilkan oleh mesin menjadi menjadi gaya dorong (F_e) yang terjadi pada roda penggerak. Berikut adalah rumus untuk perbandingan transmisi:

$$i_t = \frac{n_e}{n_{tr}}$$

Sedangkan untuk perbandingan putaran pada gardan:

$$i_g = \frac{n_{tr}}{n_p}$$

Torsi yang keluar dari transmisi:

$$M_{tr} = i_t \cdot M_e$$

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

$$M_p = i_g \cdot M_{tr} = i_t \cdot i_g \cdot M_e$$

Gaya dorong pada roda penggerak (F_t) dengan memperhatikan efisiensi (η_t) pada semua proses transmisi dirumuskan sebagai berikut :

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_e}{r} \eta_t \quad (2.3)$$

Dimana:

n_e = putaran mesin
 n_{tr} = putaran transmisi
 n_p = putaran poros penggerak
 r = radius ban

$F_t = F_r$ = gaya dorong pada kendaraan dengan roda penggerak belakang (N)

M_e = torsi keluaran dari mesin (N.m)

η_t = 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

Gaya hambat total pada kendaraan adalah :

$$R_{total} = R_a + R_r \quad (2.4)$$

Dimana :

$R_r = R_{rr} + R_{rf}$ = total hambatan rolling (N)

Tetapi pada hal ni hambatan tahanan (R_g) tidak dihitung karena lintasan pada kompetisi tidak adajalan menanjak, jadi hambatan yang paling berpengaruh adalah hambatan angin dan rolling. Untuk menghitung pengaruh gaya hambat rolling pada kendaraan dapat menggunakan rumus:

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

$$R_{rr} = f_r \times (W_f + W_r) \quad (2.5)$$

Dimana, f_r = koefisien hambat rolling

f_o dan f_s = koefisien tergantung pada tekanan ban

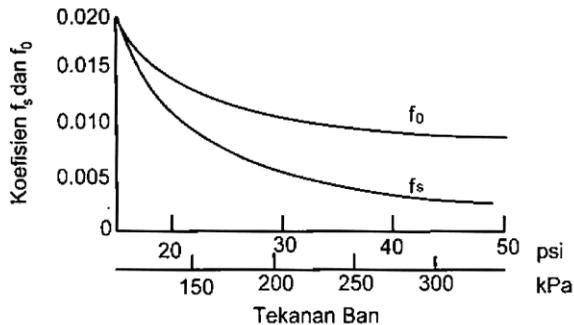
V_k = Kecepatan pada tingkat k (km/h)

R_{rr} = gaya hambat resistance pada roda belakang (N)

W_f = berat roda depan (N)

W_r = berat roda belakang (N)

Secara umum harga rata-rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan ditunjukkan pada table 2.1 sebagai hasil studi dari J.J. Taborek.



Gambar 2. 8 Pengaruh tekanan ban pada f_o dan f_s [1]

Tabel 2. 1 Nilai rata-rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis dan berbagai kondisi jalan [1]

| jenis kendaraan | permukaan jalan | | |
|---------------------|-----------------|-------------|-------|
| | beton | keras/aspal | pasir |
| kendaraan penumpang | 0.015 | 0.08 | 0.3 |
| truk | 0.012 | 0.06 | 0.25 |
| traktor | 0.02 | 0.04 | 0.2 |

Untuk menghitung pengaruh gaya hambat aerodinamika menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Ra = \frac{1}{2} \rho \times Cd \times Af \times V^2 \quad (2.6)$$

Dimana, Ra = hambatan aerodinamika (N)

ρ = massa jenis (kg/m^3)

Cd = koefisien drag

Af = Luas frontal area (m^2)

V = kecepatan (m/s)

2.3.2 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

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

$$V_k = \frac{\text{rpm output engine}}{i_k \times i_g} \times \frac{2\pi}{60} \times \text{jari - jari roda belakang} \times \frac{3600}{1000}$$

Dimana : V_k = kecepatan pada tingkat k (km/h)

i_k = rasio transmisi pada tingkat k

i_g = rasio garden

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 atau adari kecepatan tertentu sampai berhenti, maka percepatan (a), waktu (t), dan jarak (S) dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

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

$$a = \frac{Vt^2}{2.S} = \frac{Vt}{t} = \frac{2.S}{t^2}$$

$$t = \frac{Vt}{a} = \frac{2.S}{Vt} = \sqrt{\frac{2.S}{a}} \quad (2.7)$$

$$S = \frac{Vt^2}{2.a} = \frac{Vt \cdot t}{2} = \frac{2.t^2}{2}$$

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

$$a_k = \frac{(Ft - Rrr - Ra)}{\text{massa penuh}} \quad (2.8)$$

Dimana, a = percepatan (m/s)

Ft = gaya dorong (N)

Rrr = gaya hambat resistance pada roda belakang (N)

Ra = hambatan hambat aerodinamika (N)

2.3.3 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 (n_{e1}) dan tertinggi (n_{e2}) harus ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini (berdasarkan karakteristik torsi dari mesin, batas ini biasa dipilih disekitar torsi maksimum mesin. Dalam merancang suatu transmisi harus memperhitungkan kondisi *spin*. *Spin* terjadi akibat gaya dorong/traksi yang di hasilkan oleh mesin ke roda terlalu besar, sehingga gaya gesek tidak mampu melawannya.

$$F_t > \mu \cdot W \quad \text{spin} \quad (2.9)$$

Keterangan : F_t = gaya dorong (kN)

μ = koefisien adhesi ban

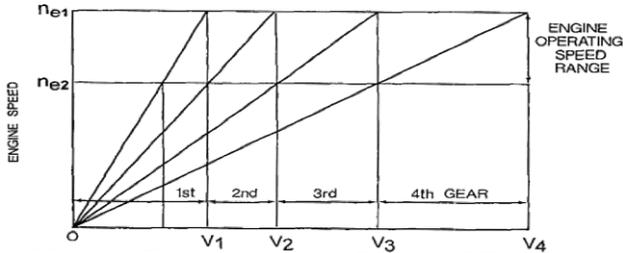
W = gaya berat (kN)

Harga μ berdasarkan kondisi permukaan jalan :

Tabel 2. 2 Koefisien adhesi ban pada bermacam kondisi jalan [1]

| Permukaan jalan | Koefisien Adhesi |
|--------------------------|------------------|
| Aspal dan beton (kering) | 0.8-0.9 |
| Aspal basah | 0.5-0.7 |
| Beton (basah) | 0.8 |
| Gravel | 0.6 |
| Jalan tanah (kering) | 0.68 |
| Jalan tanah (basah) | 0.55 |
| Snow | 0.2 |
| Ice | 0.1 |

Konsep dari progresi geometri adalah ditunjukkan pada gambar 2.9, dimana menggambarkan transmisi dengan 4 tingkat kecepatan.



Gambar 2. 9 Pemilihan perbandingan gigi dengan rasio geometri [1]

Berdasarkan gambar 2.9, dengan perbandingan geometris maka untuk transmisi 4 tingkat didapat hubungan perbandingan gigi sebagai berikut :

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{ne_2}{ne_1} = Kg \quad \text{atau}$$

$$\left(\frac{i_m}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = kg \quad (2.10)$$

Dimana :

i_1, i_2, i_3, i_4 = rasio gigi pada tingkat transmisi I, II, III, IV

i_m = rasio gigi terakhir

Kg = konstanta perbandingan

Untuk mencari rasio gigi awal dan terakhir dapat menggunakan rumus berikut:

- Untuk kebutuhan gaya dorong F_1 dan Rasio tingkat 1:

$$F_1 = \frac{W}{g} a + Rr + Ra$$

$$i_1 = \frac{\left(\frac{W}{g} a + fr.W + Ra\right) r}{Me.i_g.\eta t} \quad (2.11)$$

- Untuk kebutuhan gaya dorong (F_m) pada kecepatan maksimum (V_m), dan rasio tingkat akhir (i_m):

$$F_m = Rr + Ra = fr.W + \frac{1}{2} \rho . C_D . A_f . (V_m)^2$$

$$i_m = \frac{F_m \cdot R}{M_e \cdot i_g \eta_t} \quad (2.12)$$

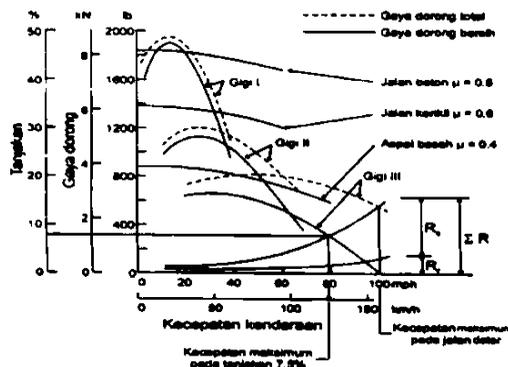
2.3.4 Grafik Karakteristik Transmisi Kendaraan

Untuk memudahkan kita mengetahui karakteristik transmisi kendaraan, maka dibuat grafik untuk gaya dorong –kecepatan. Suatu contoh tentang gaya dorong terjadi untuk suatu transmisi 4 tingkat ditunjukkan pada gambar 2.9. Pada gambar tersebut ditunjukkan hambatan rolling (R_r) dan hambatan aerodinamik (R_a).

Pada gambar tersebut juga ditunjukkan gaya dorong total, gaya dorong bersih, dan gaya dorong maksimum yang dapat terjadi pada bidang kontak ban dan jalan dengan asumsi koefisien gesek tertentu. Gaya dorong bersih (F_m) dimaksudkan adalah gaya dorong total dikurangi hambatan rolling dan hambatan aerodinamika, dirumuskan sebagai berikut:

$$F_m = R_r + R_a$$

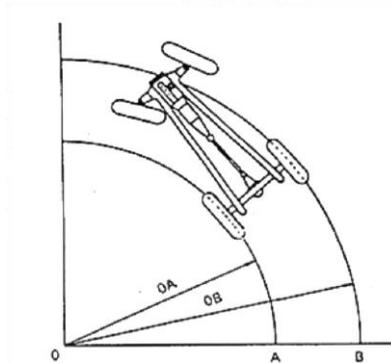
Disamping itu juga pada gambar tersebut ditunjukkan gradability sehingga besarnya kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada gradability tertentu pada jalan datar.



Gambar 2. 10 Karakteristik kinerja transmisi kendaraan penumpang [1]

2.3.5 Traksi Kendaraan Berbelok

Saat kendaraan membelok, jarak tempuh roda dalam lebih kecil dari jarak tempuh roda luar, dengan demikian roda luar harus berputar lebih cepat dari roda dalam.



Gambar 2. 11 Kendaraan berbelok [9]

Apabila roda dalam dan luar berputar dengan putaran sama, maka salah satu ban akan slip, terseret dan menyebabkan akan cepat aus. Untuk mengatasi hal tersebut diperlukan differential gear dengan tujuan membedakan putaran roda. Cara menghitung putaran roda dalam maupun luar pada saat berbelok adalah dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\text{rasio \% lock roda}_{\text{dalam,luar}} \geq \left[\frac{n_i}{n_o} = \frac{R_i}{R_o} \right] \quad (2.13)$$

Keterangan: n_i = putaran roda dalam

n_o = putaran roda luar

R_i = jarak sumbu putar roda dalam dengan pusat radius belok

R_o = jarak sumbu putar roda luar dengan pusat radius belok

Untuk mengetahui pengaruh sudut belok rata-rata terhadap torsi roda dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

- Gaya normal roda dalam saat belok

$$F_{zi} = \frac{W_r}{2} - \frac{\frac{a}{a+b} F_c \cos \delta \cdot h_r}{tr} - \frac{\frac{a}{a+b} (F_c \cos \delta \cdot r_c + W_r \cdot c \cdot \gamma)}{tr} \quad (2.14)$$

- Gaya normal roda luar saat belok

$$F_{zo} = \frac{W_r}{2} + \frac{\frac{a}{a+b} F_c \cos \delta \cdot h_r}{tr} + \frac{\frac{a}{a+b} (F_c \cos \delta \cdot r_c + W_r \cdot c \cdot \gamma)}{tr} \quad (2.15)$$

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot R_{ack}$$

- Gaya dorong/traksi roda:

$$F_t = F_z \cdot \mu \quad (2.16)$$

- Torsi roda :

$$T = F_t \cdot R_{roda} \quad (2.17)$$

- Kecepatan roda:

$$V = \omega \cdot R \quad (2.18)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{t}$$

Keterangan: Fz = Gaya normal saat belok (N)

Wr = Berat roda belakang (N)

Fc = Gaya sentrifugal (N)

ω = kecepatan sudut roda (rad/s)

R = jarak pusat lingkaran lintasan menuju roda (m)

R_{roda} = Jari-jari roda (m)

T = Torsi roda (Nm)

Ft = traksi roda (N)

V = Kecepatan roda (m/s)

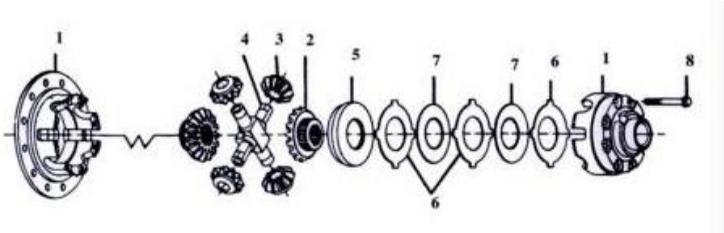
Tr = Trackwidth belakang kendaraan (m)

T = waktu tempuh (s)

2.3.6 Limited Slip Differential (LSD)

Limited Slip Differential (LSD) adalah salah satu alat yang bisa menunjang untuk memaksimalkan traksi. *Limited Slip Differential* kurang lebih sama seperti *Open Differential* (gardan biasa), tetapi pada kondisi roda yang memiliki traksi rendah LSD mampu mentransfer torsi lebih dari open differential. Teori limited slip adalah factor locking dalam presentase, seberapa banyak torsi yang diberikan dapat diteruskan hanya pada satu

poros. *Limited slip differential* ini bisa diaplikasikan baik untuk mobil berpengergerak roda depan maupun mobil berpengergerak roda belakang. Untuk mobil berpengergerak roda depan, *limited slip differential* ditempatkan pada transmisi. Sedangkan untuk mobil berpengergerak roda belakang, alat ini ditempatkan pada bagian gardan/differential.



