

**PERANCANGAN SISTEM SUSPENSI MOBIL FORMULA GARUDA 16 (FG16)
DITINJAU DARI GEOMETRI SUSPENSI DAN SIMULASI *FINITE ELEMENT*
ANALYSIS (FEA)**

TUGAS AKHIR SKRIPSI

Diajukan kepada Fakultas Teknik
Universitas Negeri Yogyakarta
Untuk Memenuhi Sebagai Persyaratan
Guna Memperoleh Gelar Sarjana S-1 Pendidikan Teknik Otomotif



Disusun Oleh:

Widhihastu Dharma Setiawan

NIM. 12504241039

**PROGRAM STUDI PENDIDIKAN TEKNIK OTOMOTIF
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS NEGERI YOGYAKARTA
2017**

LEMBAR PERSETUJUAN

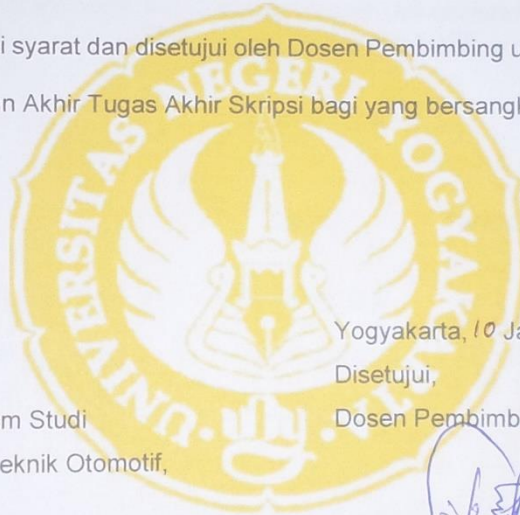
Tugas Akhir Skripsi dengan Judul

**PERANCANGAN SISTEM SUSPENSI MOBIL FORMULA GARUDA 16 (FG16)
DITINJAU DARI GEOMETRI SUSPENSI DAN SIMULASI *FINITE ELEMENT*
ANALYSIS (FEA)**

Disusun oleh:

Widhihastu Dharma Setiawan
NIM. 12504241039

Telah memenuhi syarat dan disetujui oleh Dosen Pembimbing untuk dilaksanakan
Ujian Akhir Tugas Akhir Skripsi bagi yang bersangkutan.



Yogyakarta, 10 Januari 2017

Mengetahui,
Ketua Program Studi
Pendidikan Teknik Otomotif,

Disetujui,
Dosen Pembimbing,

Dr. Zainal Arifin, M.T.
NIP. 19690312 200112 1 001

Muhkamad Wakid, S.Pd. M.Eng
NIP. 19770717 200212 1 001

LEMBAR PENGESAHAN
Tugas Akhir Skripsi

**PERANCANGAN SISTEM SUSPENSI MOBIL FORMULA GARUDA 16 (FG16)
DITINJAU DARI GEOMETRI SUSPENSI DAN SIMULASI *FINITE ELEMENT*
ANALYSIS (FEA)**

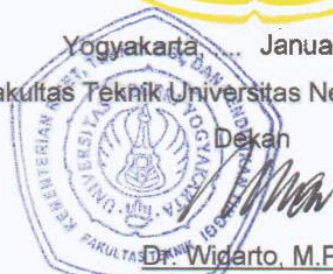
Disusun oleh:
Widhihastu Dharma Setiawan
NIM 12504241039

Telah dipertahankan di depan Tim Penguji Tugas Akhir Skripsi Program Studi
Pendidikan Teknik Otomotif Fakultas Teknik Universitas Negeri Yogyakarta
pada tanggal 19 Januari 2017

TIM PENGUJI

Nama	Jabatan	Tanda Tangan	Tanggal
Muhkamad Wakid, S.Pd.M.Eng.	Ketua Penguji		25-1-2017
Drs. Moch. Solikin, M.Kes.	Sekretaris		25-1-2017
Dr. Tawardjono Us., M.Pd.	Penguji Utama		25-1-2017

Yogyakarta, ... Januari 2017
Fakultas Teknik Universitas Negeri Yogyakarta



Dr. Widarto, M.Pd.

NIP. 19631230 198812 1 001

LEMBAR PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Widhihastu Dharma Setiawan

NIM : 12504241039

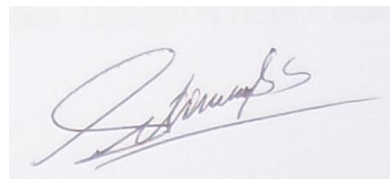
Program Studi: Pendidikan Teknik Otomotif

Judul TAS : Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16
(FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi *Finite Element Analysis* (FEA)

Menyatakan bahwa skripsi ini benar-benar karya saya sendiri. Sepanjang pengetahuan saya tidak terdapat karya atau pendapat yang ditulis atau diterbitkan orang lain kecuali sebagai acuan kutipan dengan mengikuti tata penulisan karya ilmiah yang telah lazim.

Yogyakarta, Januari 2017

Yang menyatakan,



Widhihastu Dharma Setiawan
NIM 12504241039

HALAMAN MOTTO

“Engkau tak dapat meraih ilmu kecuali dengan enam hal yaitu cerdas, selalu ingin tahu, tabah, punya bekal dalam menuntut ilmu, bimbingan dari guru, dan dalam waktu yang lama.”

(Ali bin Abi Thalib)

“Saya tidak mau pengalaman dan pengetahuan yang saya miliki, terkubur bersama tubuh saya ketika mati kelak.”

(Bob Sadino)

“If you can't fly, then run,

If you can't run, then walk,

If you can't walk. Then crawl,

But whatever you do, you have to keep moving forward”.

(Martin Luther King Jr)

“Design is not just what it looks and feels like. Design is how it works.”

(Steve Jobs)

“Intinya adalah seperti yang tokoh hebat katakan, kau harus mencoba dan buktikan sendiri. Jadilah dirimu sendiri dan lakukan! Maka setelah itu kau akan punya kutipanmu sendiri.”

HALAMAN PERSEMBAHAN

Segala puji bagi Allah Tuhan Semesta Alam. Karya ini spesial saya persembahkan untuk:

Kedua Orang Tua saya Ibu Diah Suprihatiningsih dan Bapak Setiadjud
Nenek saya Ngatinah

Adik-adik saya:

Wikantyasa Hanung Dharmastu dan Triananda Purnama Hatma
Seluruh saudara-saudari saya.

Semua Guru dan Dosen yang telah mengajarkan banyak hal. Semoga ilmu yang telah diberikan, dapat bermanfaat dan diamankan dengan baik.

Terimalah salam hormat dariku.

Keluarga Besar Garuda UNY *Racing Team*, yang telah memberikan saya kesempatan untuk berproses dan mengembangkan potensi bersama orang-orang hebat. "*Ambition is a Dream with Garuda UNY Racing Team*".

Let's Fly High Garuda.

Teman-teman Pemuda Harapan Pemuda Kampung Demakan Lama Tegalrejo Yogyakarta yang senantiasa memberikan penyegaran bagi saya di sela-sela pembuat karya ilmiah ini.

Teman-teman Angkatan 2012 Otomotif Kelas A dan C serta teman-teman KMS (Kontrakan Mafia Sakti). Terimakasih untuk motivasi dan kebersamaan kalian selama saya menempuh kuliah.

Serta,

Almamater tempat saya mengembangkan diri dan menimba ilmu

Jurusan Pendidikan Teknik Otomotif

Fakultas Teknik

Universitas Negeri Yogyakarta

Tanpa kalian semua, saya bukan apa-apa.

PERANCANGAN SISTEM SUSPENSİ MOBİL FORMULA GARUDA 16 (FG16) DITINJAU DARI GEOMETRI SUSPENSİ DAN SIMULASI *FINITE ELEMENT ANALYSIS* (FEA)

Oleh:
Widhihastu Dharma Setiawan
NIM. 12504241039

ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk (1) menghasilkan rancangan sistem suspensi mobil Formula Garuda 16 (FG16) supaya memiliki berat yang lebih ringan dan mempunyai respon transisi yang lebih cepat daripada mobil F15, (2) menghasilkan kinematika suspensi yang memiliki kemampuan manuver yang lebih baik daripada mobil F15 dan mengurangi terjadinya *understeer*, serta (3) memastikan komponen sistem suspensi tetap aman dan dapat diandalkan pada setiap kondisi *driving*.

Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah metode penelitian pengembangan dengan model *Engineering Design Process*. Objek penelitian ini adalah desain sistem suspensi yang selanjutnya akan diaplikasikan pada mobil Formula Garuda 16 (FG16) untuk mengikuti *Student Formula Japan* pada tahun 2016. Alat pengumpulan data yang digunakan pada penelitian ini adalah perangkat lunak *Lotus Suspension Analysis* (LSA) dan perangkat lunak *Solidworks*. Teknik analisis data yang digunakan adalah analisis kinematika suspensi dan simulasi *Finite Element Analysis* (FEA). Data kinematika suspensi berupa angka dan grafik pada kondisi *bump*, *roll*, dan *steered*. Sedangkan data simulasi FEA berupa gambar kontur *stress* dan nilai faktor keamanan komponen sistem suspensi pada kondisi *driving* yang meliputi kondisi *bump*, kondisi pengereman, kondisi akselerasi, dan kondisi berbelok.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa desain sistem suspensi mobil Formula Garuda 16 (FG16) adalah sebagai berikut: (1) memiliki berat yang lebih ringan yaitu 48,8 kg, dan nilai *roll gradient* 0,483 deg/g yang artinya memiliki respon transisi yang lebih cepat daripada mobil F15, (2) memiliki *roll camber* lebih rendah dan letak *roll center* yang lebih baik, sehingga kemampuan manuvernya lebih baik daripada mobil F15, serta (3) memiliki faktor keamanan komponen minimal 1,21 yang artinya komponen layak dan aman pada setiap kondisi *driving*.

Kata kunci : Desain, Sistem Suspensi, Mobil FG16, Kinematika Suspensi, *Finite Element Analysis*, *Formula Student*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas berkat rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian dengan judul “Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16 (FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi *Finite Element Analysis* (FEA)” guna mendapatkan gelar Sarjana Pendidikan Teknik Otomotif di Fakultas Teknik Universitas Negeri Yogyakarta. Tugas Akhir Skripsi ini dapat diselesaikan tidak terlepas dari bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Berkenaan dengan hal tersebut, penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada yang terhormat:

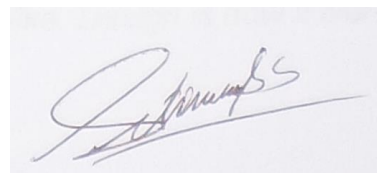
1. Bapak Muhkamad Wakid, S.Pd. M.Eng., selaku Dosen Pembimbing TAS dan sekaligus Advisor Garuda UNY *Racing Team* (GURT) yang telah membimbing, memberikan semangat dan dorongan selama penyusunan Tugas Akhir Skripsi ini.
2. Bapak Dr. Zainal Arifin, M.T., selaku Ketua Jurusan Pendidikan Teknik Otomotif yang telah memberikan kesempatan untuk menyelesaikan Tugas Akhir Skripsi ini.
3. Bapak Dr. Tawardjono Us., M.Pd. selaku Ketua Penguji dan Bapak Drs. Moch Solikin, M.Kes. selaku Sekretaris Penguji yang memberikan koreksi perbaikan secara komprehensif terhadap Tugas Akhir Skripsi ini.
4. Bapak Dr. Widarto, M.Pd., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Negeri Yogyakarta atas pemberian ijin dan persetujuan Tugas Akhir Skripsi.
5. Bapak Prof. Dr. Rochmat Wahab, M. Pd., M.A., dan Almarhum Bapak Dr. Budi Tri Siswanto, M.Pd., selaku pendamping selama kompetisi 2013 ISGCC dan SFJ 2015.

6. Bapak Moch. Solikin, M.Kes., Sutiman, M.T., Dr. Sutopo M.T., dan Febrianto Amri Ristadi, M.Eng.Sc., selaku advisor Garuda UNY *Racing Team* yang telah banyak memberikan bimbingan dan arahan kepada penulis.
7. Seluruh anggota Garuda UNY *Racing Team* (GURT), teman-teman seperjuangan yang telah banyak memberikan inspirasi dan motivasi.
8. Kedua Orang tua dan seluruh keluarga yang selalu mendukung, mendoakan dan memotivasi.
9. Teman-teman Jurusan Pendidikan Teknik Otomotif UNY angkatan 2012 yang tak terlupakan.
10. Serta berbagai pihak yang telah terlibat dalam peyusunan Tugas Akhir Skripsi ini, yang tidak dapat disebutkan satu-persatu, terimakasih atas segala bentuk bantuannya.

Semoga segala bantuan yang telah diberikan semua pihak di atas menjadi amalan yang bermanfaat dan mendapat balasan dari Allah SWT. Akhirnya dengan segala kerendahan hati, peneliti berharap semoga skripsi yang masih jauh dari sempurna ini dapat bermanfaat khususnya bagi penulis dan bagi pihak-pihak yang bersangkutan. *Amin Ya Robbal'Alamin.*

Yogyakarta, 9 Januari 2017

Penulis,



Widhihastu Dharma Setiawan
NIM 12504241039

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN SAMPUL	i
LEMBAR PERSETUJUAN	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
SURAT PERNYATAAN	iv
HALAMAN MOTTO	v
HALAMAN PERSEMBAHAN	vi
ABSTRAK	vii
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR TABEL	xii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR LAMPIRAN	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
A. Latar Belakang	1
B. Identifikasi Masalah	5
C. Batasan Masalah	6
D. Rumusan Masalah	6
E. Tujuan Penelitian	7
F. Spesifikasi Produk yang Dikembangkan	7
G. Manfaat Penelitian	8
BAB II KAJIAN PUSTAKA	9
A. Kajian Teori	9
1. Sistem Suspensi	9
a. Geometri Suspensi	9
b. <i>Load Transfer</i>	15
c. Mekanisme Suspensi	23
2. Dasar Pemeliharaan Ban	31
3. <i>Lotus Suspension Analysis</i>	36
4. <i>Finite Element Analysis</i> pada Solidworks	36

5. Faktor Keamanan (<i>Safety Factor</i>)	38
B. Kajian Penelitian yang Relevan.....	40
C. Kerangka Pikir	40
D. Pertanyaan Penelitian	41
BAB III METODE PENELITIAN	42
A. Model Pengembangan	42
B. Prosedur Pengembangan	42
1. Analisis Kebutuhan	43
2. Desain.....	51
3. Implementasi.....	52
4. Evaluasi	53
C. Objek Penelitian.....	54
D. Metode dan Alat Pengumpulan Data.....	54
E. Teknik Analisis Data	55
BAB IV HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	63
A. Deskripsi Sistem Suspensi Mobil FG16	63
B. Analisis Sistem Suspensi Mobil FG16.....	76
1. Analisis Kinematika Suspensi.....	76
2. Analisis <i>Finite Element</i> pada Suspensi.....	83
C. Kajian Desain Sistem Suspensi Mobil FG16	93
D. Pembahasan Desain Sistem Suspensi Mobil FG16	94
BAB V SIMPULAN DAN SARAN	107
A. Simpulan.....	107
B. Keterbatasan Desain Sistem Suspensi Mobil FG16	108
C. Pengembangan Sistem Suspensi Lebih Lanjut.....	109
D. Saran	110
DAFTAR PUSTAKA	111
LAMPIRAN	113

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 1. Peringkat Mobil F15 di <i>Student Formula Japan 2015</i>	2
Tabel 2. Data Peringkat 10 Besar <i>Acceleration</i>	49
Tabel 3. Data Peringkat 10 Besar <i>Skidpad</i>	50
Tabel 4. Data Peringkat 10 Besar <i>Endurance</i>	50
Tabel 5. Ban yang Digunakan oleh Tim 10 Besar <i>Overall</i>	51
Tabel 6. Spesifikasi Ban Hoosier	64
Tabel 7. Perhitungan <i>Roll Gradient</i> Mobil FG16.....	66
Tabel 8. Spesifikasi <i>Bearing</i> Roda	69
Tabel 9. Spesifikasi <i>Rod End</i> dan <i>Spherical Bearing</i>	69
Tabel 10. <i>Mechanical Properties Fastener Grade 12,9</i>	72
Tabel 11. Berat Sistem Suspensi Mobil FG16.....	72
Tabel 12. Hasil Perhitungan Gaya saat Pengereman	74
Tabel 13. Hasil Perhitungan Gaya saat Akselerasi	74
Tabel 14. Hasil Perhitungan Gaya saat Berbelok.....	75
Tabel 15. Faktor Keamanan Komponen Suspensi Depan.....	87
Tabel 16. Faktor Keamanan Komponen Suspensi Belakang	90

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 1. Kondisi Ban Mobil F15 Setelah <i>Endurance</i>	3
Gambar 2. Ilustrasi <i>Camber</i> Positif, <i>Camber 0°</i> , dan <i>Camber</i> Negatif	10
Gambar 3. (a) Ilustrasi <i>Kingpin</i> dan (b) Ilustrasi <i>Caster</i>	11
Gambar 4. Efek <i>Toe-in</i> dan <i>Toe-out</i> pada Stabilitas Kendaraan	13
Gambar 5. Model Geometri Kemudi.....	14
Gambar 6. Perbedaan <i>Radius</i> Belok <i>Wheelbase</i> Pendek dan <i>Wheelbase</i> Panjang	16
Gambar 7. Konstruksi <i>Roll Center</i>	19
Gambar 8. <i>Roll Axis</i> , <i>Mass Centroid Axis</i> dan <i>Roll Moment</i>	20
Gambar 9. Ilustrasi Geometri <i>Anti-Dive</i> dan <i>Anti-Squat</i>	21
Gambar 10. Efek <i>Jacking</i>	23
Gambar 11. Tipe Suspensi <i>Double Wishbone</i>	24
Gambar 12. Model Mekanisme Suspensi	26
Gambar 13. <i>Camber Change</i>	27
Gambar 14. Gerakan <i>Roll Center</i> saat <i>Roll</i>	28
Gambar 15. Prinsip <i>Slip Angle</i>	29
Gambar 16. Prinsip <i>Neutral Steer</i>	30
Gambar 17. Prinsip <i>Understeer</i> dan <i>Oversteer</i>	30
Gambar 18. Perbandingan Gaya Longitudinal dan Lateral.....	32
Gambar 19. Perbandingan Koefisien Gesek Ban.....	33
Gambar 20. Perbandingan Longitudinal dan Lateral <i>Stiffness</i>	34
Gambar 21. Perbandingan Kombinasi <i>Slip</i> dan <i>Pneumatic Trail</i>	35
Gambar 22. Kinematik Model 3D Sistem Suspensi FG16	36
Gambar 23. Area <i>Mesh</i> Linier dan <i>Quadratic Triangle</i>	37

Gambar 24. FSAE <i>Skidpad Layout</i>	47
Gambar 25. Skema Diagram Penelitian.....	53
Gambar 26. Koordinat Sistem Suspensi Mobil FG16 pada LSA.....	55
Gambar 27. Kondisi Analisis pada <i>Lotus Shark Suspension Analysis</i>	56
Gambar 28. Peletakan <i>Fixture</i> dan Gaya pada Suspensi Depan di Simulasi <i>Solidworks</i>	57
Gambar 29. Peletakan <i>Fixture</i> dan Gaya pada Suspensi Belakang di Simulasi <i>Solidworks</i>	57
Gambar 30. Peletakan <i>Fixture</i> dan Gaya pada <i>Upright</i> Depan di Simulasi <i>Solidworks</i>	58
Gambar 31. Peletakan <i>Fixture</i> dan Gaya pada <i>Upright</i> Belakang di Simulasi <i>Solidworks</i>	58
Gambar 32. Peletakan <i>Fixture</i> dan Torsi Pengereman pada <i>Wheel Hub</i> di Simulasi <i>Solidworks</i>	59
Gambar 33. Gaya Aksi pada <i>Lingkage</i> saat Usaha Pengereman	60
Gambar 34. Gaya Aksi pada <i>Lingkage</i> saat Akselerasi	60
Gambar 35. Gaya Aksi pada <i>Lingkage</i> saat Berbelok.....	61
Gambar 36. Hasil <i>Mesh</i> Sistem Suspensi Mobil FG16.....	62
Gambar 37. Ukuran <i>Wheelbase</i> dan <i>Track Width</i> Mobil FG16.....	63
Gambar 38. Ban Hoosier	64
Gambar 39. Coil Spring Mobil FG16	64
Gambar 40. Spesifikasi Ohlins TTX25 MkII	65
Gambar 41. Suspensi Mobil FG16.....	66
Gambar 42. Suspension <i>Linkages</i>	67
Gambar 43. Fitur Penyetelan <i>Camber</i>	67
Gambar 44. Penyetelan <i>Anti-Dive</i> dan <i>Anti-Squat</i>	68
Gambar 45. <i>Anti-Roll Bar</i>	68
Gambar 46. Desain <i>Wheel Hub</i> FG16	70