Gambar 2. 12 Bagian-bagian dari limited slip differential secara umum [3]

Keterangan :

1. Case halves
2. Side gear
3. Spider gear (differential pinion)
4. Pinion cross-shaft
5. Spacer ring
6. Steel plate
7. Friction discs
8. Case bolt

Berdasarkan karakteristiknya

1. *Limited slip differential* yang sensitif dengan torsi.
2. *Limited slip differential* yang sensitif dengan kecepatan.

Berdasarkan mekanismenya

1. *Viscous LSD*

LSD jenis ini menggunakan sejenis oli/fluida yang akan mengental jika salah satu roda berputar terlalu cepat dan akan memberikan efek mengunci pada roda tersebut, selain

itu tenaga juga akan langsung disalurkan ke roda yang lainnya. Kelemahan dari LSD jenis ini adalah kurang bisa menahan slip dengan baik

2. ***Clutched LSD***

Untuk LSD jenis ini bereaksi terhadap torsi as kopel. Semakin cepat perputarannya, maka penekanan kopling juga akan semakin keras. LSD jenis ini bisa menahan slip dengan cukup baik. Sedangkan kelemahannya terletak pada perawatan, karena kopling akan menjadi cepat aus.

4. ***Geared LSD***

Geared LSD sangat kuat menahan slip dan bebas dari perawatan. LSD jenis ini sangat bergantung pada torsi, dan bukan pada kecepatan tiap as roda. *Geared LSD* sangat mumpuni jika digunakan pada kondisi jalan yang kering, namun jika digunakan pada kondisi jalan licin kemampuannya menjadi kurang maksimal.

Cara kerja sistem LSD

Berdasarkan input torsinya dibagi ke dalam tiga jenis status:

1. ***Load***

Dalam kondisi ini, kinerja kopling menjadi sejajar dengan perputaran as kopel.

2. ***No Load***

Pada kondisi ini, kinerja kopling akan diturunkan menjadi kopling statis.

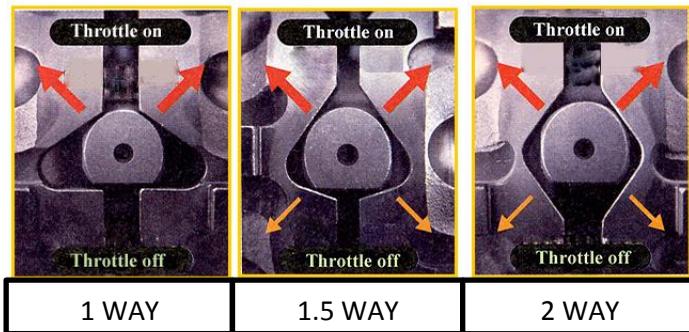
3. ***Over Run***

Sedangkan dalam kondisi ini, kinerja kopling mempunyai dua kelakuan khusus yang cenderung ke arah 1 way, 1.5 way, atau 2 way direkomendasikan untuk kendaraan berpengerak roda depan atau FWD karena LSD ini bekerja pada saat berakselerasi saja. LSD 2 Way direkomendasikan untuk para drifter, karena jenis LSD ini mampu bekerja baik saat berakselerasi maupun deselerasi. Sedangkan LSD 1,5 way cenderung berada di antara kedua jenis LSD di atas,

karena LSD jenis ini lebih kuat di sektor akselerasi daripada sektor deselerasi.

2.3.7 Mekanisme Aktivasi LSD

Pada umumnya LSD dibagi menjadi 3 sistem yaitu 1 way, 1.5 way dan 2 way. Berikut adalah penjelasan mengenai mekanisme dari ketiga sistem tersebut :



Gambar 2. 13 Mekanisme aktivasi LSD [8]

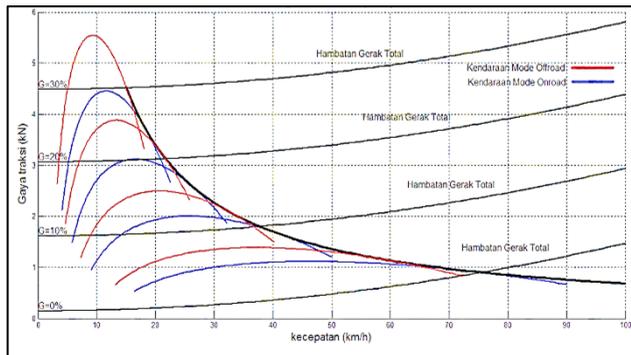
Keterangan :

1. 1 way
LSD 1 way hanya aktif/lock ketika *throttle on* atau akselerasi
2. 1.5 way
LSD 1.5 way aktif/lock saat akselerasi dan 50% saat dekselerasi
3. 2 way
LSD 2 way aktif/lock 100% lock saat akselerasi maupun dekselerasi.

2.4 Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai karakteristik kendaraan sebelumnya pernah dilakukan oleh Mohamad Fikki Rizki dengan judul

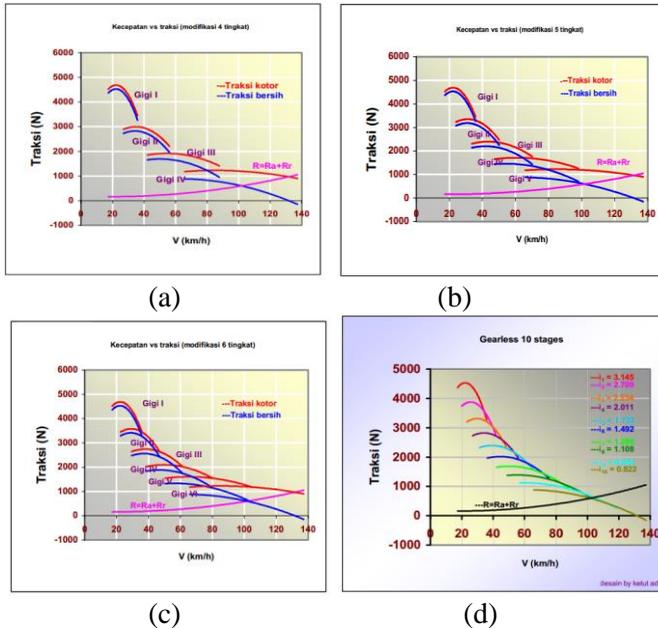
“Analisa Kinerja Sistem Transmisi pada Kendaraan Multiguna Pedesaan untuk Mode Pengaturan Kecepatan Maksimal pada Putaran Maksimal Mesin dan Daya Maksimal Mesin”. Dalam penelitian tersebut, penulis membuat desain rasio overall transmisi dari kendaraan kemudian menganalisanya agar kendaraan mampu berjalan pada kondisi *on-road* dan *off-road*. Berikut adalah hasil desain rasio transmisi yang telah dibuat:



Gambar 2. 14 Hasil desain rasio transmisi mobil GEA [10]

Hasil penelitian tersebut berupa kecepatan maksimum kendaraan pada kondisi on road dan offroad kemudian selanjutnya didapatkan nilai konsumsi bahan bakar pada masing-masing medan. Selain itu juga di dapatkan detail konsumsi bahan bakar pada masing-masing tingkat roda gigi sehingga terlihat pada tingkat transmisi mana yang mengkonsumsi bahan bakar paling besar.

Penelitian kedua, dilakukan oleh ananda IGNP Tenaya dan I Ketut Adi Atmika dalam tugas akhirnya di Fakultas Teknik Mesin Universitas Udayana. Penelitian tersebut membahas tentang perancangan tingkat transmisi menggunakan metode progresi geometri pada mobil toyota kijang. Dan berikut adalah hasilnya:



Gambar 2. 15 Grafik karakteristik traksi kijang 1997 standar (a) 4 tingkat, hasil redesign (b) 5 tingkat (c) 6 tingkat (d) 10 tingkat [2]

Dalam penelitian tersebut, mereka merancang kemudian membandingkan efisiensi transmisi pada 4,6 dan 10 tingkat kecepatan kendaraan (gambar 2.5). Sesuai grafik traksi yang dihasilkan pada masing-masing tingkat kecepatan. Pada akhirnya ditarik kesimpulan bahwa semakin banyak tingkat transmisi yang digunakan, akan semakin sedikit traksi yang terbuang, serta karakteristik traksi kendaraan akan mendekati karakteristik idealnya pada *gearless transmission systems*. *Gearless transmission* sistem sendiri merupakan istilah lain untuk transmisi ideal yang tidak menimbulkan loses traksi.

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Prosedur Penelitian

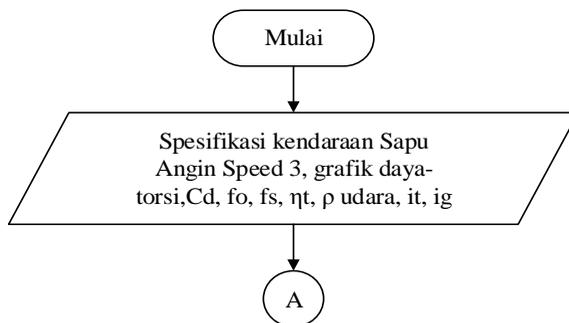
Pada penulisan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan beberapa tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

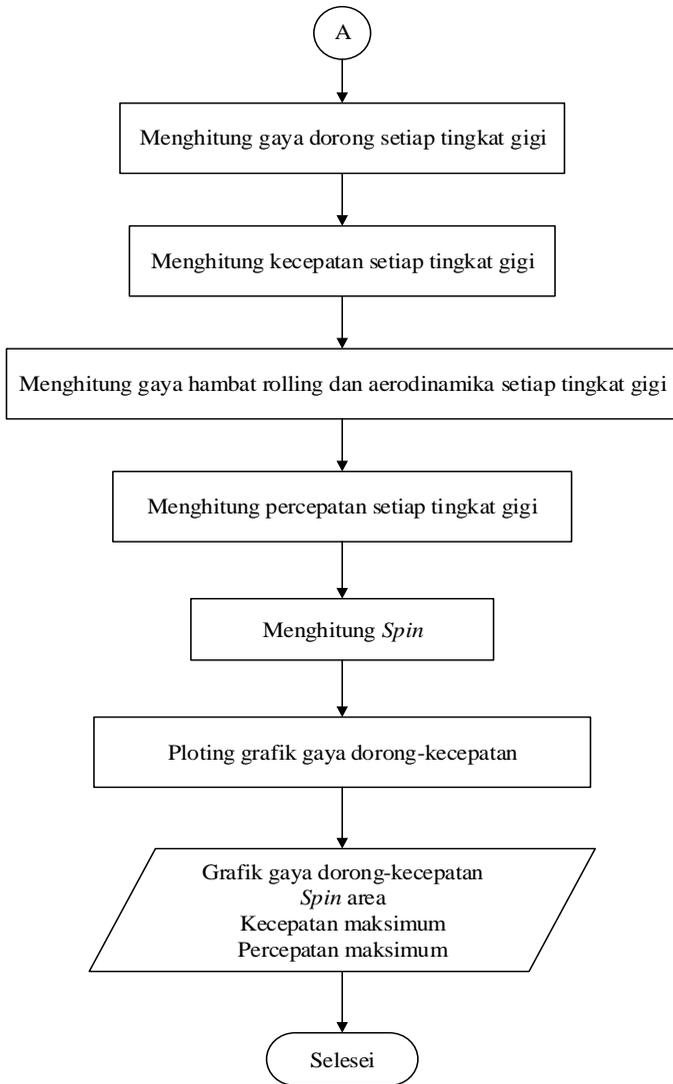
- Tahap awal, melakukan analisa – analisa dengan sumber studi literatur terhadap buku, jurnal dan penelitian terdahulu tentang perilaku traksi/gaya dorong kendaraan.
- Tahap selanjutnya adalah penentuan objek mobil yang akan diteliti, dalam hal ini mobil yang akan diteliti adalah mobil formula Sapu Angin Speed 3 untuk kompetisi *Student Formula Japan 2015*.
- Tahap ketiga, setelah didapat data spesifikasi dari kendaraan formula Sapu Angin Speed 3 selanjutnya dilakukan analisa peningkatan karakteristik traksi.