Gambar 47. Desain <i>Upright</i> FG16	70
Gambar 48. Konstruksi <i>Bell Crank</i> FG16	71
Gambar 49. Letak <i>Suspension Mounting Point</i>	71
Gambar 50. Konfigurasi Roda Depan FG16	76
Gambar 51. <i>Anti-dive</i> dan <i>Anti-squat</i> saat <i>Bump</i> atau <i>Droop</i>	77
Gambar 52. Perubahan <i>Toe Angle</i> saat <i>Bump</i> atau <i>Droop</i>	77
Gambar 53. Perubahan <i>Track Width</i> saat <i>Bump</i> atau <i>Droop</i>	78
Gambar 54. Perubahan <i>Camber Angle</i> saat <i>Bump</i> atau <i>Droop</i>	79
Gambar 55. Perubahan <i>Camber Angle</i> saat <i>Roll</i>	79
Gambar 56. Perubahan <i>Roll Center</i> Secara Vertikal saat <i>Roll</i>	80
Gambar 57. Perubahan <i>Roll Center</i> secara Lateral saat <i>Roll</i>	81
Gambar 58. Perubahan <i>Camber</i> Roda Depan saat Kemudi Dibelokkan	82
Gambar 59. Perubahan Persentasi <i>Ackerman</i>	82
Gambar 60. Perubahan <i>Radius</i> Belok.....	83
Gambar 61. Analisis Suspensi Depan saat <i>Bump</i>	83
Gambar 62. Analisis <i>Suspension Linkages</i> Depan saat Usaha Pengereman... 84	
Gambar 63. Analisis Komponen Suspensi Depan saat Gaya Pengereman Berlangsung	84
Gambar 64. Analisis <i>Linkage</i> Suspensi Depan saat Akselerasi	85
Gambar 65. Analisis Komponen Suspensi Depan saat Akselerasi.....	85
Gambar 66. Analisis Suspensi Depan saat Berbelok	86
Gambar 67. Analisis Suspensi Belakang saat <i>Bump</i>	87
Gambar 68. Analisis Suspensi Belakang saat Usaha Pengereman	88
Gambar 69. Analisis Suspensi Belakang pada Kondisi Gaya Pengereman	88
Gambar 70. Analisis <i>Suspension Linkages</i> Belakang saat Akselerasi	89
Gambar 71. Analisis Komponen Suspensi Belakang saat Akselerasi	89

Gambar 72. Analisis Suspensi Belakang saat Kondisi Berbelok	90
Gambar 73. Analisis <i>Upright</i> Depan saat Berbelok dan Mengerem	91
Gambar 74. Analisis <i>Upright</i> Belakang saat Berbelok dan Mengerem	91
Gambar 75. Analisis <i>Wheel Hub</i> Depan saat Pengereman.....	92
Gambar 76. Analisis <i>Wheel Hub</i> Belakang saat Pengereman.....	92

DAFTAR LAMPIRAN

	Halaman
Lampiran 1. <i>Lisensi Lotus Suspension Analysis - Shark</i>	113
Lampiran 2. <i>Lisensi Solidworks 2016-2017</i>	115
Lampiran 3. <i>Kinematika Suspensi Mobil FG16</i>	116
Lampiran 4. <i>Tabel Mechanical Properties Material Komponen Suspensi</i>	123
Lampiran 5. <i>Data Koefisien Gesek Ban</i>	125
Lampiran 6. <i>Perhitungan Roll Gradient</i>	126
Lampiran 7. <i>Perhitungan Gaya pada Kondisi Driving</i>	127
Lampiran 8. <i>Perhitungan Faktor Keamanan Komponen</i>	131
Lampiran 9. <i>Layout Lintasan Autocross</i>	132
Lampiran 10. <i>Kartu Bimbingan</i>	133
Lampiran 11. <i>Bukti Selesai Revisi Tugas Akhir Skripsi</i>	136

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Student Formula Japan (SFJ) merupakan ajang kompetisi mahasiswa dalam membangun sebuah *single seat formula racecar* yang akan berkompetisi melawan tim-tim dari seluruh dunia. SFJ juga merupakan bagian dari *Formula Student of Automotive Engineering* (FSAE) *series*. Kompetisi ini adalah kompetisi tahunan yang sudah dimulai sejak tahun 2003 di Jepang. Kompetisi ini tidak hanya semata-mata untuk menghasilkan mobil balap siapa yang tercepat, tetapi lebih untuk bagaimana membangun mobil balap yang terbaik secara konstruksi, performa, finansial, dan rencana pemasaran. SFJ menawarkan tantangan yang tinggi bagi seluruh mahasiswa dalam membangun dan merakit mobil dengan mempertimbangkan aspek ekonomi yang ada dalam industri otomotif. Hasilnya adalah membangun sebuah *single seat formula racecar* yang memiliki *good driving characteristic* saat akselerasi, deselerasi, dan bermanuver.

Tahun 2015 Universitas Negeri Yogyakarta dengan Garuda UNY *Racing Team* (GURT) untuk yang pertama kalinya telah berpartisipasi dalam *Student Formula Japan 2015*. Kompetisi tersebut diselenggarakan di Ecopa Stadium (Ogasayama *Sport Park*), Shizuoka-ken, Japan pada tanggal 1-5 September 2015. Mobil balap UNY yang pertama kali dibangun untuk mengikuti kompetisi ini adalah mobil F15 yang telah sukses mengikuti ajang tersebut dan berhasil meraih beberapa peringkat yang memuaskan di beberapa kategori yang dikompetisikan. Berikut dapat dilihat pada tabel 1, capaian-capaian yang telah diraih mobil F15 pada ajang SFJ 2015.

Tabel 1. Peringkat Mobil F15 di *Student Formula Japan 2015*

KATEGORI	PERINGKAT	KOMPETITOR
<i>Cost Event</i>	49	86
<i>Design Event</i>	41	86
<i>Bussines Event</i>	25	93
<i>Acceleration</i>	Batal	-
<i>Skid-Pad</i>	Batal	-
<i>Autocross</i>	Batal	-
<i>Endurance</i>	28	86
<i>Efficiency</i>	5	86
<i>Overall</i>	29	93
<i>World Ranking</i>	186	528

Tahun 2016 Universitas Negeri Yogyakarta akan berpartisipasi dalam *Student Formula Japan 2016* untuk mendapatkan hasil yang lebih baik dari tahun sebelumnya. Membangun mobil balap untuk yang kedua kalinya dengan performa yang lebih baik tentu menjadi tantangan tersendiri bagi Garuda UNY *Racing Team*. Oleh sebab itu perbaikan dan pengembangan perlu dilakukan dengan menganalisis kekurangan performa pada masing-masing sistem mobil F15.

Berdasarkan *race endurance*, mobil F15 hanya bisa mencatatkan waktu tercepat 1,14 menit dengan jarak satu putaran 0,934 km, yang artinya mobil hanya bisa melaju dengan kecepatan rata-rata 49 km/jam. Bila ditinjau berdasarkan analisis video saat *race endurance* di tikungan dengan *radius* konstan 12 meter, mobil F15 hanya bisa melaju dengan kecepatan 40,7 km/jam. *Driver* juga merasakan apabila mobil dipacu dengan kecepatan yang lebih tinggi di tikungan tersebut, mobil akan mengalami *understeer*. Hal tersebut dapat disebabkan karena perbedaan sudut belok roda depan yang terlalu besar, yaitu sudut belok roda depan sisi dalam 10° dan sudut belok roda depan sisi luar 6° saat berbelok di tikungan dengan *radius* konstan 12 meter.

Selain itu *driver* juga merasakan lambatnya respon suspensi saat melintasi *chicane* dan merasakan limbung saat mobil berbelok. Kondisi tersebut bila ditinjau berdasarkan analisis video saat *race endurance* menunjukkan mobil mengalami *roll* sekitar 2° . Hal tersebut disebabkan karena konstanta pegas suspensi mobil F15 terlalu lunak yaitu 23,6 N/mm yang menghasilkan *roll gradient* 1,307 deg/g.

Fakta lain pada gambar 1 juga menunjukkan bahwa pemeriksaan pada ban depan mobil F15 setelah menyelesaikan *endurance* mengalami keausan yang lebih besar pada sisi dalamnya, sedangkan untuk ban belakang mengalami keausan yang cukup merata. Hal tersebut mengindikasikan bahwa terdapat kesalahan dalam setingan *front wheel alignment* mobil F15. Tentu dari fakta dan data yang diperoleh setelah *race* di lintasan *autocross* dan *endurance*, memang mengarah pada kemampuan manuver yang sangat dipengaruhi oleh sistem suspensi yang perlu diperbaiki guna menghasilkan mobil dengan kemampuan manuver yang lebih baik.



Ban Depan Kanan



Ban Belakang Kanan



Ban Depan Kiri



Ban Belakang Kiri

Gambar 1. Kondisi Ban Mobil F15 Setelah *Endurance*

Mobil balap yang akan diikutsertakan dalam kompetisi *Student Formula Japan 2016*, selanjutnya diharapkan memiliki kemampuan yang lebih baik saat akselerasi, deselerasi, dan bermanuver. Oleh karena itu, guna merancang sistem suspensi untuk hasil yang optimal diperlukan sebuah analisis melalui perangkat lunak. Perangkat lunak yang digunakan dalam merancang sistem suspensi yang akan diterapkan dalam mobil balap selanjutnya yaitu *Formula Garuda 16 (FG16)* adalah *Solidworks* dan *Lotus Suspension Analysis (LSA)*. *Solidworks* digunakan untuk membuat model 3D dan menganalisa kekuatan komponen melalui simulasi *Finite Element Analysis (FEA)*, sedangkan *Lotus Suspension Analysis* digunakan untuk menganalisis kinematika suspensi yang telah dibuat model.

Proses desain dan analisis menggunakan perangkat lunak memiliki akurasi yang tinggi dan hasil simulasi sudah dapat diprediksikan dengan cepat dengan waktu yang relatif singkat. Bila dibandingkan dengan simulasi menggunakan *paper doll* konvensional untuk menganalisis kinematika suspensi, maka akan membutuhkan penambahan waktu untuk pembuatan benda uji dengan skala yang lebih kecil. Biaya simulasi menggunakan *Finite Element Analysis (FEA)* juga lebih murah dibandingkan dengan menggunakan benda uji asli. Selain itu bila hasil analisis tidak sesuai dengan yang diharapkan, desain dapat langsung diubah kemudian dilakukan simulasi ulang. Walaupun perangkat lunak memiliki banyak keunggulan tetapi untuk memperoleh data yang sangat akurat dan sesuai kenyataan memang diperlukan adanya pengujian dengan benda uji asli setelah uji simulasi desain. Semakin rumit dan kompleks simulasi yang dilakukan, maka waktu yang dibutuhkan untuk menyelesaikan simulasi akan semakin lama.

Meninjau kembali bahwa tujuan Garuda UNY *Racing Team* adalah membangun mobil dengan performa pengemudian yang lebih baik daripada mobil sebelumnya, mereduksi berat kendaraan, dan menyelesaikan kompetisi di peringkat 15 besar secara keseluruhan. Sehingga sistem suspensi mobil FG16 memiliki peranan yang sangat penting dan harus memiliki desain yang lebih baik yang mampu menghasilkan performa optimal untuk mencapai target yang diharapkan. Oleh karena itu untuk mencapai target rancangan sistem suspensi dengan performa manuver yang lebih baik, perancangan sistem suspensi mobil FG16 harus dilakukan melalui analisis kinematika suspensi dan simulasi *finite element analysis*.

B. Identifikasi Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, dapat diidentifikasi masalah-masalah pada mobil F15 sebagai berikut:

1. Bobot mobil terlalu berat khususnya bagian *unsprung mass* yaitu 60,5 kg, yang seharusnya idealnya kurang dari 50 kg.
2. Terjadi *understeer* khususnya saat mobil melaju di tikungan dengan *radius* konstan 12 meter dengan kecepatan di atas 40,7 km/jam, yang disebabkan karena geometri *Ackerman* terlalu besar dengan sudut belok roda depan sisi dalam 10° dan sudut belok roda depan sisi luar 6° yang seharusnya idealnya tidak jauh berbeda atau bahkan mendekati paralel.
3. Konstanta pegas suspensi terlalu lunak yaitu 23,6 N/mm dengan *roll gradient* 1,307 deg/g, yang menyebabkan respon transisi menjadi lambat dan mobil mengalami *roll* sekitar 2° saat berbelok dengan lateral akselerasi sekitar 1,5 g yang seharusnya idealnya *chassis roll* antara $0,5^{\circ}$ - $1,0^{\circ}$.

4. Ketidaksesuaian penyetelan *front wheel alignment* terhadap karakteristik dan kondisi lintasan yang menyebabkan keausan ban depan bagian dalam lebih besar setelah mobil menyelesaikan *endurance*.

C. Batasan Masalah

Berdasarkan identifikasi masalah yang telah diuraikan di atas, permasalahan yang terpenting ada pada masalah nomor 1, 2, dan 3. Alasannya adalah masalah pada nomor tersebut sangat dipengaruhi oleh desain dari sistem suspensi itu sendiri dan sangat penting untuk diatasi guna menghasilkan kemampuan manuver yang lebih baik. Hal tersebut karena faktor geometri, kinematika, kekuatan, dan bobot sistem suspensi sangat berpengaruh terhadap performa manuver kendaraan. Sedangkan untuk mengatasi masalah nomor 4 hanya bisa dilakukan setelah mobil memulai tahap *running test*.

Ditinjau dari permasalahan yang paling penting dan harus dilakukan guna memperbaiki performa manuver kendaraan, maka merancang ulang desain sistem suspensi merupakan solusi yang paling tepat. Selain itu, sesuai dengan pembagian tugas kerja pada setiap anggota divisi *chassis and suspension* agar setiap divisi lebih fokus pada pekerjaan masing-masing, maka penelitian ini hanya fokus pada pekerjaan merancang sistem suspensi mobil FG16.

D. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang dan indentifikasi masalah yang telah dipaparkan, maka diperoleh rumusan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan sistem suspensi mobil FG16 supaya memiliki berat yang lebih ringan dan mempunyai respon transisi yang lebih cepat daripada mobil F15?
2. Bagaimana analisis kinematika suspensi supaya menghasilkan kemampuan manuver yang lebih baik daripada mobil F15 dan mengurangi terjadinya *understeer*?
3. Bagaimana simulasi *finite element analysis* sistem suspensi mobil FG16 untuk memastikan komponen suspensi tetap aman dan dapat diandalkan pada setiap kondisi *driving*?

E. Tujuan Penelitian

Tujuan dari perancangan sistem suspensi mobil FG16 ini adalah:

1. Menghasilkan rancangan sistem suspensi mobil FG16 yang memiliki berat lebih ringan dan mempunyai respon transisi yang cepat daripada mobil F15.
2. Menghasilkan kinematika suspensi yang memiliki kemampuan manuver lebih baik daripada mobil F15 dan mengurangi terjadinya *understeer*.
3. Memastikan komponen sistem suspensi tetap aman dan dapat diandalkan pada setiap kondisi *driving*.

F. Spesifikasi Produk yang Dikembangkan

Produk yang akan dikembangkan dalam penelitian ini adalah sistem suspensi mobil F15 yang akan digunakan sebagai dasar pengembangan sistem suspensi mobil FG16. Spesifikasi umum sistem suspensi mobil F15 adalah sebagai berikut:

- Memiliki *wheelbase* 1600 mm, *track width* depan 1150 mm dan *track width* belakang 1100 mm.
- Model suspensi depan dan belakang menggunakan tipe *double wishbone unequal length and non-parallel arm* dengan *push rod*.
- Velg depan dan belakang yaitu Keizer Aluminum berdiameter 10 *inch* dengan lebar 6 *inch*.
- Tipe ban depan dan belakang yaitu Hoosier 6,0/18,0-10 *inch* dengan *compound* R25 B.
- *Suspension travel* depan dan belakang memiliki *jounce* 30 mm dan *rebound* 30 mm.
- *Spring rate* depan dan belakang 26,3 N/mm.
- Memiliki *caster* 3°, *caster trail* 7,8 mm, *caster offset* 4,6 mm, *kingpin* 9,5°, *kingpin offset* 44,5 mm, dan *scrub radius* 6,8 mm.
- Berat keseluruhan komponen sistem suspensi 60,5 kg.

G. Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Secara umum dapat dijadikan sebagai panduan dasar bagi pemula dalam merancang sistem suspensi mobil.
2. Bagi Garuda UNY *Racing Team*
 - a. Sebagai referensi, data pembandingan, dan pertimbangan dalam merancang dan mengembangkan sistem suspensi mobil yang akan datang.
 - b. Sebagai laporan desain sistem suspensi mobil FG16.

BAB II

KAJIAN PUSTAKA

A. Kajian Teori

1. Sistem Suspensi

Peran sistem suspensi pada mobil balap akan memiliki fungsi yang berbeda dengan mobil penumpang yang lebih mengutamakan fungsinya untuk kenyamanan berkendara. Sistem suspensi pada mobil balap memiliki peran utama dalam performa *handling* kendaraan saat melaju di lintasan. Fungsi utama dari sistem suspensi adalah memastikan kontak ban terhadap permukaan jalan pada setiap roda tercapai secara optimal pada setiap kondisi *driving*.

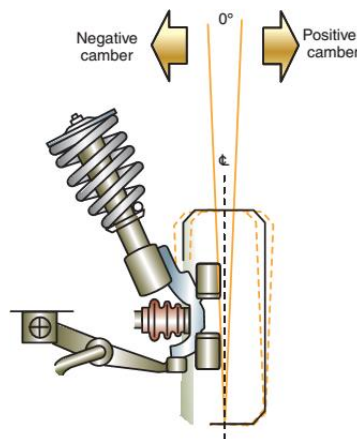
Ketika merancang sebuah sistem suspensi ada beberapa faktor yang berpengaruh dalam karakter sistem suspensi dan sebagian besar dari faktor tersebut memiliki pengaruh satu sama lain. Oleh karena itu sangat banyak faktor yang harus dipertimbangkan sehingga mampu menghasilkan kinerja sistem suspensi yang baik dalam *dynamic event*. Faktor-faktor tersebut adalah sebagai berikut:

a. Geometri Suspensi

1) *Camber*

Sudut *camber* adalah sudut yang dibentuk dari kemiringan roda terhadap garis vertikal roda. *Camber* dinyatakan negatif apabila bagian atas roda miring ke dalam, dan sebaliknya dinyatakan positif bila bagian atas roda miring ke luar. Ilustrasi *camber* positif atau negatif dapat dilihat pada gambar 2. (Miliken, 1995:46)

Gaya belok maksimum akan dicapai pada sedikit nilai dari *camber* negatif. Hal ini dikarenakan *camber thrust* yang disebabkan oleh tegak lurusnya kontak *tread* ban terhadap permukaan jalan saat mobil mengalami *roll* ditikungan. Bila *camber* roda pada kondisi negatif, gaya akan beraksi mengarah ke pusat lengkungan dan menambah gaya belok. Bila *camber* roda pada kondisi positif, gaya akan bereaksi menjauhi pusat lengkungan dan mengurangi gaya belok. (Smith, 1978:18).



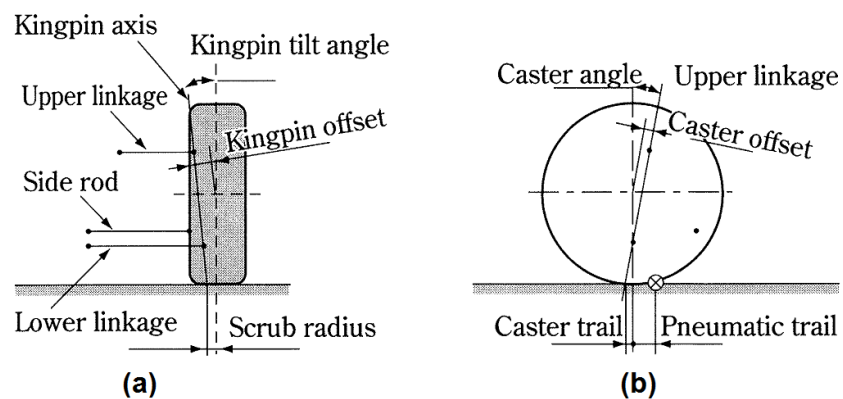
Gambar 2. Ilustrasi *Camber* Positif, *Camber* 0°, dan *Camber* Negatif (Knowles, 2011: CM140)

Setiap ban harus tegak lurus terhadap permukaan lintasan selama kendaraan melintasi tikungan untuk dapat memanfaatkan secara konstan kemampuan optimal ban. Hal tersebut secara teoritis dapat dicapai dengan menentukan panjang dan posisi lengan suspensi sehingga *camber* pada roda luar tidak berubah menjadi *camber* positif. Setelan *camber* pada praktiknya biasanya antara negatif 2 sampai 4 derajat dengan menyediakan sebuah

shim diantara *upright bracket* dan *upper linkage outer joint*. (Yukio Shimada, 2007: 65)

2) *Kingpin Inclination*

Kingpin dapat ditentukan dengan menarik garis dari titik *ball joint* atas dengan titik *ball joint* bawah. Sudut yang dibentuk *kingpin axis* terhadap garis vertikal roda bila dilihat dari pandangan depan garis ini disebut *kingpin inclination*. Jarak horizontal dari titik *kingpin axis* yang menyentuh permukaan tanah terhadap garis vertikal tengah roda disebut *scrub radius*. Jarak horizontal *kingpin axis* terhadap titik tengah roda disebut *kingpin offset*. Bila *scrub radius* berada di dalam sisi roda maka dinyatakan positif *scrub radius* dan sebaliknya bila berada di luar sisi roda dinyatakan negatif. Penjelasan tersebut dapat dilihat pada ilustrasi gambar 3(a). (Miliken, 1995: 710).



Gambar 3. (a) Ilustrasi *Kingpin* dan (b) Ilustrasi *Caster* (Watanabe, 2007: 63)

Biasanya target *scrub radius* antara 0 sampai 10 mm untuk memperkecil *yawing moment* yang dihasilkan karena perbedaan hambatan antara roda kanan dan roda kiri terhadap permukaan

lintasan, sebagai contoh adalah perbedaan gaya pengereman. Sedangkan untuk memperkecil *kingpin offset*, kemiringan *kingpin* biasanya dibuat tegak, akan tetapi dikarenakan kebutuhan *layout*, biasanya hanya bisa ditetapkan sekitar 10 derajat. (Yukio Shimada, 2007: 64).