3.2 Flowchart Perhitungan

3.2.1 Karakteristik Transmisi Kendaraan

Untuk mengetahui karakteristik dari transmisi mesin Husaberrg 450 cc standar akan dilakukan perhitungan dengan diagram alir sebagai berikut :

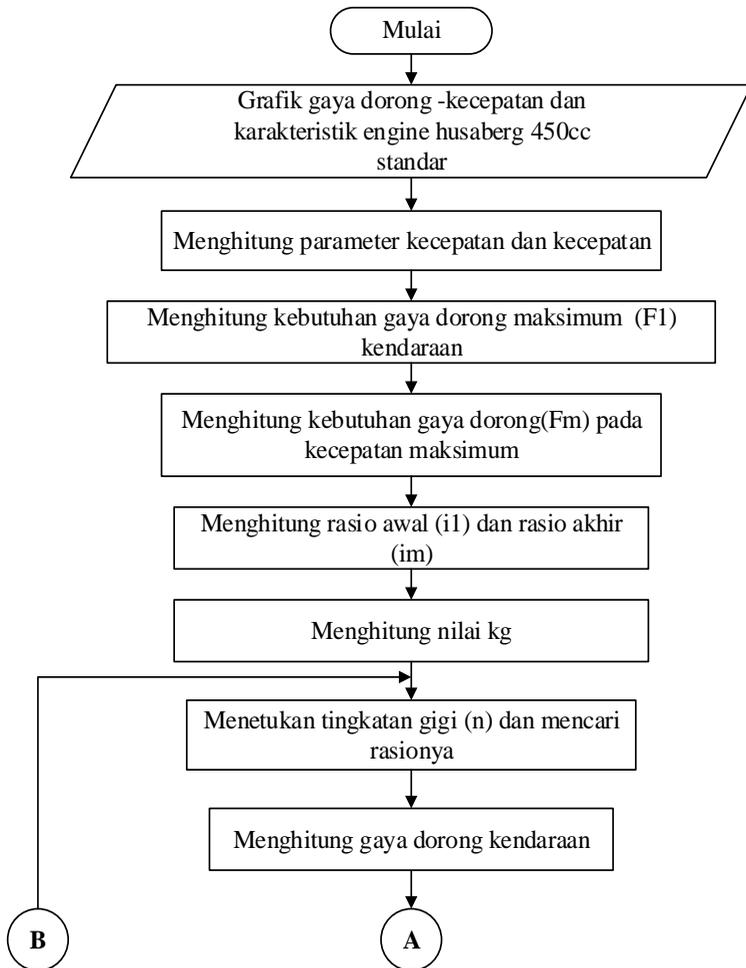


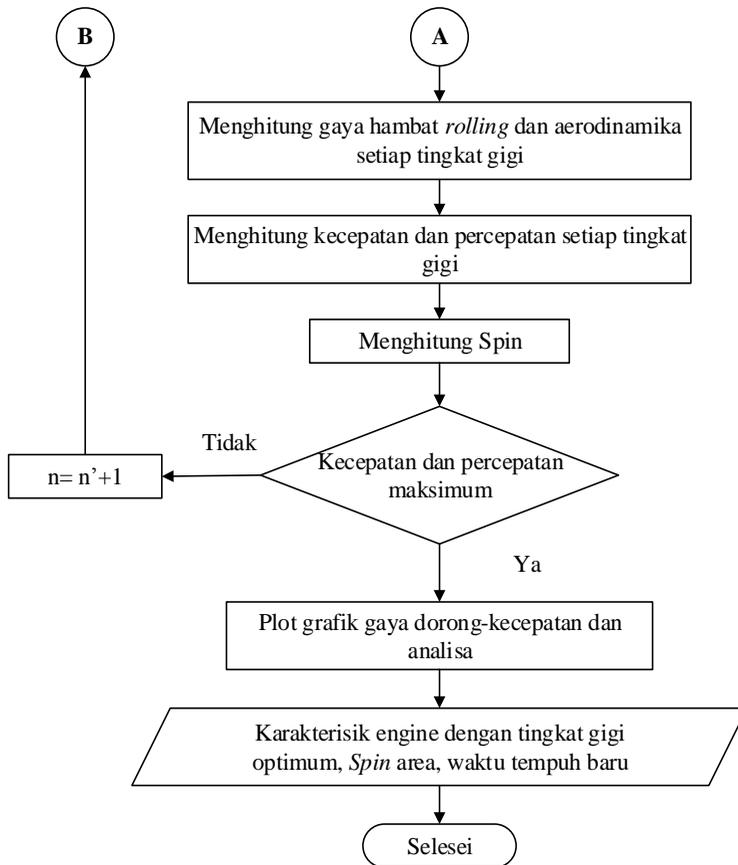


3.2.2 Perhitungan Rasio dan Tingkat Transmisi Baru

Setelah mengetahui karakteristik dari mesin husaberg 450

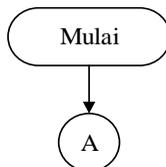
cc standard dan parameter yang harus dicapai, maka akan diadakan peningkatan atau perencanaan ulang untuk meningkatkan traksi serta menghitung waktu tempuh yang baru. Berikut adalah diagram alir untuk perencanaan ulang :

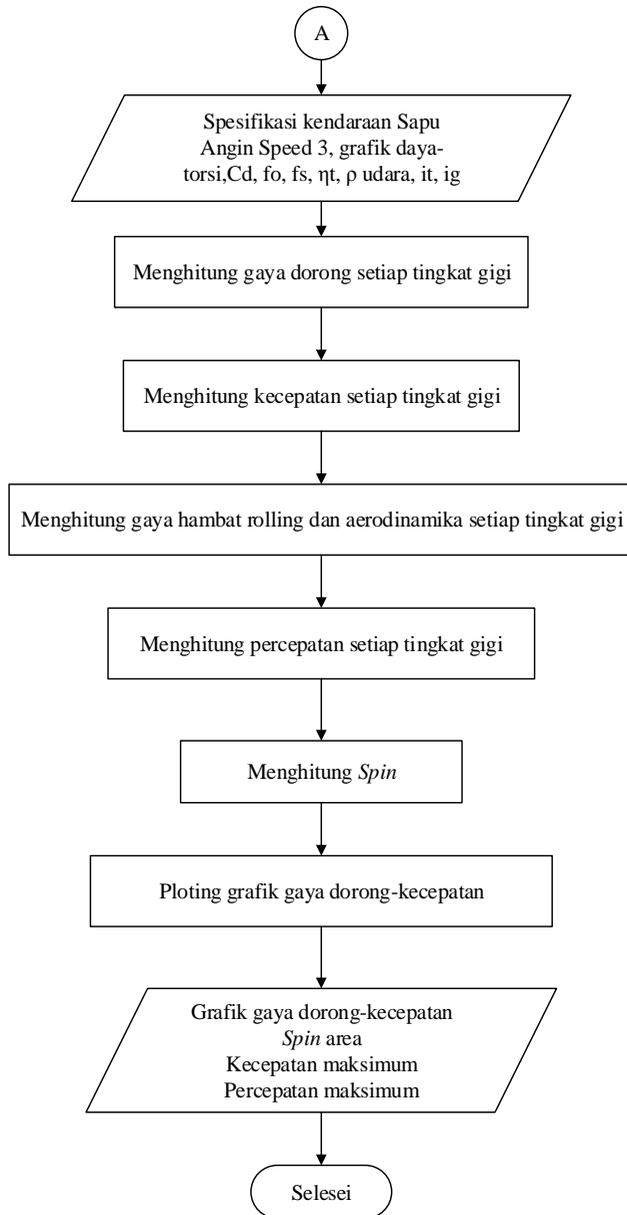




3.2.3 Pengaruh LSD pada lintasan belok

Untuk mengetahui bagaimana pengaruh LSD pada lintasan belok dapat dilakukan penelitian dengan diagram alir sebagai berikut:





3.3 Prosedur Perhitungan

Langkah-langkah yang perlu dilakukan dalam perhitungan analisa traksi/gaya dorong kendaraan mobil Sapu Angin Speed 3 :

1. Langkah awal dari penelitian ini adalah mencari data-data spesifikasi kendaraan yang akan digunakan sebagai data input
2. Menghitung gaya dorong pada setiap tingkat transmisi

$$fk = \frac{Me+ik+ig}{\eta t}$$

Dimana : fk = Gaya dorong pada tingkat k (N)

Me = Torsi (Nm)

Ik = rasio transmisi pada tingkat k

Ig = rasio garden

ηt = efisiensi transmisi

3. Melakukan analisa kecepatan maksimum

$$Vk = \frac{Rpm \text{ output engine}}{ik \times ig} \times \frac{2\pi}{60} \times \text{jari} \\ - \text{jari roda belakang} \times \frac{3600}{1000}$$

Dimana : Vk = kecepatan pada tingkat k (km/h)

Ik = rasio transmisi pada tingkat k

Ig = rasio garden

4. Menghitung pengaruh gaya hambat rolling pada kendaraan

$$fr = fo + fs \left(\frac{Vk}{100}\right)^{2,5} \\ Rrr = fr \times (Wf + Wr)$$

Dimana, fr = koefisien hambat rolling

fo dan fs = koefisien tergantung pada tekanan ban

fo = 0,01

fs = 0,005

Vk = Kecepatan pada tingkat k (km/h)

R_{rr} = gaya hambat resistance pada roda belakang (N)

W_f = berat roda depan (N)

W_r = berat roda belakang (N)

5. Menghitung pengaruh gaya hambat aerodinamika

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

Dimana, R_a = hambatan aerodinamika (N)

ρ = massa jenis (kg/m^3)

C_d = koefisien drag

A_f = Luas frontal area (m^2)

V = kecepatan (m/s)

6. Menghitung percepatan maksimum

$$a = \frac{(F_t - R_{rr} - R_a)}{\text{massa penuh}}$$

Dimana, a = percepatan (m/s)

F_t = gaya dorong (N)

R_{rr} = gaya hambat resistance pada roda belakang (N)

R_a = hambatan hambatan aerodinamika (N)

7. Menghitung Spin $F_t > \mu \cdot W$

8. Plot grafik gaya dorong-kecepatan serta menganalisa grafik

Langkah-langkah untuk menghitung perbandingan gigi baru :

1. Menganalisa grafik gaya dorong-kecepatan yang sudah didapat dari perhitungan sebelumnya
2. Menghitung parameter kecepatan dan percepatan dari data hasil *Student Formula Japan 2015* yaitu kecepatan dan percepatan maksimum.
3. Menghitung kebutuhan gaya dorong maksimum (F_1)

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

4. Menghitung kebutuhan gaya dorong (F_m) pada kecepatan kasimum (V_m)

$$F_m = R_r + R_a$$

5. Menghitung perbandingan gigi tingkat 1 dan tingkat m

$$i_1 = \frac{\left(\frac{w}{g}a + fr.W + Ra\right).r}{Me.i.g.\eta_t} \qquad i_m = \frac{Fm.R}{Me.i.g.\eta_t}$$

6. Menghitung perbandingan konstanta pembanding (kg)

$$\left(\frac{i_m}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = kg$$

7. Menentukan tingkatan gigi (n) dan mencari rasionya
8. Ploting grafik gaya dorong-kecepatan
9. Menganalisa karakteristik traksi dan tingkat transmisi baru.

Langkah-langkah mencari pengaruh LSD pada lintasan belok:

1. Menentukan radius belok lintasan
2. Menghitung rasio kebutuhan rpm atau % lock roda dalam dan luar ketika berbelok menggunakan rumus:

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{n_{dalam}}{n_{luar}} = \frac{R_{dalam}}{R_{luar}} \right]$$

3. Menghitung pengaruh sudut belok rata-rata terhadap torsi roda

$$T = Ft.R_{roda}$$

4. Menghitung pengaruh sudut belok rata-rata terhadap kecepatan roda

$$V = \omega.R$$

5. Menentukan perlakuan LSD (1.5-way, 2-way, tanpa plat kampas)
6. Melakukan percobaan dengan settingan LSD yg sudah ditentukan
7. Mencatat hasil waktu tempuh
8. Menganalisa hasil percobaan dengan perhitungan

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan

Kendaraan Sapuangin Speed 3 merupakan mobil formula dari ITS Team Sapuangin yang berlaga pada kompetisi *Student formula Japan 2015*. Kendaraan ini menggunakan mesin berkapasitas 450 cc, satu silinder dengan 6 kecepatan. Berikut adalah spesifikasi mobil formula Sapuangin Speed 3:

Tabel 4. 1 Spesifikasi kendaraan mobil Sapuangin Speed 3

| | | |
|---|-----------------|----------|
| A | Panjang | 2804 mm |
| B | Lebar | 1442 mm |
| C | Tinggi | 1295 mm |
| D | Wheelbase | 1555 mm |
| E | Track Width | |
| | Depan | 1257 mm |
| | Belakang | 1198 mm |
| F | Berat kendaraan | 232.5 kg |
| G | Berat pengemudi | 55 kg |

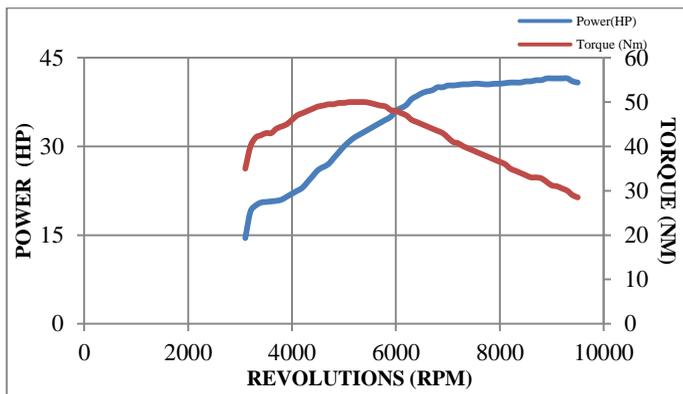
4.2 Grafik Power dan Karakteristik Mesin 450cc

4.2.1 Grafik Power

Untuk mengetahui karakteristik traksi sebuah mesin, terlebih dahulu kita harus mengetahui nilai daya maupun torsi real/sebenarnya dari mesin tersebut, maka perlu dilakukan *dynotest*.

Berdasarkan gambar 4.1 grafik power-torsi dapat dilihat tren kurva untuk power dari awal kondisi bergerak naik relatif konstan terhadap bertambahnya putaran mesin namun mendekati ujung kurva nilai power menurun. Sedangkan untuk grafik torsi pada awal kondisi bergerak naik relative konstan seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Namun pada suatu kondidi pada

putaran tertentu kurva torsi relatif turun dengan bertambahnya putaran mesin.