3) *Caster*

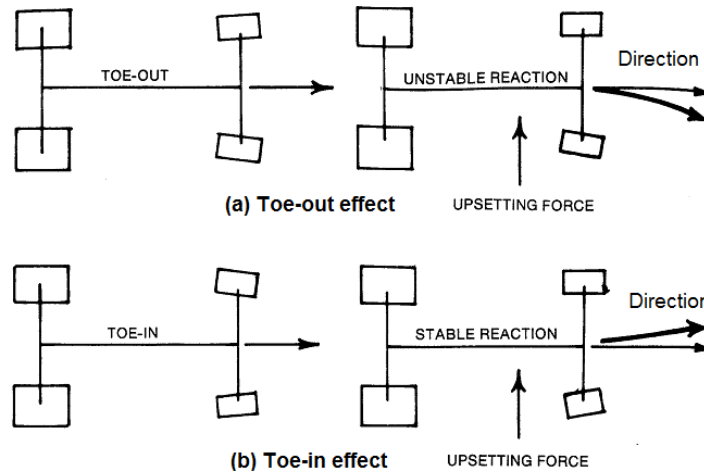
Sudut *caster* merupakan sudut yang dibentuk oleh sumbu *kingpin* terhadap garis vertikal pusat roda bila dilihat dari pandangan samping. Jarak horizontal antara sumbu *kingpin* dengan titik pusat roda disebut *caster offset*. Sedangkan jarak horizontal titik perpotongan sumbu *kingpin* dengan lintasan terhadap titik pusat kontak ban dengan permukaan lintasan disebut *caster trail*. *Caster* dinyatakan positif bila kemiringan sumbu *kingpin* miring ke arah belakang dari garis vertikal pusat ban dan sebaliknya dinyatakan negatif bila kemiringan ke arah depan. (Miliken, 1995: 710). Ilustrasi *caster* dapat dilihat pada gambar 3(b).

Sudut *caster* ditentukan dengan mempertimbangkan beberapa faktor seperti kestabilan saat melaju lurus dan gaya pengemudian. Sebagai dasar penetapan secara langsung adalah sebagai berikut: *caster offset* 0 mm, sudut *caster* sekitar 4 derajat, *caster trail* kira-kira 20 mm. (Yukio Shimada, 2007: 64).

4) *Toe*

Sudut *toe* adalah sudut yang dibentuk oleh kemiringan roda terhadap garis sumbu kendaraan dilihat dari atas kendaraan. Bila kemiringan roda ke arah dalam maka dinyatakan *toe in* dan

sebaliknya bila kemiringan roda ke arah luar dinyatakan *toe out*. (Reimpell, 2001: 187).



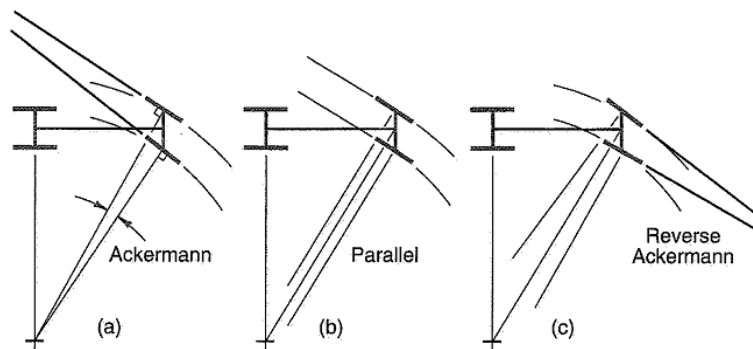
Gambar 4. Efek *Toe-in* dan *Toe-out* pada Stabilitas Kendaraan
(Smith, 1978: 62)

Seperti yang ditunjukkan pada gambar 4, umumnya *designer* akan memilih menggunakan *toe in* untuk alasan bahwa ketika mobil mengalami gaya yang merepotkan seperti *bump steer* atau hembusan angin yang kencang, *toe in* akan menawarkan kestabilan saat roda depan secara alami cenderung ingin berbelok ke lokasi pusat bodi mobil. *Toe out* di sisi lain akan memproduksi ketidakstabilan pada kondisi ketika *slip angle* pada roda yang terbebani bertambah atau pada roda sisi luar. Umumnya *toe in* akan menyediakan lebih baik kestabilan pada kondisi lurus dan sebaliknya, *toe out* akan memperbaiki kemampuan belok mobil saat melaju di tikungan. (Smith, 1978:62).

5) Geometri Kemudi

Ketika roda depan kanan dan kiri dibelokkan dengan sudut belok yang sama pada lateral akselerasi yang rendah seperti mobil

penumpang, maka *radius* belok kedua roda akan sama tetapi titik pusat radiusnya tidak berada dititik yang sama. Sehingga mengakibatkan ban akan mengalami *slip* saat berbelok. Oleh karena itu dibuatlah geometri *Ackerman* yang memungkinkan roda depan sisi dalam memiliki *radius* belok yang lebih kecil daripada roda depan sisi luar. Geometri *Ackerman* menghasilkan pusat lingkaran yang sama sehingga ban tidak mengalami *slip* dan dapat berbelok dengan lembut pada kecepatan rendah. Model geometri kemudi dapat dilihat pada gambar 5. (Miliken, 1995: 715).



Gambar 5. Model Geometri Kemudi (Miliken, 1995: 714)

Kejadiannya menjadi berbeda bila mobil balap menggunakan geometri *Ackerman* pada lateral akselerasi yang tinggi, maka ban depan sisi dalam akan menghasilkan *slip angle* yang lebih besar daripada ban depan sisi luar. Kondisi tersebut menyebabkan temperatur ban depan sisi dalam akan sangat cepat naik karena *slip angle* yang besar dengan gaya vertikal roda yang kecil, hasilnya akan memperlambat laju mobil dikarenakan gaya *drag* yang terjadi. Selain itu dikarenakan roda belakang juga menghasilkan *slip angle* saat berbelok, maka *slip angle* pada masing-masing ban seharusnya sama. Alasan itulah mengapa

pada mobil balap tidak mengandalkan geometri *Ackerman* yang terlalu besar. Beberapa *designer* bahkan mengandalkan geometri *anti-Ackerman* dalam upaya untuk menyamakan *slip angle* pada setiap ban. (Smith, 1978: 60).

b. Load Transfer

1) *Unsprung Weight*

Unsprung weight adalah bagian dari total berat kendaraan yang tidak ditopang oleh pegas suspensi. Bagian ini terdiri atas roda, ban, *hubs*, *hub carriers*, rem, dan berat total lengan suspensi, poros penggerak, pegas dan *damper*. (Smith, 1978: 29).

2) *Sprung Weight*

Sprung weight adalah bagian dari total berat kendaraan yang ditopang oleh pegas suspensi. Bagian ini terdiri atas *chassis*, *engine*, pengemudi, bahan bakar, transmisi, dan komponen-komponen lain yang ada di dalam *chassis*. (Smith, 1978: 29).

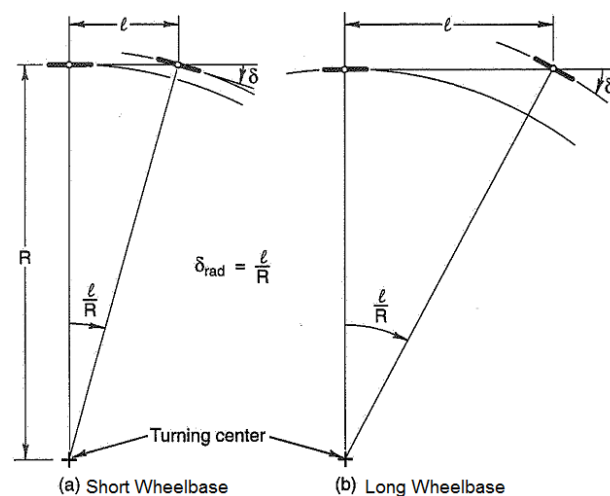
3) *Center of Gravity*

Center of gravity (cg) merupakan titik pusat berat kendaraan bila kendaraan tersebut digantung secara seimbang tanpa ada kecenderungan untuk kendaraan tersebut berputar. *Center of gravity* juga bisa disebut sebagai titik keseimbangan dari kendaraan. Seluruh gaya akselerasi yang beraksi pada mobil akan diteruskan melalui *center of gravity* mobil. Sebisa mungkin cg mobil balap serendah mungkin untuk mengurangi momen yang dihasilkan saat kendaraan menerima gaya lateral. (Smith, 1978: 29).

4) *Wheelbase*

Wheelbase merupakan jarak antara sumbu roda depan dan sumbu roda belakang kendaraan. Karakteristik *wheelbase* diantaranya sebagai berikut:

- a) *Wheelbase* yang lebih pendek akan meningkatkan kemampuan manuver mobil karena hanya membutuhkan sudut belok yang lebih kecil dan *steering effort* yang kecil, seperti ditunjukkan pada gambar 6(a). Sedangkan *wheelbase* pendek memiliki kelemahannya yaitu perpindahan berat antara roda depan dan belakang lebih besar selama akselerasi maupun pengereman dibanding kendaraan yang memiliki *wheelbase* lebih panjang. (Miliken, 1995: 129).



Gambar 6. Perbedaan *Radius* Belok *Wheelbase* Pendek dan *Wheelbase* Panjang (Miliken, 1995: 128)

- b) *Wheelbase* yang lebih panjang memiliki keuntungan mengurangi efek perpindahan berat antara roda depan dan belakang selama akselerasi maupun pengereman, memperbaiki kestabilan saat melaju lurus, dan mengurangi

pitching moment. Kelemahannya adalah kemampuan manuver lebih rendah dibanding mobil dengan *wheelbase* pendek, karena membutuhkan sudut belok yang lebih besar dengan *radius* belok yang sama, seperti ditunjukkan pada gambar 6(b). (Smith, 1978: 31).

5) *Longitudinal Load Transfer*

Longitudinal load transfer merupakan perpindahan berat kendaraan yang diakselerasikan dari bagian depan mobil ke bagian belakang mobil atau sebaliknya, yang terjadi pada saat akselerasi dan mengerem. Berat total kendaraan tidak berubah, beban hanya ditransfer dari ujung roda satu ke ujung roda yang lain. Berdasarkan Smith (1978), *longitudinal load transfer* yang terjadi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\text{Long. load trans. (N)} = \text{Long. Acc (g)} \times \frac{\text{Weight (N)} \times \text{cg heigh (m)}}{\text{Wheelbase (m)}} \quad (1)$$

6) *Track Width*

Track width merupakan sumbu atau jarak antara titik tengah roda kanan dan roda kiri mobil. Karakteristik *track width* diantaranya sebagai berikut:

- a) *Track width* yang lebar menghasilkan perpindahan berat lateral yang lebih sedikit antara roda kiri dan kanan yang akan membuat mobil melintasi tikungan dengan gaya lateral yang besar, menghasilkan gaya pengereman yang baik ditikungan, dan sedikit *chassis roll*. Sedangkan kekurangannya adalah *track width* yang lebar akan menambah berat komponen suspensi, menambah *frontal area*, mengurangi kemampuan

berbelok pada tikungan yang sempit, dan memiliki *yawing moment* yang lebih besar. (Miliken, 1995: 408).