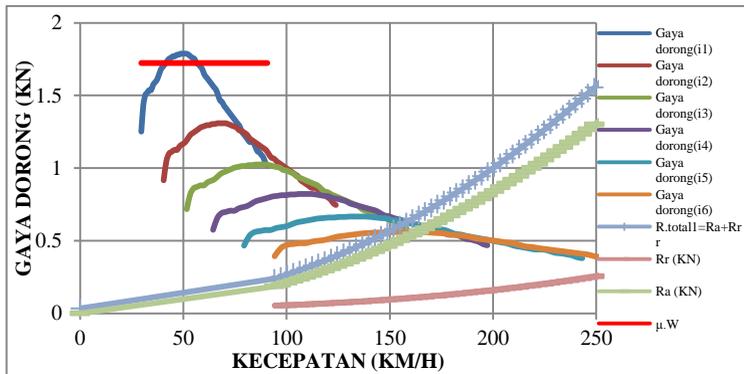
Gambar 4. 1 Grafik power-torsi terhadap putaran mesin

Dari hasil *dynotest* pada putaran 3000-3500 rpm power naik cukup pesat dari 14.5-20 hp dan selanjutnya bergerak naik relative konstan sampai mencapai power maksimum yaitu 41.5 hp pada putaran mesin 9000 dan setelah itu power kembali turun. Sedangkan untuk torsi mesin pada putaran 3000-3500 rpm dari 35-43 Nm selanjutnya bergerak naik relatif konstan sampai mencapai torsi maksimum sebesar 50 hp pada putaran 5100 rpm. Setelah itu kurva bergerak turun relatif konstan sampai limit.

Melihat dari hasil *dynotest* bahwa peak torsi sebesar 50 Nm pada putaran 5100 rpm dan power maksimum sebesar 41.5 hp pada putaran 9000 rpm sesuai dengan spek mesin yaitu bahwa peak torsi sebesar 50 hp pada putaran 5100 rpm dan power maksimum sebesar pada putaran 9000 rpm.

4.2.2 Karakteristik Mesin Husaberg 450 cc

Setelah mengetahui nilai daya dan torsi sebenarnya, maka kita dapat menghitung karakteristik mesin disetiap tingkat gigi/percepatan dengan menggunakan rumus 2.31. Berikut adalah grafik karakteristik mesin husaberg 450cc :



Gambar 4. 2 Grafik karakteristik mesin 450 cc standar sprocket
52

Berdasarkan gambar 4.2 , grafik gaya dorong (kN) terhadap kecepatan (km/h) dengan 6 kecepatan, mulai kecepatan 1 sampai 6 grafik dari awal cenderung naik sampai pada kecepatan tertentu kemudian bergerak turun. Antara kurva kecepatan tersambung satu sama lain sampai akhirnya pada kecepatan ke 6 kurva berpotongan dengan kurva hambatan.

Untuk tingkat gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.79 kN, gigi 2 sebesar 1.3 kN, gigi 3 sebesar 1.03 kN, gigi 4 sebesar 0.82 kN, gigi 5 sebesar 0.67 kN, dan gigi 6 sebesar 0.56 kN. Sedangkan perkalian nilai $\mu.W$ (*spin area*) sebesar 1.72 kN berada pada gigi 1 memotong kurva gaya dorong 1. Untuk kecepatan maksimum kendaraan dapat dilihat dari perpotongan kurva hambatan total dan gaya dorong gigi 6 sebesar 155 km/h.

Garfik karakteristik mesin diatas adalah hasil *dynotest* dengan kondisi mesin saat ini dengan gaya dorong maksimum 1.79 kN 1, kecepatan maksimum kendaraan 155 km/h, percepatan maksimum rata-rata 5.9 m/s^2 dan akan mengalami *spin* pada rpm 4400-5800 pada gigi1.

4.3 Perhitungan

4.3.1 Hasil kompetisi Student Formula Japan 2015

Kompetisi Student Formula Japan 2015 terdiri dari beberapa even dinamik diantaranya acceleration, skid pad, autocross event dan endurance. Berikut adalah hasil untuk acceleration event :

Tabel 4. 2 Hasil acceleration event student Formula Japan 2015

| Plac e | Car No | Team | Nation | Best Time (s) |
|--------------------------|-----------|--|-------------|---------------------|
| 1 | 81 | Graz University of Technology | Austri a | 4.19 |
| 2 | 9 | Nihon Automobile College | Jepang | 4.271 |
| 3 | 70 | Liaoning University of Technology | China | 4.315 |
| 4 | 1 | Nagoya University | Jepang | 4.356 |
| 5 | 4 | Toyohashi University of Technology | Jepang | 4.363 |
| Hasil running test | | Institut Teknologi Sepuluh Nopember | 4.80 second | |

4.3.2 Penentuan Kecepatan dan Percepatan Maksimum

Melihat hasil diatas, perbedaan waktu tempuh dari tim Sapuanging dengan tim peringkat 1 yaitu Graz University dari Austria cukup jauh, sekitar 7 second. Oleh karena itu diperlukan peningkatan karakteristik traksi mobil untuk menambah percepatan dari mobil. Yang menjadi parameter adalah percepatan dari mobil tim Graz University dengan perolehan waktu 4.19 second dapat dihitung dengan persamaan (2.8):

- Untuk percepatan mobil Sapuanging Speed 3

$$a = \frac{2.S}{t^2} = \frac{2 \cdot 75m}{4.8^2} = 6.5 m/s^2$$

- Percepatan mobil Graz University:

$$a = \frac{2 \cdot 75m}{4.19^2} = 8.54 \text{ m/s}^2$$

$$Vt = \sqrt{2 \cdot a \cdot S} = \sqrt{2 \cdot 9m/s^2 \cdot 75m} = 26.7m/s = 132.7km/h$$

Setelah menghitung percepatan dari mobil Graz University kemudian ditetapkan parameter percepatan untuk meningkatkan karakteristik traksi mobil sapuan speed 3, $a > 8.54 \text{ m/s}^2$ untuk menjadi parameter atau target perhitungan peningkatan karakteristik traksi mobil.

4.3.3 Penentuan Rasio Gigi Baru dan Variasi Sprocket

Salah satu cara untuk meningkatkan karakteristik traksi mobil adalah dengan cara mengganti atau merancang ulang transmisi mobil, dari gear transmisi sampai sprocket. Untuk pergantian sprocket dipilih 48, 52, dan 56. Untuk perancangan ulang gear transmisi dapat menggunakan persamaan dengan target percepatan yang sudah dihitung sebelumnya:

- Untuk kebutuhan gaya dorong $F1$ dan Rasio tingkat 1:

$$F1 = \frac{W}{g} a + Rr + Ra$$

$$= \frac{2.82 \text{ kN}}{9.81} \cdot 9m/s^2 + 0.05 \text{ kN} + 0.17kN = 2.8kN$$

$$i1 = \frac{F1 \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t}$$

$$= \frac{2.8kN \cdot 0.26m}{50Nm \cdot 4 \cdot 0.905} = 4.04 = 4$$

- Untuk kebutuhan gaya dorong (Fm) pada kecepatan maksimum (Vm), dan rasio tingkat akhir (im):

$$Fm = Rr + Ra = fr \cdot W + \frac{1}{2} \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot (Vm)^2$$

$$= 0.051kN + 0.37kN = 0.388kN$$

$$i_m = \frac{F_m \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t}$$

$$= \frac{0.388kN \cdot 0.26m}{50Nm \cdot 4 \cdot 0.905} = 0.6$$

- Pemasangan 5 tingkat kecepatan :

$$kg = \left(\frac{i_m}{i_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(\frac{0.6}{4}\right)^{\frac{1}{3-1}} = 0.39$$

$$i_1 = 4$$

$$i_2 = kg \times i_1 = 0.62 \times 4 = 2.48$$

$$i_3 = kg \times i_2 = 0.62 \times 2.48 = 1.54$$

$$i_4 = kg \times i_3 = 0.62 \times 1.54 = 0.95$$

$$i_5 = 0.6$$

- Pemasangan 6 tingkat kecepatan :

$$kg = \left(\frac{i_m}{i_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(\frac{0.6}{4}\right)^{\frac{1}{4-1}} = 0.53$$

$$i_1 = 4$$

$$i_2 = kg \times i_1 = 0.62 \times 4 = 2.67$$

$$i_3 = kg \times i_2 = 0.62 \times 2.67 = 1.84$$

$$i_4 = kg \times i_3 = 0.62 \times 1.84 = 1.27$$

$$i_5 = kg \times i_4 = 0.62 \times 0.95 = 0.87$$

$$i_6 = 0.6$$

- Pemasangan 7 tingkat kecepatan :

$$kg = \left(\frac{i_m}{i_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(\frac{0.6}{4}\right)^{\frac{1}{5-1}} = 0.62$$

$$i_1 = 4$$

$$i_2 = kg \times i_1 = 0.62 \times 4 = 2.85$$

$$i_3 = kg \times i_2 = 0.62 \times 2.85 = 2.09$$

$$i_4 = kg \times i_3 = 0.62 \times 2.09 = 1.53$$

$$i_5 = kg \times i_4 = 0.62 \times 1.53 = 1.12$$

$$i_6 = kg \times i_5 = 0.62 \times 1.12 = 0.82$$

$$i_7 = 0.6$$

Setelah menghitung rasio gigi transmisi maka gaya dorong dan kecepatan akhir dapat dihitung dengan mengubah parameter rasio tingkat gigi (i_t) dan rasio gardan (i_d)

$$F_t \max = \frac{M_e \max \cdot i_t \cdot i_d}{r} \cdot \eta_t$$

$$= \frac{50Nm \cdot 2.57 \cdot \frac{52}{13}}{0.26m} \cdot 0.905 = 1.787kN$$

Berikut adalah tabel hasil perhitungan dengan beberapa variasi:

Tabel 4. 3 Perhitungan gaya dorong dan kecepatan dengan perubahan rasio dan sproket

| No | Variasi | Ft max (KN) | v (km/h) | | |
|----|--|--------------------|----------|------|-----|
| 1 | Penggantian sproket pada kondisi standar velg 13 | | | | |
| | rasio standar | sproket 48 | 1.65 | 158 | |
| | | sproket standar 52 | 1.79 | 155 | |
| | | sproket 56 | 1.93 | 150 | |
| 2 | Penggantian sproket pada kondisi standar velg 15 | | | | |
| | rasio standar | sproket 48 | 1.50 | 160 | |
| | | sproket standar 52 | 1.63 | 158 | |
| | | sproket 56 | 1.76 | 155 | |
| 3 | Penggantian rasio sproket dan rasio baru velg 15 | | | | |
| | rasio baru | 5 tingkat | 48 | 2.34 | 158 |
| | | | 52 | 2.54 | 155 |
| | | | 56 | 2.74 | 153 |
| | | 6 tingkat | 48 | 2.34 | 160 |
| | | | 52 | 2.54 | 158 |
| | | | 56 | 2.74 | 156 |
| | | 7 tingkat | 48 | 2.34 | 162 |
| | | | 52 | 2.54 | 160 |
| | | | 56 | 2.74 | 158 |

4.3.4 Perhitungan Kebutuhan Torsi/Putaran Roda

Untuk mengetahui kebutuhan distribusi torsi atau putaran roda dalam maupun luar ketika berbelok dapat menggunakan rumus 2.12, cara menghitungnya yaitu dengan radius belok terkecil yang akan dilalui kendaraan.

- Pada radius belok terkecil yaitu 4.5 m :

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{n_{dalam}}{n_{luar}} = \frac{R_{dalam}}{R_{luar}} \right]$$

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{R_{dalam}}{R_{luar}} \right]$$

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{4500}{5698} \right]$$

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq [0.79]$$

- Pada radius belok skidpad 7.625 m :

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{n_{dalam}}{n_{luar}} = \frac{R_{dalam}}{R_{luar}} \right]$$

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{R_{dalam}}{R_{luar}} \right]$$

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq \left[\frac{7625}{8823} \right]$$

$$\text{rasio \% lock roda}_{dalam,luar} \geq [0.86]$$

Berdasarkan perhitungan diatas, rasio lock untuk radius 4.5 m adalah lebih besar sama dengan 0.79. yang artinya putaran roda dalam dalam sama dengan 0.79 kali putaran roda luar. Apabila berkurang lebih kecil mobil akan bergeser, tergelincir, atau susah dibelokan. Begitu juga dengan rasio lock ketika skidpad.