- b) *Track width* yang sempit akan menghasilkan perpindahan berat lateral yang besar pada roda luar mobil saat menikung yang akan meningkatkan gaya belok yang lebih besar, meningkatkan kemampuan belok kendaraan, dan *yawing moment* yang kecil. Sedangkan kekurangannya adalah kurang stabil saat melintasi tikungan panjang dan *chassis roll* lebih besar. (Smith, 1978: 36).
- c) *Track width* depan lebih lebar daripada *track width* belakang memiliki keuntungan perpindahan berat longitudinal dari roda belakang sisi dalam ke roda depan sisi luar lebih kecil, yang bertujuan untuk memperbaiki kemampuan mobil saat akan memasuki tikungan. (Smith, 1978: 56).

7) *Lateral Load Transfer*

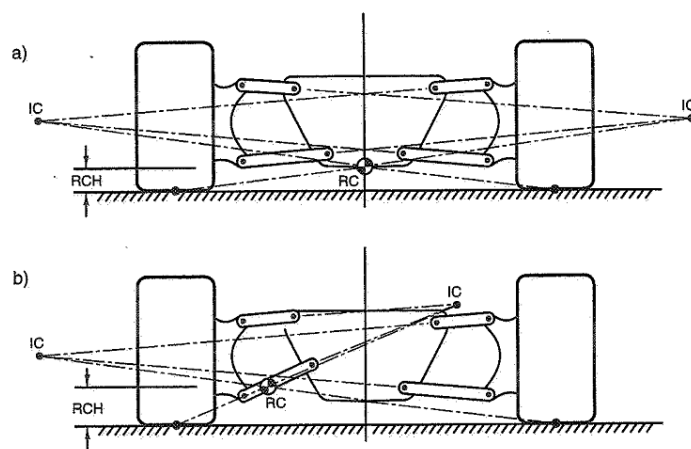
Lateral load transfer merupakan perpindahan berat kendaraan dari roda sisi dalam ke roda sisi luar pada saat kendaraan melintasi tikungan karena terkena gaya sentrifugal. Berdasarkan Smith (1978), *lateral load transfer* yang terjadi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\text{Lat. load transfer}(N) = \text{Lat. Acc}(g) \times \frac{\text{Weight}(N) \times \text{cg heigh}(m)}{\text{Track width}(m)} \quad (2)$$

8) *Roll Center*

Roll center dapat ditemukan dengan memperpanjang garis sumbu lengan suspensi sampai berpotongan, yang mana titik perpotongan tersebut merupakan *instaneous center*. Seperti pada gambar 7(a), bila digambar garis lurus yang menghubungkan

antara *instaneous center* dengan pusat kontak ban, maka perpotongan garis tersebut dengan garis pusat vertikal mobil disebut *roll center*. Sedangkan pada gambar 7(b) merupakan ilustrasi *roll center* pada mobil yang memiliki geometri suspensi tidak simetris. *Roll center* dapat bergerak secara vertikal dan lateral saat sistem suspensi bekerja. (Miliken, 1995:613).



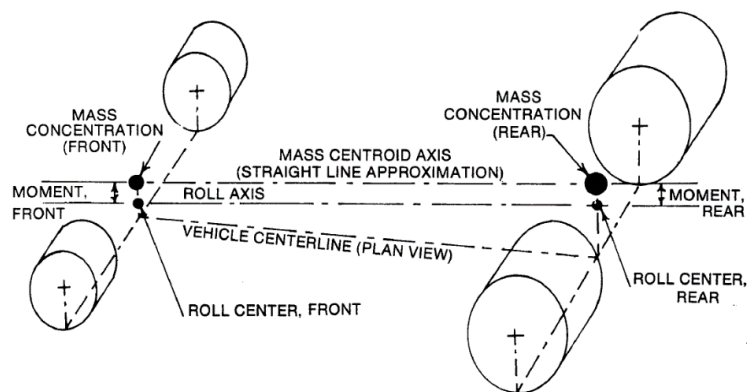
Gambar 7. Konstruksi *Roll Center* (Miliken, 1995: 614)

Berdasarkan Yukio Shimada (2007), *roll center* merupakan pusat momen putar mobil pada bagian depan dan belakang. Gerakan lateral dan vertikal *roll center* sebisa mungkin sedikit. Gerakan *roll center* ke arah roda luar saat mobil berbelok melintasi tikungan juga harus dihindari. Disarankan tinggi *roll center* dari tanah 30 sampai 40 mm pada roda depan dan 50 sampai 60 mm pada roda belakang. Umumnya *roll center* roda belakang lebih tinggi daripada roda depan.

9) *Roll Axis* dan *Roll Moment*

Berdasarkan Smith (1978), *roll axis* adalah sebuah garis lurus yang menghubungkan *roll center* depan dan *roll center* belakang.

Roll moment merupakan jarak linier antara *roll center* dengan *center of gravity* pada ujung mobil. Seperti pada gambar 8, secara keseluruhan *roll moment* pada kendaraan adalah jarak linier antara *roll axis* dan *center of gravity* mobil pada bidang transfer *center of gravity*.



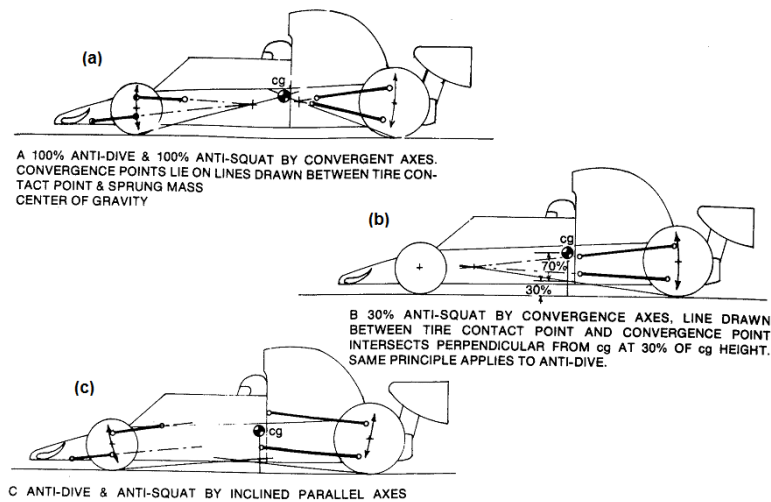
Gambar 8. *Roll Axis, Mass Centroid Axis dan Roll Moment* (Smith, 1978: 30)

10) *Dive dan Squat*

Dive dan *squat* pada dasarnya memiliki konsep yang sama, hanya saja *squat* adalah kebalikan dari *dive*. *Dive* merupakan kondisi dimana bagian ujung depan kendaraan menekuk ke bawah pada saat pengereman yang disebabkan oleh transfer berat secara longitudinal dari belakang ke depan kendaraan. Sedangkan *squat* merupakan bagian belakang kendaraan yang tertekan ke bawah dikarenakan transfer berat dari depan ke belakang kendaraan pada saat kendaraan berakselerasi. (Smith, 1978: 35).

Berdasarkan gambar 9, geometri *anti dive* dan *anti squat* dapat dicapai dengan memiringkan garis yang melalui *mounting point* lengan suspensi pada rangka depan maupun belakang naik

ke arah *center of gravity* kendaraan. Selain itu *dive* dan *squat* juga dipengaruhi oleh *wheelbase* dan *spring rate* mobil. Semakin panjang *wheelbase* dan semakin tinggi *spring rate*, maka *dive* dan *squat* akan sulit terjadi. (Smith: 1978: 32).



Gambar 9. Ilustrasi Geometri *Anti-Dive* dan *Anti-Squat* (Smith, 1978: 35)

11) Ride Frequency

Ride frequency merupakan frekuensi natural yang tak teredam oleh bodi saat kondisi *driving*. Semakin tinggi *ride frequency* maka mobil akan semakin kaku saat kondisi *driving*. *Ride frequency* yang rendah akan menghasilkan suspensi yang *soft* dengan memberikan kenyamanan dan lebih banyak *mechanical grip*, tetapi respon pada saat transisi menjadi lebih lambat yang akan membuat *driver* merasa mobil kurang lincah saat masuk dan keluar tikungan. Semakin tinggi *ride frequency* akan menghasilkan sedikit langkah suspensi untuk memberikan *racing line*, *ride height* yang rendah, serta memberikan *center of gravity* yang rendah saat kendaraan berbelok. Sehingga di dalam aplikasinya mobil formula

dengan *downforce* menengah, *ride frequency* yang digunakan antara 1,5-2,0 Hz dan 3,0-5,0+ Hz untuk mobil balap dengan *downforce* yang tinggi. (Matt Giaraffa, 2015).

Hasil perhitungan dapat diperoleh dengan rumus yang dinyatakan oleh Matt Giaraffa (2015) sebagai berikut:

$$K_s = 4\pi^2 f_r^2 m_{sm} MR^2 \quad (3)$$

$K_s = \text{Spring rate (N/m)}$

$M_{sm} = \text{Sprung mass (kg)}$

$f_r = \text{Ride frequency (Hz)}$

$MR = \text{Motion ratio (Wheel/Spring travel)}$

12) Roll Gradient

Roll gradient merupakan kekakuan kendaraan saat *roll* yang dinyatakan dalam derajat *roll* bodi per g' lateral akselerasi. Semakin rendah *roll gradient* akan menghasilkan mobil yang lebih kaku saat *roll*. Semakin kaku mobil akan memiliki respon yang cepat pada saat transisi tetapi semakin kecil *grip* yang diperoleh saat berbelok. Biasanya pada aplikasinya *roll gradient* untuk mobil dengan *downforce* tinggi berkisar 0,2-0,7 deg/g. Sedangkan untuk mobil dengan *downforce* rendah berkisar 1,0-1,8 deg/g. (Matt Giaraffa, 2015). Berdasarkan Matt Giaraffa (2015) rumus yang digunakan untuk menghitung *roll gradient* adalah sebagai berikut:

$$\frac{\phi_r}{A_y} = \frac{-W \times H}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} \quad (4)$$

$H = \text{Jarak CG terhadap sumbu roll (m)}$

$W = \text{Berat Kendaraan (N)}$

$$\frac{\phi_r}{A_y} = \text{Roll Gradient (deg/g)}$$

$$K_{\phi F} = \text{Roll rate depan (Nm/deg roll)}$$

$$K_{\phi R} = \text{Roll rate belakang (Nm/deg roll)}$$

$$K_{\phi} = \frac{\pi(t^2)K_L K_R}{180(K_L + K_R)} \quad (5)$$

$$K_{\phi} = \text{Roll rate (Nm/deg roll)}$$

$$t = \text{Track width (m)}$$

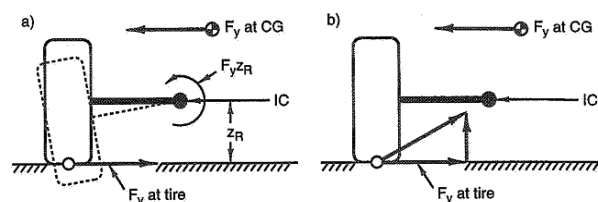
$$K_L = \text{Wheel rate kiri (N/m)}$$

$$K_R = \text{Wheel rate kanan (N/m)}$$

$$\text{Wheel rate} = \text{spring rate/motion ratio}^2$$

13) Jacking

Jacking merupakan gaya angkat yang ditimbulkan karena momen disekitar *instant center*. Selama *roll center* berada di atas permukaan tanah maka *jacking* akan tetap terjadi. Semakin tinggi *roll center* semakin tinggi efek *jacking*. Gambar 10(a) menunjukkan bahwa momen di sekitar *instant center* menekan roda ke bawah dan mengangkat *sprung mass*. Tetapi bila *roll center* berada di bawah permukaan lintasan, *suspension linkage* akan mengalami defleksi secara vertikal yang disebabkan oleh gaya lateral roda. Analisis *free body diagram* dari efek *jacking* di ilustrasikan pada gambar 10(b). (Miliken, 1995: 614).