Sedangkan untuk mengetahui pengaruh sudut belok rata-rata terhadap torsi roda, sebagai contoh ketika skidpad dengan sudut rata-rata 10 derajat dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

- Gaya normal roda dalam

$$F_{zi} = \frac{Wr}{2} - \frac{\frac{a}{a+b}Fc \cos\delta \cdot hr}{tr} - \frac{\frac{a}{a+b}(Fc \cos\delta \cdot rc + W \cdot rc \cdot \gamma)}{tr} = 392.05N$$

- Gaya normal roda luar

$$F_{zo} = \frac{Wr}{2} + \frac{\frac{a}{a+b}Fc \cos\delta \cdot hr}{tr} + \frac{\frac{a}{a+b}(Fc \cos\delta \cdot rc + W \cdot rc \cdot \gamma)}{tr} = 1088.43$$

- Gaya dorong/traksi roda:

$$F_{t_i} = F_{zi} \cdot \mu$$

$$= 392.05 N \cdot 0.9 = 352.85 N$$

$$F_{t_o} = F_{zo} \cdot \mu$$

$$= 1088.43 N \cdot 0.9 = 979.58 N$$

- Torsi roda :

$$T_i = F_{t_i} \cdot R_{roda}$$

$$= 352.85 N \cdot 0.26035 m = 91.86 Nm$$

$$T_o = F_{t_o} \cdot R_{roda}$$

$$= 979.58 N \cdot 0.26035 m = 255.03 Nm$$

- Kecepatan roda:

$$V_i = \omega \cdot R_i$$

$$= \frac{2\pi}{t} \cdot R_i = \frac{2 \cdot 3.14}{6.19 s} \times 8.36 m = 8.48 m/s$$

$$V_o = \omega \cdot R_o$$

$$= \frac{2\pi}{t} \cdot R_o = \frac{2 \cdot 3.14}{6.19 s} \times 9.55 m = 9.68 m/s$$

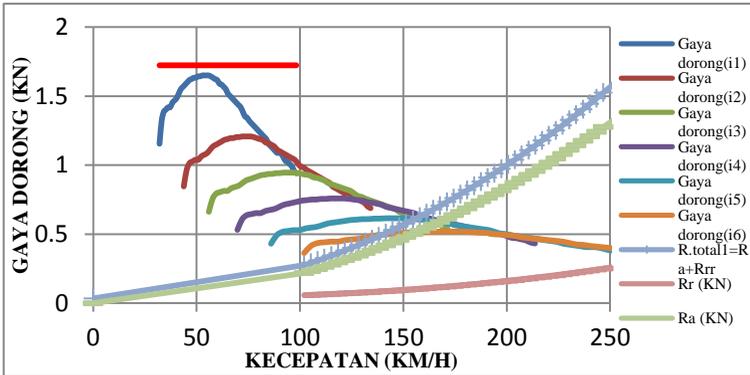
Berdasarkan dari perhitungan diatas didapatkan untuk kebutuhan torsi roda pada skidpad atau sudut belok 10 derajat $T_i = 91.86 Nm$ dan $T_o = 255.03 Nm$ dan kecepatan roda $V_i = 8.48 m/s$, $V_o = 9.68 m/s$.

4.4 Pembahasan Grafik

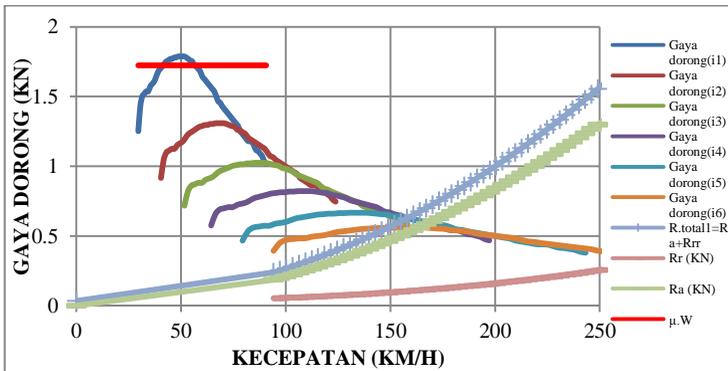
4.4.1 Perbandingan Sprocket 48, 52, 56 pada Mesin Standar dengan Rim Velg R13

Salah satu cara untuk meningkatkan gaya dorong / traksi kendaraan dapat melalui sistem transmisi dan *final drive*. Maka

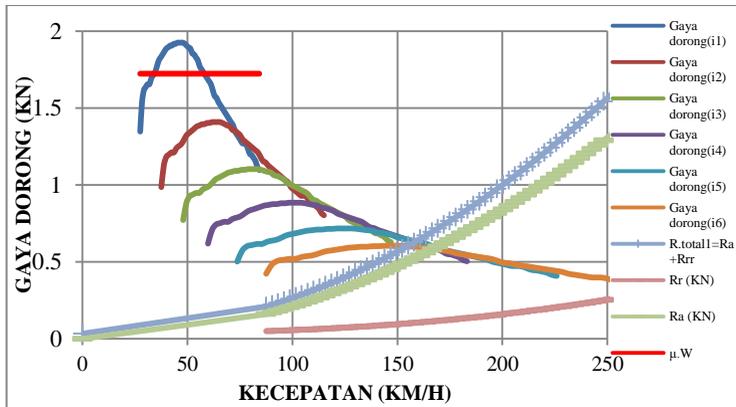
dipilih pergantian final drive yaitu sprocket menjadi 48, 52, dan 56. Berikut adalah grafik-grafik karakteristik mesin husaberg 450 cc ketika digunakan sprocket dengan gigi 48, 52, dan 56 :



Gambar 4. 3 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 48 rim velg 13



Gambar 4. 4 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 52 rim velg 13



Gambar 4. 5 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 56 rim velg 13

Gambar grafik diatas adalah perbandingan grafik gaya dorong-kecepatan dengan mengubah sprocket (ig). Gambar 4.3 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 48, gambar 4.4 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 52 (standard) dan gambar 4.5 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 56. Ketiga grafik diatas untuk trend linernya sama antara gigi/percepatan 1 sampai 6 tersambung dan kurva hambatan sama-sama memotong gigi/ percepatan akhir. Tetapi dari pergantian sprocket 48,52 dan 56 grafik gaya dorong semakin bergeser kekiri.

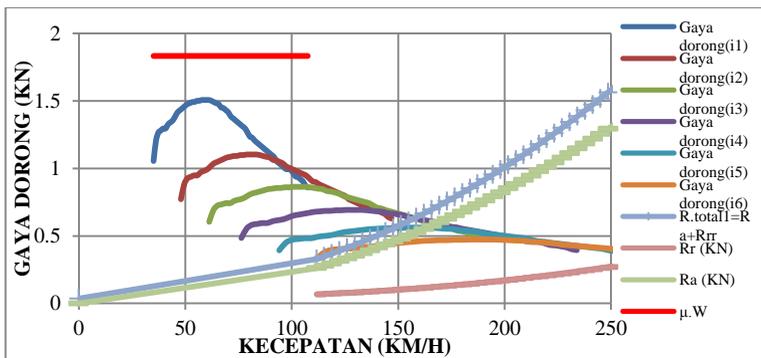
Pada gambar grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 48, untuk gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.65 kN, gigi 2 sebesar 1.21 kN, gigi 3 sebesar 0.95 kN, gigi 4 sebesar 0.76 kN, gigi 5 sebesar 0.62 kN, dan gigi 6 sebesar 0.52 kN. Untuk grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 52 gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.79 kN, gigi 2 sebesar 1.31 kN, gigi 3 sebesar 1.03 kN, gigi 4 sebesar 0.82 kN, gigi 5 sebesar 0.67 kN, dan gigi 6 sebesar 0.56 kN. Untuk grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 56 untuk gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.93 kN, gigi 2

sebesar 1.41 kN, gigi 3 sebesar 1.1 kN, gigi 4 sebesar 0.89 kN, gigi 5 sebesar 0.72 kN, dan gigi 6 sebesar 0.6 kN. Sedangkan perkalian nilai $\mu \cdot W$ sebesar 1.72 kN berada diatas gaya dorong maksimum gigi 1 pada grafik sprocket 48 tetapi memotong pada sprocket 52 dan 56.. Untuk kecepatan maksimum kendaran dapat dilihat dari perpotongan kurva hambatan total dan gaya dorong gigi/percepatan 6. Kecepatan maksimum kendaraan pada perubahan sprocket 48 mencapai 158 km/h, percepatan maksimum 5.4 m/s² tanpa spin, untuk sprocket 52 mencapai 155 km/h percepatan maksimum 5.9 m/s², akan mengalami *spin* pada rpm 4400-5800 pada gigi1 kecepatan diatas 56 km/h. Sedangkan sprocket 56 mencapai 150 km/h, percepatan maksimum 6.4 m/s² akan mengalami spin pada rpm 3900-5600 pada gigi 1 kecepatan diatas 33 km/h.

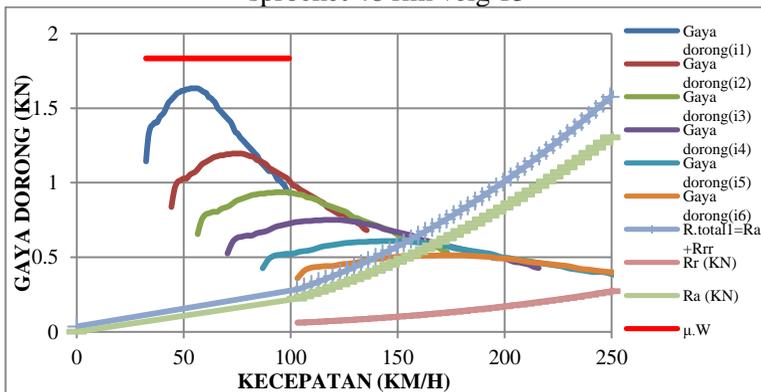
Melihat hasil perbedaan grafik dengan pergantian final drive sprocket 48, 52, 56 yaitu bagian gaya dorong maksimum tiap gigi/percepatan dan kecepatan maksimum, dengan perubahan *final drive* sprocket pun masih belum memenuhi kebutuhan gaya dorong dan percepatan kendaraan. Begitu juga dengan adanya spin akan merugikan, banyak traksi yang terbuang percuma. Untuk menghindari hal tersebut yang perlu diperhatikan adalah cara mengemudi *driver*. *Driver* harus bisa merasakan kapan mobil akan terjadi *spin* pada saat gigi 1, untuk itu perlakuannya cukup *half throttle* dan percepatan harus konstan artinya pedal gas tidak boleh diinjak dengan tiba-tiba melainkan harus perlahan dengan percepatan konstan sampai batas kecepatan maksimum atau torsi maksimum. Batas kecepatan atau torsi maksimum adalah sesaat sebelum terjadinya *spin*. Sebelum mencapai batas tersebut driver sudah harus mengganti ke gigi 2 dan seterusnya. Untuk gigi 2 dan seterusnya harus *full throttle* sampai batas kecepatan/ torsi maksimum. Selain itu salah satu cara untuk mengurangi atau menghilangkan adalah dengan cara menggeser posisi titik berat lebih ke belakang dan mengganti diameter roda yang lebih besar.

4.4.2 Perbandingan Sprocket 48, 52, 56 pada Mesin Standar dengan Rim Velg 15

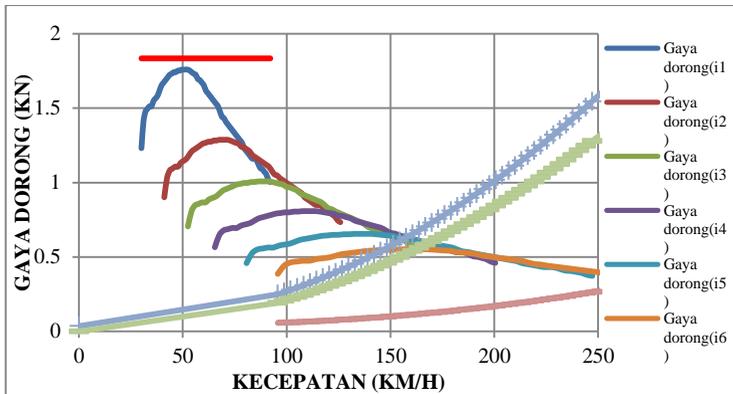
Salah satu cara untuk menghilangkan spin adalah mengganti diameter roda yang lebih besar yang awalnya menggunakan rim velg 13 akan diubah menjadi velg rim 15. Berikut adalah grafik-grafik karakteristik mesin husaberg 450 cc ketika digunakan sprocket dengan gigi 48, 52, dan 56 dengan rim velg 15 :



Gambar 4. 6 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 48 rim velg 15



Gambar 4. 7 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 52 rim velg 15



Gambar 4. 8 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan sprocket 56 rim velg 15

Gambar grafik diatas adalah perbandingan grafik gaya dorong-kecepatan dengan mengubah rim velg menjadi R15. Gambar 4.6 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 48 rim velg 15. Gambar 4.7 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 52 (standard) rim velg 15 dan gambar 4.8 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 56 rim velg 15. Ketiga grafik diatas untuk trend linanya sama antara gigi/percepatan 1 sampai 6 tersambung dan kurva hambatan sama-sama memotong gigi/ percepatan akhir.

Pada gambar grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 48 velg 15, untuk gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.5 kN, gigi 2 sebesar 1.1 kN, gigi 3 sebesar 0.86 kN, gigi 4 sebesar 0.69 kN, gigi 5 sebesar 0.56 kN, dan gigi 6 sebesar 0.47 kN. Untuk grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 52 velg 15 gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.63 kN, gigi 2 sebesar 1.19 kN, gigi 3 sebesar 0.94 kN, gigi 4 sebesar 0.75 kN, gigi 5 sebesar 0.6 kN, dan gigi 6 sebesar 0.5 kN. Untuk grafik gaya dorong-kecepatan dengan sprocket 56 velg 15 untuk gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.76 kN, gigi 2 sebesar 1.28 kN, gigi 3 sebesar 1.01 kN, gigi 4 sebesar 0.8 kN, gigi 5 sebesar 0.66 kN, dan gigi 6 sebesar 0.55

kN. Sedangkan perkalian nilai $\mu.W$ sebesar 1.83 kN berada diatas gaya dorong maksimum gigi 1 pada grafik sprocket 48, 52, dan 56 yang artinya mobil tidak akan mengalami spin. Untuk kecepatan maksimum kendaran dapat dilihat dari perpotongan kurva hambatan total dan gaya dorong gigi/percepatan 6. Kecepatan maksimum kendaraan pada perubahan sprocket 48 mencapai 160 km/h, percepatan maksimum 4.86 m/s² tanpa spin, untuk sprocket 52 mencapai 158 km/h percepatan maksimum 5.33 m/s², tanpa *spin*, dan untuk sprocket 56 mencapai 155 km/h percepatan maksimum 5.8 m/s², tanpa spin.

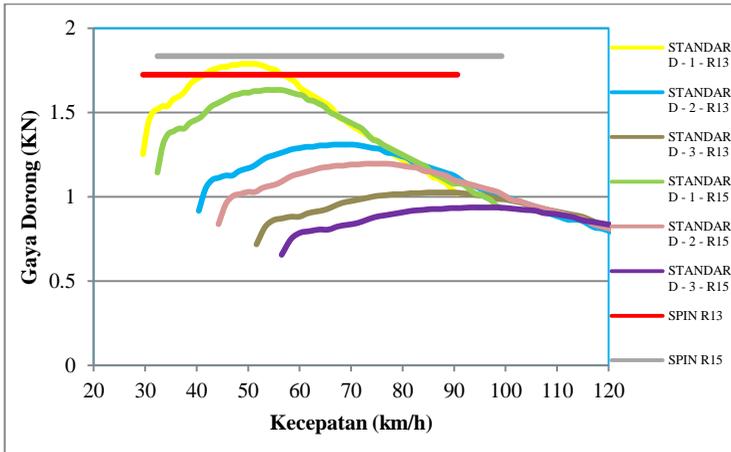
Melihat hasil perbedaan grafik dengan pergantian final drive sprocket 48, 52, 56 velg 15 yaitu bagian gaya dorong maksimum tiap gigi/percepatan dan kecepatan maksimum. Untuk penggunaan diameter velg 15 tidak akan mengalami *spin* pada roda belakang tetapi untuk percepatannya akan berkurang karena efek dari momen inersia roda diawal pada gigi 1, akibatnya perolehan waktu lebih baik dengan velg 13 dari pada velg 15.

4.4.3 Perbandingan Karakteristik Transmisi Tingkat 1, 2 dan 3 Rasio Standar Menggunakan Sprocket 52 Rim Velg 13 dan Velg 15

Pada realitanya saat *acceleration test* mobil Sapuaringin speed 3 hanya sampai tingkat transmisi 3 untuk mencapai lintasan sejauh 75 meter. Oleh karena itu analisa perbandingan tingkat transmisi hanya dilakukan sebutuhnya.

Berdasarkan gambar 4.9, dapat dilihat perbandingan karakteristik transmisi tingkat 1,2 dan 3 standar menggunakan sprocket 52 velg 13 dan velg 15. Untuk kurva perbandingan tingkat kecepatan 1 rasio standar menggunakan sprocket 52 velg 15 dibawah kurva yang menggunakan sprocket 52 velg 13. Begitu juga dengan kuva rasio standar tingkat 2 dan 3. Nilai kecepatan untuk tiap tingkat pada rasio standar menggunakan sprocket 52 velg 15 lebih besar menggunakan velg 13. Sedangkan nilai percepatan dapat dilihat dari tren kurva, semakin bergeser ke kiri percepatan semakin bagus. Nilai percepatan juga dipengaruhi oleh

besar gaya dorong dan besar hambatan total kendaraan. Semakin tinggi kurva gaya dorong, semakin besar percepatannya.



Gambar 4. 9 Grafik perbandingan karakteristik transmisi tingkat 1,2 dan 3 rasio standar sprocket 52 velg 13 dan velg 15

Untuk tingkat 1 mempunyai gaya dorong maksimum pada rasio standar sprocket 52 velg 13 sebesar 1,79 kN sedangkan velg 15 sebesar 1.63 kN. Tingkat 2 mempunyai gaya dorong maksimum pada rasio standar sprocket 52 velg 13 sebesar 1,31 kN sedangkan velg 15 sebesar 1.19 kN. Sedangkan tingkat 3 mempunyai gaya dorong maksimum pada rasio standar sprocket 52 velg 13 sebesar 1,03 kN sedangkan velg 15 sebesar 0.94 kN. Kecepatan optimum pada tingkat 1 rasio standar sprocket 52 velg 13 mencapai 41.03 km/h, dan velg 15 mencapai 53.27 km/h. Pada tingkat 2 rasio standar sprocket 52 velg 13 mencapai 66.48 km/h, dan velg 15 mencapai 72.78 km/h. Sedangkan pada tingkat 3 rasio standar sprocket 52 velg 13 mencapai 84.92 km/h, dan velg 15 mencapai 92.96 km/h.

Setelah mengetahui nilai kecepatan dan percepatan pada setiap tingkat dapat dihitung waktu tempuh yang diinginkan. Nilai percepatan bisa terlihat dari total jumlah gaya yaitu gaya dorong

dikurangi dengan hambatan total (R total) dibagi massa kendaraan. Pada penelitian ini yang dapat dibandingkan adalah capaian waktu *acceleration* test. Berikut adalah perbandingan waktu tempuh rasio standar sprocket 52 dan sprocket 56:

Tabel 4. 4 Perbandingan waktu tempuh sprocket 52 velg 13 dan velg 15

| Rasio standard sprocket 52 velg 13 | | | | | | |
|---|--------------|----------------|--------------------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------------|
| gigi | V(km) | V (m/s) | a rata-rata (m/s²) | Waktu per gigi (s) | jarak akumulasi (m) | waktu 75m (s) |
| 1 | 41.03 | 13.51 | 5.46 | 2.47 | 16.72 | 4.69 |
| 2 | 66.48 | 18.46 | 3.82 | 1.29 | 44.56 | |
| 3 | 84.92 | 23.58 | 2.77 | 1.84 | 100.37 | |
| waktu total | | | | 5.61 | | |
| Rasio standard sprocket 52 velg 15 | | | | | | |
| gigi | V(km) | V (m/s) | a rata-rata (m/s²) | Waktu per gigi (s) | jarak akumulasi (m) | waktu 75m (s) |
| 1 | 53.27 | 14.79 | 4.63 | 3.18 | 23.60 | 4.91 |
| 2 | 72.78 | 20.21 | 3.20 | 1.69 | 63.75 | |
| 3 | 92.96 | 25.82 | 2.25 | 2.48 | 147.66 | |
| waktu total | | | | 7.36 | | |

Berdasarkan tabel 4.4 hasil perhitungan waktu tempuh, perolehan waktu dengan menggunakan sprocket 52 velg 13 lebih bagus dengan jarak 75 m dari pada velg 15. Melihat hasil diatas bahwa kecepatan maksimum tidaklah berpengaruh, percepatan adalah yang menjadi faktor utama. Pada penggunaan velg 13 percepatan rata-rata pada gigi/tingkat 1 mencapai 5.46 m/s², sedangkan velg 15 gigi/tingkat 1 mencapai 4.63 m/s². begitupun juga pada tingkat 2 dan 3 percepatan rata-rata menggunakan sprocket 52 velg 13 lebih baik dari velg 15. Pada penggunaan

sprocket 52 velg 13 maupun velg 15 cukup sampai gigi 3 untuk mencapai 75 m. berikut adalah tabel perhitungan waktu tempuh akselerasi dari variasi sprocket dan diameter velg:

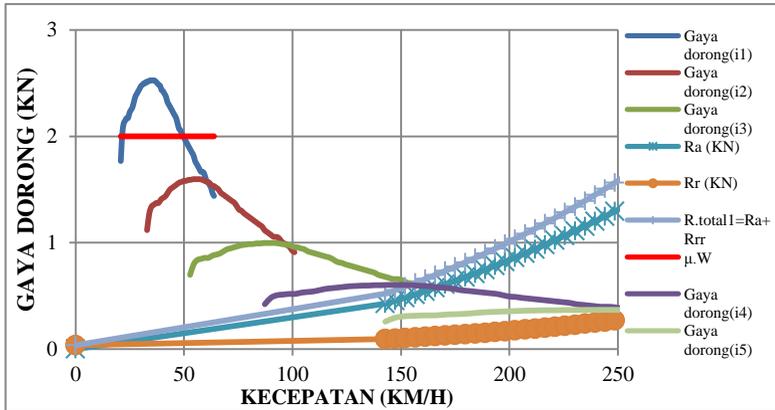
Tabel 4. 5 Tabel perhitungan waktu tempuh akselerasi

| STANDAR | | | | |
|-------------|--------------|--------------|--------------|----------------------------|
| R13 | V max (1) | V max (2) | V max (3) | waktu akselerasi (s) |
| | km/h | | | |
| sprocket 48 | 52.72 | 72.02 | 91.99 | 4.75 |
| sprocket 52 | 41.03 | 66.48 | 84.92 | 4.69 |
| sprocket 56 | 33.67 | 61.73 | 78.85 | 4.63 |
| R15 | V max (1) | V max (2) | V max (3) | waktu akselerasi (s) |
| | | | | |
| sprocket 48 | 57.71 | 78.84 | 100.70 | 4.97 |
| sprocket 52 | 53.27 | 72.78 | 92.96 | 4.91 |
| sprocket 56 | 43.65 | 67.58 | 86.32 | 4.84 |

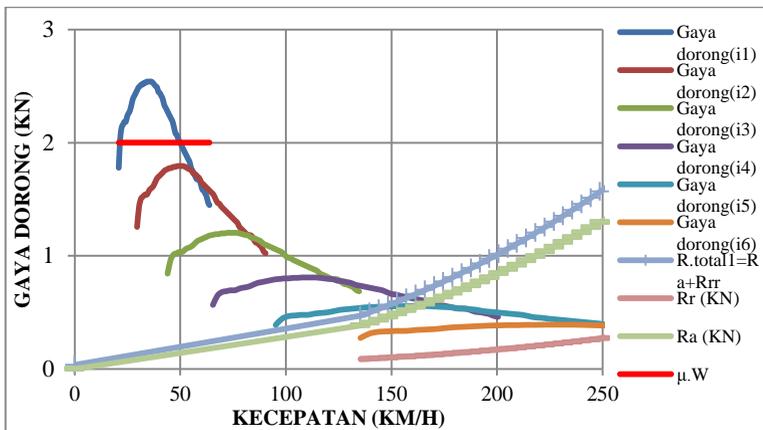
Dari hasil pencapaian pergantian sprocket dan diameter velg belum mencapai target, lebih cepat dari tim juara yaitu tim dari Graz University dengan capaian waktu 4.19 s. Selanjutnya untuk meningkatkan traksi dapat dilakukan juga dengan merancang ulang rasio transmisi.

4.4.4 Perbandingan Tingkat Rasio 5, 6, 7

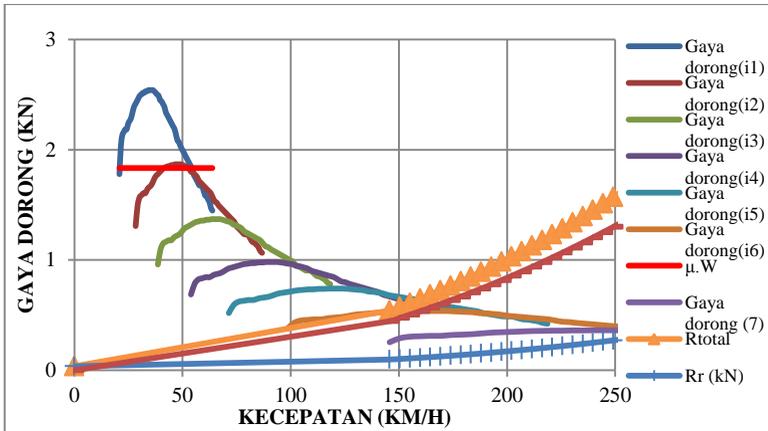
Setelah mengubah gigi sprocket dan diameter velg, kebutuhan percepatan maksimum sebesar $a = 9\text{m/s}^2$ masih belum terpenuhi oleh karena itu dilakukan perhitungan rasio ulang.



Gambar 4. 10 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan rasio baru 5 tingkat



Gambar 4. 11 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan rasio baru 6 tingkat



Gambar 4. 12 Grafik gaya dorong terhadap kecepatan dengan rasio baru 7 tingkat

Gambar 4.6 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan 5 tingkat gigi/pecepatan, gambar 4.7 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan 6 tingkat gigi/pecepatan dan gambar 4.8 adalah grafik gaya dorong-kecepatan dengan 7 tingkat gigi/pecepatan. Ketiga grafik diatas untuk trend linanya sama ketika kecepatan semakin besar gaya dorong semakin besar pula hingga mencapai peak pada rpm dan kecepatan tertentu kemudian bergerak turun. Kurva hambatan sama-sama memotong gigi/ percepatan akhir pada ketiga grafik.

Grafik gaya dorong-kecepatan dengan 5 tingkat gigi/percepatan besar gaya dorong maksimum gigi 1 sebesar 2.78 kN, gigi 2 sebesar 1.75 kN, gigi 3 sebesar 1.1 kN, gigi 4 sebesar 0.66 kN, dan gigi 5 sebesar 0.4 kN. Grafik gaya dorong-kecepatan dengan 6 tingkat gigi/percepatan besar gaya dorong maksimum gigi 1 sebesar 2.78 kN, gigi 2 sebesar 1.96 kN, gigi 3 sebesar 1.32 kN, gigi 4 sebesar 0.89 kN, gigi 5 sebesar 0.6 kN dan gigi 4 sebesar 0.4 kN. Grafik gaya dorong-kecepatan dengan 7 tingkat gigi/percepatan besar gaya dorong maksimum gigi 1 sebesar 2.78 kN, gigi 2 sebesar 2.04 kN, gigi 3 sebesar 1.5 kN, gigi 4 sebesar 1.07 kN, gigi 5 sebesar

0.8 kN, gigi 6 sebesar 0.59 kN, dan gigi 7 sebesar 0.4 kN. Sedangkan perkalian nilai $\mu.W$ sebesar 2 kN (*spin area*) memotong kurva gaya dorong maksimum gigi 1 untuk ketiga variasi tingkat, yang artinya akan mengalami *spin*. Untuk kecepatan maksimum kendaraan dapat dilihat dari perpotongan kurva hambatan total dan gaya dorong gigi/percepatan. Kecepatan maksimum kendaraan pada 5 tingkat mencapai 155 km/h, pada 6 tingkat mencapai 155 km/h, dan pada 7 tingkat mencapai 158 km/h.