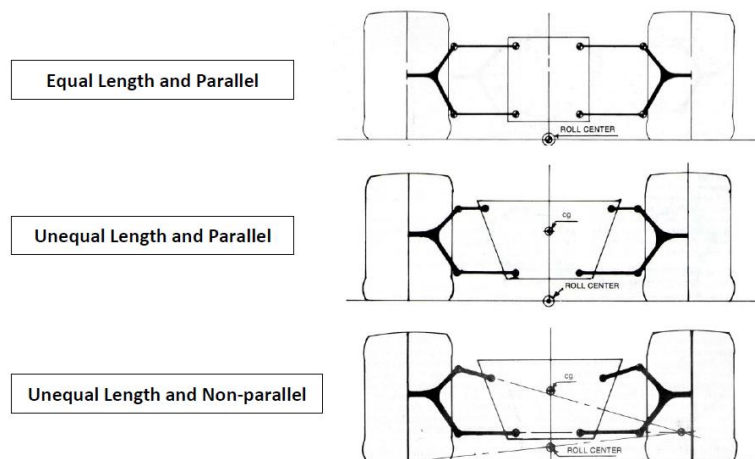
Gambar 10. Efek *Jacking* (Miliken, 1995: 615)

c. Mekanisme Suspensi

1) *Double Wishbone*

Double wishbone atau *four bar link* merupakan sebuah sistem suspensi *independent* yang sering digunakan pada rancangan suspensi mobil balap. Suspensi *double wishbone* memiliki cukup banyak area yang dapat digunakan untuk penyetelan, sehingga memungkinkan *camber* roda yang sesuai dan karakteristik *handling* kendaraan dapat tercapai. Selain itu bila dilihat dari konstruksinya tipe suspensi ini memungkinkan berat *unsprung* kendaraan menjadi lebih ringan.

Double wishbone memiliki beberapa variasi konfigurasi geometri berbeda yang dapat digunakan untuk merubah karakteristik *handling* yang dibutuhkan. Berdasarkan Smith (1978) konfigurasi tersebut adalah sebagai berikut:



Gambar 11. Tipe Suspensi *Double Wishbone* (Smith, 1978: 47-54)

a) *Equal Length and Parallel Arm*

Tipe suspensi ini *upper* dan *lower wishbone linkage* dibuat sama panjang dan di susun secara sejajar. Ketika roda

bergerak ke atas dan ke bawah tidak ada perubahan *camber*, tetapi terjadi perubahan *track width* yang cukup besar. Ketika mobil mengalami *roll*, *camber* roda sisi luar akan berubah menjadi *camber positif* dan *camber* roda sisi dalam akan berubah menjadi *camber negatif*. Perubahan *camber* roda sisi luar dan sisi dalam memiliki perubahan yang sama besar. Sedangkan letak statis *roll center* tipe suspensi ini berada persis pada permukaan tanah.

b) *Unequal Length and Parallel Arm*

Tipe ini *upper* dan *lower wishbone linkage* dibuat memiliki panjang yang tidak sama dan disusun secara sejajar. *Upper arm* biasanya lebih pendek supaya *camber* roda menjadi negatif saat terjadi *bump*. Besarnya perubahan *camber* tergantung pada panjang relatif *upper* dan *lower linkage*-nya. *Camber* positif pada roda luar akan berkurang dan *camber* negatif pada roda dalam akan bertambah saat mobil mengalami *roll*. *Roll center* bergerak secara konstan dengan perpindahan yang kecil yang artinya itu bagus, tetapi kekurangannya lokasi *roll center* biasanya akan sangat rendah dengan tanah.

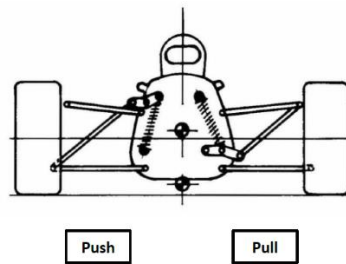
c) *Unequal Length and Non-Parallel Arm*

Tipe suspensi ini merupakan yang paling sering dipakai pada rancangan suspensi mobil balap. Tipe suspensi ini memiliki *upper* dan *lower wishbone linkage* yang tidak sama panjang dan tidak disusun secara sejajar. Tipe suspensi ini

memungkinkan pengaturan perubahan *camber* roda dan letak *roll center* sesuai dengan yang diharapkan.

2) Posisi *Shock Absorber*

Ada dua macam pendekatan dalam merancang mekanisme sistem suspensi yaitu *pull* (tarik) dan *push* (tekan). Rancangan ini dapat dilihat pada gambar 12. Kedua pendekatan itu sebenarnya memiliki prinsip dasar yang sama yaitu meneruskan gaya dari roda ke *shock absorber* melalui *rocker arm*. Jenis mekanisme yang dipakai tergantung pada *layout* kendaraan dan garis edar beban yang diinginkan pada rancangan sistem suspensi.



Gambar 12. Model Mekanisme Suspensi (Staniforth, 1999: 62)

d. Kondisi Pengemudian

1) *Bump Steer*

Bump steer adalah fenomena yang terjadi ketika roda depan kendaraan mengalami perubahan *toe* saat suspensi bergerak ke atas dan ke bawah. Keadaan tersebut berpotensi menyebabkan kemudi mobil tidak dalam kontrol pengemudi sehingga menghasilkan *handling* yang buruk. (Staniforth, 1999: 190).

2) *Roll Steer*

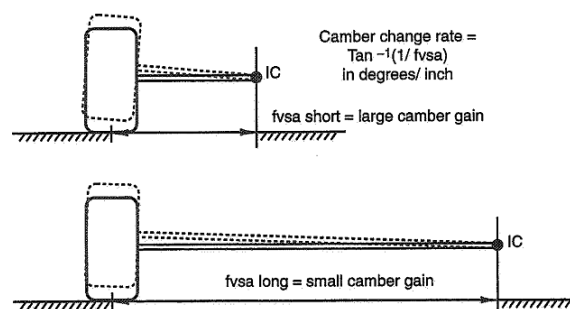
Roll steer juga merupakan efek kemudi yang dihasilkan melalui gerakan sistem suspensi. *Roll steer* merupakan aksi

kemudi yang liar yang disebabkan oleh perubahan *slip angle*, perubahan *camber*, perubahan *toe* dan perubahan inersia dari *unsprung mass* pada saat lateral akselerasi. Efek ini akan terjadi pada suspensi tipe *double wishbone* walaupun dapat dibatasi dengan mengurangi berat kendaraan, mengurangi tinggi titik berat kendaraan, mengurangi defleksi pada suspensi dan *chassis mounting* dan mengurangi *bump steer*. (Smith, 1978: 63).

3) *Camber Change Rate* dan *Roll Camber*

Camber change rate merupakan perubahan *camber* yang disebabkan oleh gerakan vertikal roda. *Camber change rate* dinyatakan dalam deg/mm yang diilustrasikan pada gambar 13. Sedangkan *roll camber* merupakan perubahan *camber* yang disebabkan oleh gerakan *rolling* kendaraan. *Roll camber* dinyatakan dalam deg/deg *roll* dan dapat dihitung dengan rumus 6. (Miliken, 1995: 615).

$$\text{Roll Camber} = \frac{\text{Wheel Camber Angle}}{\text{Chassis Roll Angle}} \quad (6)$$

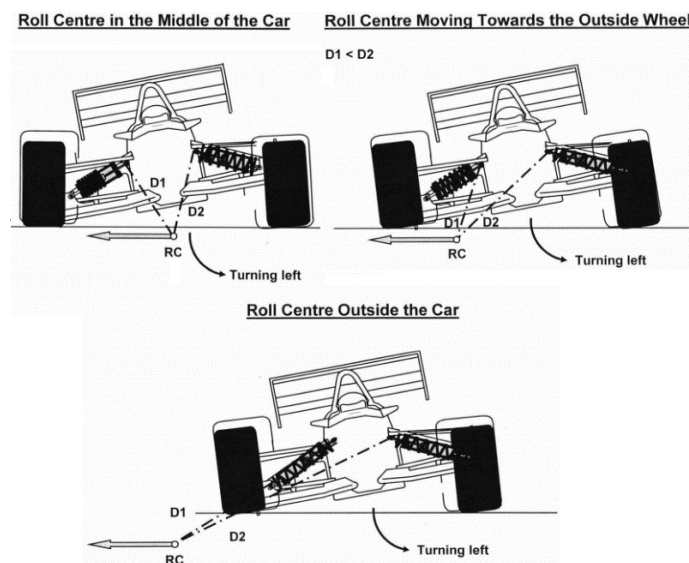


Gambar 13. *Camber Change* (Miliken, 1995: 615)

4) Pengaruh Letak dan Gerakan *Roll Center*

Berdasarkan rangkuman yang diperoleh dari Rouelle (2016) dan Scalabroni (2013), efek letak *roll center* adalah sebagai berikut:

- Letak *roll center* yang rendah akan menghasilkan lebih banyak *grip* terutama di tikungan panjang dan memelihara tapak ban dengan lebih baik. Tetapi letak *roll center* yang terlalu rendah juga akan mengakibatkan *rolling* yang berlebihan, mobil yang kurang responsif dan kurangnya *grip* saat pengereman.
- Letak *roll center* yang tinggi akan menghasilkan mobil yang lebih responsif terutama saat melintasi *chicanes* dan *grip* yang lebih baik saat mengerem, tetapi tapak ban cenderung lebih cepat habis. Selain itu semakin tinggi *roll center*, semakin besar *jacking force* yang terjadi.