Melihat perbedaan grafik diatas semakin banyak tingkat gigi transmisi, semakin rapat jarak kurva gaya dorong dan semakin kecil gaya dorong yang terbuang (*losses* traksi). Hal ini akan mempengaruhi saat pergantian gigi/percepatan apabila tidak tersambung akan terjadi momen dimana gaya dorong mengalami penurunan drastis karena antara gigi/percepatan tidak tersambung. Gaya dorong tidak tersalur dengan sempurna dan akan mempengaruhi performa kendaraan. Untuk ketiga tingkat juga mengalami *spin* yang merugikan performa kendaraan yaitu terbuangnya traksi dengan sia-sia. Untuk mengatasi hal tersebut diperlukan komponen aerodinamik yaitu *Negative Wing (Spoiler)* dibagian belakang guna membantu melawan *spin* dengan menambah gaya berat. Selain itu komponen aerodinamik yang lain yang mungkin digunakan untuk meningkatkan performa adalah *Traction Control*. Komponen ini berfungsi untuk mengatur traksi pada roda sesuai dengan hambatan gesek yang diterima, sehingga roda tidak akan mengalami *spin* pada rpm/ kecepatan berapapun.

4.4.5 Pengaruh Limited Slip Differential (LSD)

Kodisi laju kendaraan paling kritis yang dapat menggambarkan dengan baik perilaku arah dan kemampuan manuver adalah saat belok. Traksi yang dibutuhkan roda kanan dan kiri ketika belok haruslah tepat. Apabila roda dalam dan luar berputar dengan putaran sama, maka salah satu ban akan *slip* dan terseret, akibatnya *driver* akan sulit mengendalikan serta akan

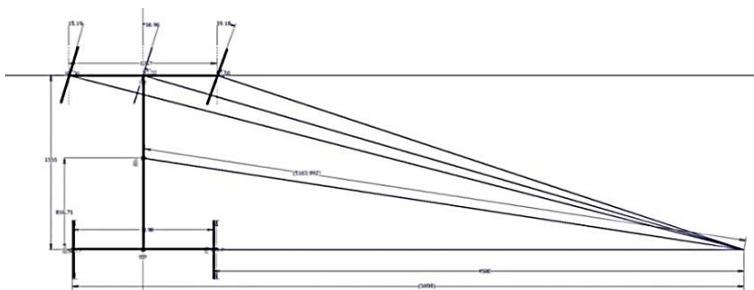
menyebabkan akan cepat aus. Untuk mengatasi hal tersebut diperlukan differential gear dengan tujuan membedakan putaran roda.

LSD yang digunakan pada mobil Sapuangin Speed 3 adalah LSD dari *Toyota Racing Development* (TRD). TRD adalah sebuah grup teknisi yang ahli pada bidangnya untuk mendukung program *Toyota Racing* agar tetap bersaing dalam dunia racing.

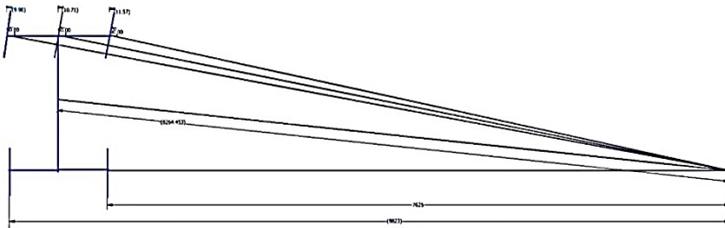


Gambar 4. 13 TRD Limited Slip Differential

Untuk mengetahui berapa *range* putaran yang diijinkan ketika belok agar tidak slip dan terseret dapat dihitung dengan menggunakan rumus 2.13, berikut adalah perilaku ackerman pada radius belok terkecil 4.5 m dan skidpad 7.625 m:



(1)



(2)

Gambar 4. 14 Perilaku belok ackerman (1) radius belok 4.5m (2) radius belok skidpad 7.625m

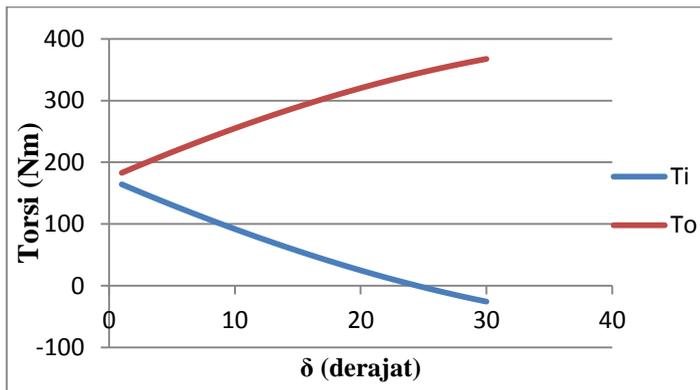
Berdasarkan gambar 4.12 pada perilaku ackerman radius belok terkecil 4,5m $R_{in} = 4500$ mm dan $R_{out} = 5698$ mm. Sedangkan pada radius belok skid pad 7,625m, $R_{in} = 7625$ mm dan $R_{out} = 8823$ mm. dari hasil perhitungan perbandingan putaran roda dalam dan luar untuk radius belok 4,5m adalah 0,79. Sedangkan perbandingan putaran roda dalam dan luar untuk radius belok 7,625 m adalah 0,86.

Semakin kecil trackwidth roda belakang kendaraan akan semakin mudah belok pada radius belok kecil. Tetapi itu tergantung juga pada sistem LSD yang digunakan. Setelah mengetahui kebutuhan rasio putaran roda akan dihitung juga pengaruh sudut belok rata-rata terhadap torsi dan kecepatan roda.

4.4.5.1 Grafik Pengaruh Sudut Belok Rata-rata terhadap Torsi dan kecepatan Roda

Untuk mengetahui torsi roda dan kecepatan roda dapat dihitung menggunakan rumus 2.16 dan 2.17. Gambar 4.13 adalah grafik pengaruh torsi roda (T) terhadap sudut belok rata-rata (δ) mulai dari 1 derajat sampai 30 derajat. Terdapat torsi roda dalam (T_i) dan torsi roda luar (T_o). Mulai dari sudut belok rata-rata 1 derajat kurva torsi roda dalam (T_i) cenderung bergerak turun seiring dengan bertambahnya sudut belok rata-rata (δ). Sedangkan

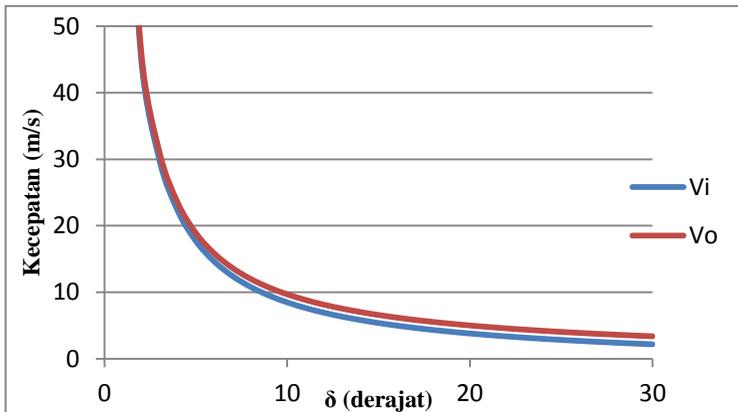
kurva torsi roda luar (T_o) cenderung bergerak naik seiring dengan bertambahnya sudut belok rata-rata (δ).



Gambar 4. 15 Grafik pengaruh sudut belok rata-rata (δ) terhadap torsi roda (T)

Mulai dari sudut belok rata-rata 1 derajat torsi roda dalam (T_i) mampu menerima torsi sebesar 164.29 Nm dan torsi roda luar (T_o) mampu menerima torsi sebesar 182.91 Nm. Sudut belok rata-rata 10 derajat torsi roda dalam (T_i) mampu menerima torsi sebesar 91.86 Nm dan torsi roda luar (T_o) mampu menerima torsi sebesar 255.03 Nm. Sudut belok rata-rata 20 derajat torsi roda dalam (T_i) mampu menerima torsi sebesar 24.92 Nm dan torsi roda luar (T_o) mampu menerima torsi sebesar 320.18 Nm. Sudut belok rata-rata 30 derajat torsi roda dalam (T_i) mampu menerima torsi sebesar 25.67 Nm dan torsi roda luar (T_o) mampu menerima torsi sebesar 367.44 Nm.

Melihat grafik hasil perhitungan diatas, semakin besar sudut belok rata-rata atau radius belok semakin kecil semakin besar perbandingan torsi yang mampu diterima roda dalam maupun luar. Artinya semakin besar perbandingan locking roda dalam dan luar dalam penggunaan LSD. Setelah menghitung pengaruh sudut belok rata-rata terhadap torsi, kemudian mencari pengaruh sudut belok rata-rata terhadap kecepatan roda.



Gambar 4. 16 Grafik pengaruh sudut belok rata-rata (δ) terhadap kecepatan roda (V)

Gambar 4.14 adalah grafik pengaruh kecepatan roda terhadap sudut belok rata-rata (δ) mulai dari 1 derajat sampai 30 derajat. Terdapat kecepatan roda dalam (V_i) dan kecepatan roda luar (V_o). Mulai dari sudut belok rata-rata 1 derajat kurva kecepatan roda dalam (V_i) cenderung bergerak turun seiring dengan bertambahnya sudut belok rata-rata (δ). Begitupun kurva kecepatan roda luar (V_o) cenderung bergerak turun seiring dengan bertambahnya sudut belok rata-rata (δ).

Mulai dari sudut belok rata-rata 2 derajat kecepatan roda dalam (V_i) sebesar 45.2 m/s dan kecepatan roda luar (V_o) sebesar 46.5 m/s. Sudut belok rata-rata 10 derajat kecepatan roda dalam (V_i) sebesar 8.4 m/s dan kecepatan roda luar (V_o) sebesar 9.7 m/s. Sudut belok rata-rata 20 derajat kecepatan roda dalam (V_i) sebesar 3.8 m/s dan kecepatan roda luar (V_o) sebesar 5 m/s. Sudut belok rata-rata 30 derajat kecepatan roda dalam (V_i) sebesar 2.1 m/s dan kecepatan roda luar (V_o) sebesar 3.4 m/s.

Melihat grafik hasil perhitungan diatas, semakin besar sudut belok rata-rata atau radius belok semakin kecil semakin besar perbandingan atau perbedaan kecepatan roda dalam dan

luar. Artinya semakin besar perbandingan locking roda dalam dan luar dalam penggunaan LSD.

4.4.5.2 Percobaan Running Menggunakan LSD

Berikut adalah tabel hasil running test untuk mengetahui pengaruh dari LSD:

Tabel 4. 6 Hasil waktu per putaran pada lintasan *skidpad*

| Percobaan | 1.5 way | 2 way |
|-----------|---------|-------|
| 1 | 6.97 | 6.76 |
| | 6.91 | 6.67 |
| | 6.14 | 6.73 |
| | 5.89 | 6.78 |
| 2 | 6.43 | 6.59 |
| | 6.31 | 6.48 |
| | 6.18 | 6.58 |
| | 5.87 | 6.56 |
| 3 | 6.33 | 7.84 |
| | 6.04 | 6.86 |
| | 6.09 | 7.05 |
| | 5.91 | 6.83 |
| 4 | 6.14 | 6.61 |
| | 5.89 | 6.49 |
| | 6.91 | 6.73 |
| | 5.97 | 6.73 |
| 5 | 6.12 | 6.84 |
| | 6.19 | 6.87 |
| | 6.18 | 6.56 |
| | 5.49 | 6.54 |

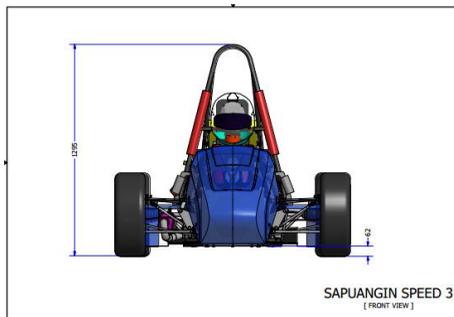
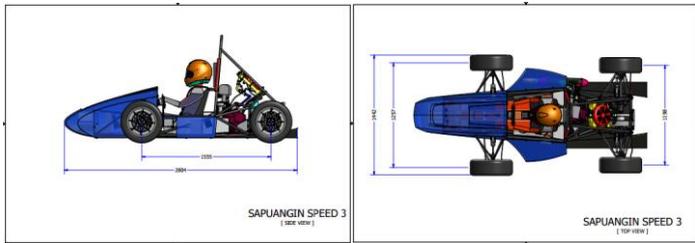
Dari hasil hasil percobaan, dapat dilihat sistem 1.5 way dan 2 way, rata-rata putaran kedua untuk setiap lingkaran lebih baik dari pada putaran pertama. Hal ini dikarenakan driver sudah melakukan koreksi dari putaran pertama.

Setelah dilakukan perhitungan dan percobaan running test untuk penerapannya, hasil yang didapatkan adalah tidak sesuai. Menurut hasil perhitungan yang terlihat dari grafik, semakin besar sudut belok rata-rata atau radius belok semakin kecil semakin besar perbandingan torsi yang mampu diterima roda dan kecepatan roda dalam dan luar. Untuk skidpad dengan sudut belok rata-rata 10 derajat dibutuhkan torsi roda dalam dan luar dengan rasio 0.87 yang artinya torsi roda dalam sama dengan 0.87 kali torsi roda luar ($T_o = 0.87 T_o$). Hal ini sangat berbeda ketika menggunakan LSD, torsi roda dalam dan luar saat belok cenderung sama. Karena sistem 1.5 way maupun 2 way sama-sama lock ketika akselerasi. Berbeda saat dekselerasi untuk sistem 1.5 way akan mengalami *semi locking*, lintasan dengan karakteristik sedikit belokan lebih cocok dari pada yang banyak belokan seperti pada kompetisi ini. Begitu juga dengan sistem 2 way yang lebih cocok digunakan pada kompetisi *drifting*. Untuk kompetisi Student Formula ini dengan karakteristik lintasan yang lebih banyak belokan lebih cocok menggunakan sistem 1 way yang hanya aktif/*locking* pada saat akselerasi, bahkan memungkinkan juga kurang dari 1 way untuk lebih bisa bermanuver saat belokan tanpa adanya dekselerasi.

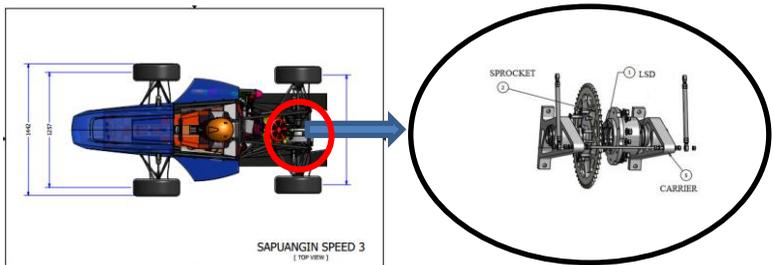
Untuk perbaikan mengenai sistem LSD yang sudah ada saat ini dapat melalui beberapa cara yaitu pergantian *cone plate* yang berfungsi sebagai pegas dengan nilai konstanta pegas yang lebih rendah sehingga sistem lock lebih longgar. Selain itu perbaikan bisa juga dilakukan dengan cara mengurangi gaya gesek pada plat kampas (*clutch*) dengan variasi posisi in dan out serta mengubah sudut cam menjadi lebih landai atau lebih kecil yang awalnya 15 derajat pada sistem 1.5 way dan sudut ca awal 45 derajat pada sistem 2 way. Sehingga akan dibutuhkan gaya separasi yang lebih dengan input yang sama pada *pinion cross-shaft* untuk menekan *case halves* atau rumah gear.

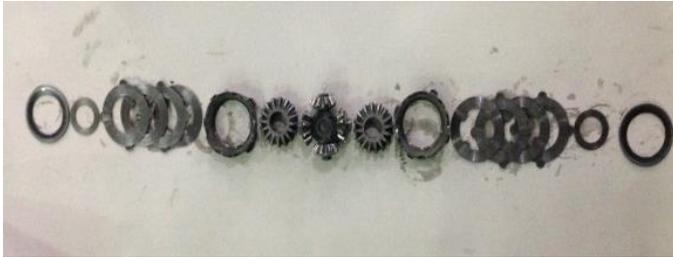
LAMPIRAN

1. Gambar tampak samping, samping dan depan mobil Sapuagin speed 3



2. LSD yang digunakan pada mobil sapuagin speed 3





BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

4.1 Kesimpulan

Setelah melakukan analisa perhitungan dan pembahasan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Karakteristik transmisi mobil sapuan speed 3 standar sprocket 52 velg 13 untuk tingkat gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.79 kN, gigi 2 sebesar 1.3 kN, gigi 3 sebesar 1.03 kN, gigi 4 sebesar 0.82 kN, gigi 5 sebesar 0.67 kN, dan gigi 6 sebesar 0.56 kN. Percepatan maksimum = 5.9 m/s^2 , kecepatan maksimum = 155 km/h, dan nilai $\mu.W$ (*spin area*) sebesar 1.72 kN akan mengalami *spin* pada rpm 4400-5800 pada gigi1 dan estimasi waktu tempuh akselerasi 4.69 s.
2. Karakteristik transmisi mobil sapuan speed 3 standar sprocket 52 velg 15 untuk tingkat gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.63 kN, gigi 2 sebesar 1.19 kN, gigi 3 sebesar 0.94 kN, gigi 4 sebesar 0.75 kN, gigi 5 sebesar 0.6 kN, dan gigi 6 sebesar 0.5 kN. Percepatan maksimum = 5.01 m/s^2 , kecepatan maksimum = 158 km/h, tanpa *spin* dan estimasi waktu tempuh akselerasi 4.91 s.
3. Untuk peningkatan karakteristik transmisi tanpa mengubah rasio dipilih mengganti sprocket menjadi 56 velg 13 dengan rincian, untuk gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.93 kN, gigi 2 sebesar 1.4 kN, gigi 3 sebesar 1.1kN, gigi 4 sebesar 0.89 kN, gigi 5 sebesar 0.7 kN, dan gigi 6 sebesar 0.6 kN.. Percepatan maksimum = 6.41 m/s^2 , kecepatan maksimum = 150 km/h, dan nilai $\mu.W$ (*spin area*) sebesar 1.72 kN, mobil akan mengalami *spin* pada rpm 3900-6500 rpm pada gigi 1, estimasih waktu akselerasi 4.63 s.
4. Untuk peningkatan karakteristik transmisi tanpa mengubah rasio dipilih mengganti sprocket menjadi 56 velg 15 dengan rincian, untuk gigi 1 mempunyai gaya dorong maksimum sebesar 1.76 kN, gigi 2 sebesar 1.28 kN, gigi 3 sebesar

1.01kN, gigi 4 sebesar 0.8 kN, gigi 5 sebesar 0.66 kN, dan gigi 6 sebesar 0.5 kN. Percepatan maksimum = 5.45 m/s^2 , kecepatan maksimum = 155 km/h, tanpa *spin*, estimasi waktu akselerasi 4.84 s.

5. Untuk peningkatan karakteristik dengan pergantian rasio dipilih mengubah rasio menjadi 7 tingkat transmisi dengan rasio $i_1=4$, $i_2=2.85$, $i_3=2.09$, $i_4=1.53$, $i_5=1.12$, $i_6=0.82$ dan $i_7=0.6$ menggunakan sprocket 52, velg 15 dengan besar gaya dorong maksimum gigi 1 sebesar 2.78 kN, gigi 2 sebesar 2.04 kN, gigi 3 sebesar 1.5 kN, gigi 4 sebesar 1.07 kN, gigi 5 sebesar 0.8 kN, gigi 6 sebesar 0.58 kN, dan gigi 7 sebesar 0.4 kN. Percepatan maksimum = 9 m/s^2 , kecepatan maksimum = 160 km/h, estimasi waktu tempuh akselerasi 4.15 s dan nilai $\mu.W$ (*spin area*) sebesar 2 kN memotong kurva gaya dorong maksimum gigi 1, mobil akan mengalami spin pada rpm 3500.
6. Dari grafik karakteristik transmisi dengan rasio baru, semakin banyak tingkat transmisi, semakin rapat jarak antara kurva tingkat transmisi yang berarti semakin kecil traksi yang terbuang. Sedangkan pengaruh pergantian sprocket semakin besar rasio gear penerus roda (i_g), semakin besar pula traksi yang dihasilkan dan semakin pendek jarak kecepatan untuk perpindahan gigi.
7. Semakin besar sudut belok rata-rata atau radius belok semakin kecil, maka semakin besar perbandingan torsi yang mampu diterima roda dan kecepatan roda dalam dan luar.
8. Penggunaan LSD TRD sistem 1,5 way dan 2 way pada mobil sapuangin speed 3 untuk mengikuti kompetisi Student Formula Japan dapat dikatakan merugikan karena LSD akan lock bersama (kanan dan kiri) ketika akselerasi. Berbanding terbalik dengan karakteristik lintasan pada kompetisi tersebut yang penuh dengan belokan. Apabila sistem LSD lock bersama pada saat berbelok, yang artinya torsi/utaran roda dalam dan luar cenderung samam, maka kendaraan akan bergeser, sulit dibelokkan atau dapat dikatakan *understeer*.

4.2 Saran

Dari hasil kesimpulan maka didapatkan beberapa saran untuk meningkatkan karakteristik transmisi mobil sapuan angin 3:

1. Untuk mengatasi *spin*, *driver* harus bisa merasakan atau mengetahui karakteristik mobil dengan benar, untuk itu perlakuannya cukup half throttle dan percepatan harus konstan artinya pedal gas tidak boleh diinjak dengan tiba-tiba melainkan harus perlahan dengan percepatan konstan sampai batas kecepatan maksimum atau torsi maksimum. Batas kecepatan atau torsi maksimum adalah sesaat sebelum terjadinya spin Untuk perbaikan mengenai sistem LSD yang sudah ada dapat melalui beberapa cara yaitu pergantian cone plate yang berfungsi sebagai pegas dengan nilai konstanta pegas yang lebih rendah sehingga sistem lock lebih longgar.
2. Selain itu untuk mengatasi terjadinya *spin* dapat menggunakan komponen aerodinamik yaitu *Negative Wing (Spoiler)* dibagian belakang guna membantu melawan *spin* dengan menambah gaya berat. Selain itu komponen aerodinamik yang lain yang mungkin digunakan untuk meningkatkan performa adalah *Traction Control*. Komponen ini berfungsi untuk mengatur traksi pada roda sesuai dengan hambatan gesek yang diterima, sehingga roda tidak akan mengalami spin pada rpm/ kecepatan berapapun.
3. Selain itu perbaikan bisa juga dilakukan dengan cara mengurangi gaya gesek pada plat kampas (*clutch*) dengan variasi posisi in dan out serta mengubah sudut cam menjadi lebih landai atau lebih kecil yang awalnya 15 derajat pada sistem 1.5 way dan sudut cam awal 45 derajat pada sistem 2 way. Sehingga akan dibutuhkan gaya separasi yang lebih dengan input yang sama pada *pinion cross-shaft* untuk menekan *case halves* atau rumah gear.
4. Untuk lebih meningkatkan manuver mobil dalam berbelok dibutuhkan perancangan LSD yang secara otomatis mengatur perbandingan torsi yang diteruskan ke roda saat berbelok menyesuaikan dengan sudut belok roda kendaraan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sutantra, I Nyoman & Bambang Sampurno. 2010. “**Teknologi Otomotif** : Edisi Kedua”. Surabaya: Guna Widya.
- [2] Tenaya I.G.N.P dan Adi Atmika, I Ketut. 2004. “**Karakteristik Traksi Dan Kinerja Transmisi Pada Sistem Gear Transmission dan Gearless Transmission**”. Teknik Mesin Universitas Udayana Bali.
- [3] Allen Jim. 2002. “**4-Wheeler’s Bible**”. USA. MBI Publishing Company, 380 Jackson Street, Suite 200, St.Paul
- [4] Formula Student Germany 2015.”**Formula Student Germany**”. 28 Oktober 2015. < [http:// racing.tugraz.at /medien /fotos /formula –student – germany - 2015](http://racing.tugraz.at/medien/fotos/formula-student-germany-2015)>.
- [5] Kaunang, Deni Rizal. 2013. “**Analisa Kestabilan Arah pada Kendaraan formula “Sapu Angin Speed” Berdasarkan Variasi Titik Berat, Kecepatan dan Tes Dinamik Student Formula Japan 2013**”. Teknik Mesin ITS Surabaya
- [6] Student Formula Japan 2015. “**Formula SAE rules by SAE international**”. 28 Oktober 2015. < [https:// www.jsae.or.jp /formula/en/](https://www.jsae.or.jp/formula/en/)>.
- [7] J.Y. Wong. 1978. “**Theory of Ground Vehicle: 3rd Edition**”. Canada. John Wiley &n Sons,Inc.
- [8] Active Traction Service. “**LSD - mechanism, function, & benefit**”. 14 Juni 2016. < [http:// www.ppi-ats.com/ LSD/LSD_basics](http://www.ppi-ats.com/LSD/LSD_basics)>.
- [9] Ototainment. “**Mengeal Lebih Jauh Limited Slip Differential** “. 14 Juni 2016. < [http:// www.ototainment.com /2015/03/24/1080/ mengenal – lebih – jauh - tentang- limited – slip – differential – pada - mobil](http://www.ototainment.com/2015/03/24/1080/mengenal-lebih-jauh-tentang-limited-slip-differential-pada-mobil)>.
- [10] Rizki, Mohamad Fikki. 2013. “**Analisa Kinerja Sistem Transmisi pada Kendaraan Multiguna Pedesaan untuk Mode Pengaturan Kecepatan Maksimal Pada Putaran Maksimal Mesin dan Daya Maksimal Mesin**”. Teknik Mesin ITS Surabaya.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Lamongan, 4 Mei 1993 yang merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara. Penulis selama hidupnya telah menempuh pendidikan formal di SD Negeri Mungli, SMP Negeri 1 Karanggeneng, dan SMA Negeri 3 Lamongan. Setelah tamat pendidikan SMA tahun 2011, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS), jurusan Teknik Mesin.

Di jurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam berbagai kegiatan kemahasiswaan dan tercatat sebagai kabiro tools Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS pada tahun 2013-2014 dan anggota Tim Sapuangin ITS 2014-2015. Selama menjadi tim Sapuangin penulis telah menorehkan prestasi yang cukup gemilang, yaitu membawa nama ITS sebagai juara pada kompetisi Indonesia Energy Marathon Challenge 2014 dan Kompetisi Mobil Hemat Energi 2015. Selain itu penulis juga pernah membawa nama harum tim Indonesia menjadi juara pada kompetisi Shell Eco Marathon Asia 2015 dan 50 besar pada Student Formula japan 2015.

Berpegang pada motto hidup “ *Ojo rumongso pinter, pinterro ning rumongso* “, menjadikan penulis untuk selalu belajar demi memperoleh hasil yang lebih baik. Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir ini dan bisa dikirimkan melalui email nursaidekowibowo@gmail.com.