Gambar 14. Gerakan *Roll Center* saat *Roll* (Rouelle, 2016)

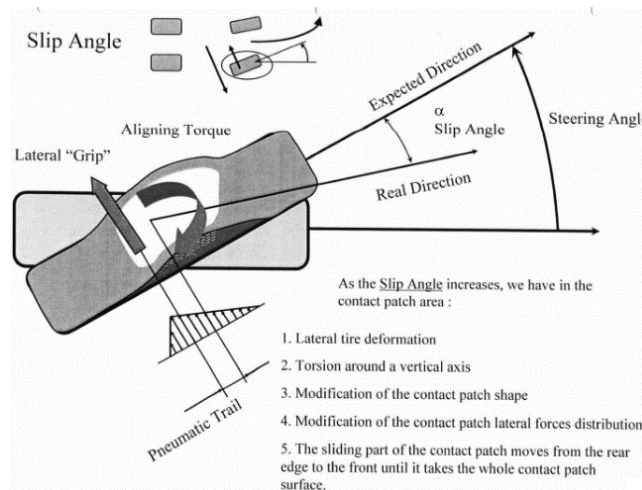
Berdasarkan gambar 14 (Rouelle, 2016: 93-95) menunjukkan bahwa pada saat mobil berbelok ke kiri akan terjadi kondisi sebagai berikut:

- Bila letak *roll center* berada di tengah mobil, maka *dampers* roda kanan akan mengalami kompresi sedangkan *dampers* roda kiri akan mengalami *rebound*.

- Bila letak *roll center* bergerak ke arah roda luar, maka *damper* roda kanan akan mengalami sedikit kompresi sedangkan *damper* roda kiri akan mengalami lebih banyak *rebound*.
- Bila letak *roll center* berada diluar roda luar, maka *damper* roda kiri dan kanan akan mengalami *rebound*.

5) *Slip Angle*

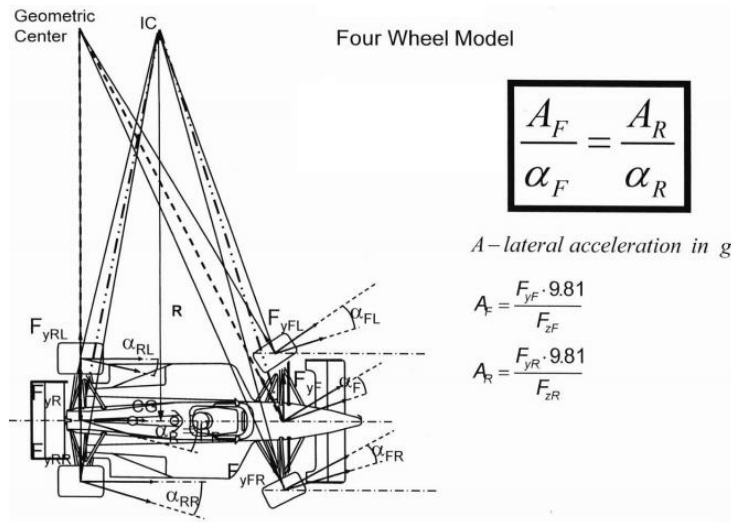
Slip Angle adalah sudut pergeseran yang terbentuk oleh arah garis kontak ban dan arah laju kendaraan. *Slip angle* sangat berpengaruh terhadap kemampuan ban saat kendaraan berbelok. Prinsip ini dideskripsikan pada gambar 15.



Gambar 15. Prinsip *Slip Angle* (Rouelle, 2016)

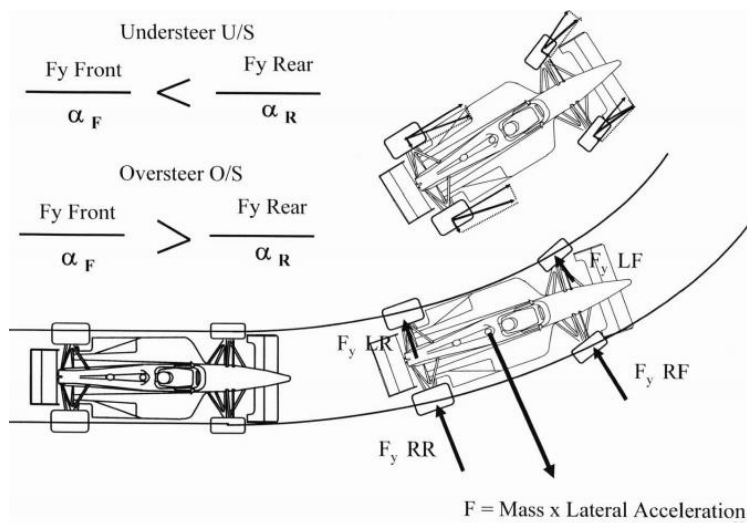
Semakin *slip angle* bertambah, *cornering force* juga akan semakin bertambah. Pada nilai *slip angle* tertentu ban akan menghasilkan *cornering force* maksimal, tetapi setelah itu bila *slip angle* bertambah lagi maka *cornering force* akan semakin berkurang dikarenakan ban mulai kehilangan traksinya. (Smith, 1978: 15).

6) *Oversteer*, *Understeer*, dan *Neutral Steer*



Gambar 16. Prinsip *Neutral Steer* (Rouelle, 2016)

Neutral steer terjadi bila *slip angle* roda depan dan belakang sama seperti pada gambar 16. *Understeer* terjadi ketika *slip angle* roda depan lebih besar dari pada roda belakang. *Oversteer* terjadi ketika *slip angle* roda belakang lebih besar dari pada roda depan. Prinsip *understeer* dan *oversteer* dapat dilihat pada gambar 17. (Smith, 1978: 118).



Gambar 17. Prinsip *Understeer* dan *Oversteer* (Rouelle, 2016)

2. Dasar Pemilihan Ban

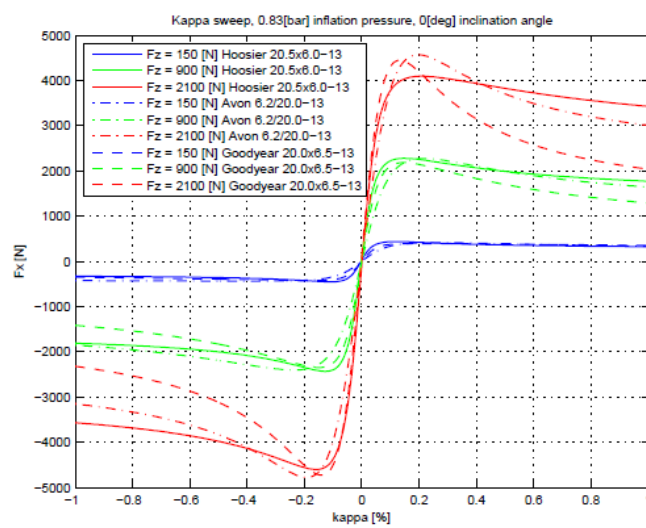
Pertimbangan pemilihan ban ditinjau dari perbandingan test data ban yang ada yaitu Hoosier 20.5x6.0-13 in, Avon 6.2/20.0-13 in, dan Goodyear 20.0x6.5-13 *inch*, hal ini dikarenakan test data ban Hoosier ukuran 18x6.0-10 *inch* tidak tersedia.

Test data ban ini diambil dari *master thesis* milik Lamers (2008) yang diperoleh dari *Tire Test Consortium* (TTC) milik *Miliken Research Association*. Selain itu pengujian ban dilakukan di *Calspan Tire Research Facility* di Buffalo USA dengan setiap ban diuji dengan kondisi yang sama sehingga dapat dipastikan hasil uji layak untuk dibandingkan.

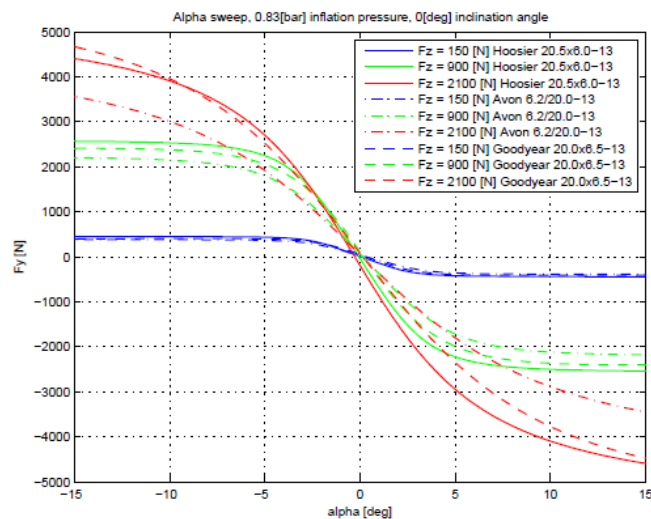
Performa pada kondisi longitudinal khususnya sangat penting saat akselerasi dan mengerem sedangkan performa pada kondisi lateral sangat penting saat berbelok. Berdasarkan data pada gambar 18 dapat dinyatakan beberapa pernyataan sebagai berikut:

- Ban Hoosier menghasilkan gaya longitudinal rata-rata yang lebih rendah sedikit dibanding ban Avon, tetapi setelah puncaknya grafiknya cenderung paling rata diantara ban lainnya. Sedangkan gaya lateral rata-rata yang dihasilkan ban Hoosier juga paling baik dibanding ban lainnya dan hanya kalah dengan ban Goodyear itupun terjadi pada beban di atas normal yaitu lebih dari 2000N.
- Ban Avon menghasilkan gaya longitudinal rata-rata paling besar, tetapi setelah mencapai puncaknya grafiknya akan turun lebih cepat dibanding ban Hoosier. Sedangkan gaya lateral rata-rata yang dihasilkan ban Avon paling rendah dibanding ban lainnya.

- Ban Goodyear menghasilkan gaya longitudinal rata-rata paling rendah tetapi setelah mencapai puncaknya grafiknya akan turun paling cepat dibanding ban lainnya. Sedangkan gaya lateral rata-rata yang dihasilkan ban Goodyear lebih rendah dibanding ban Hoosier tetapi menghasilkan gaya lateral paling tinggi pada beban di atas normal yaitu lebih dari 2000N.

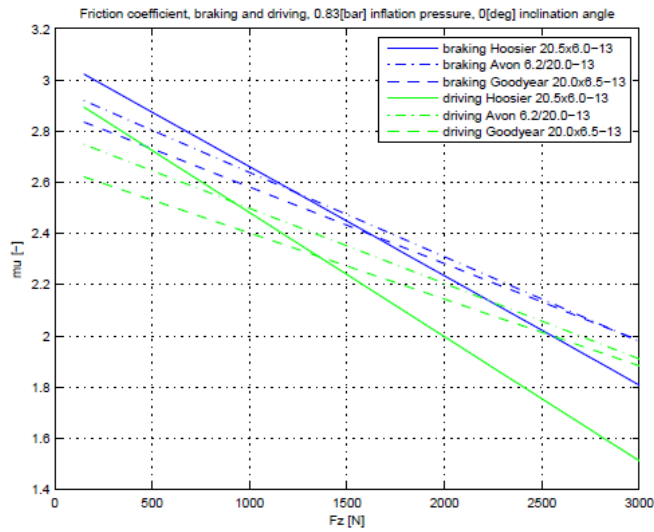


(a) Longitudinal force comparison

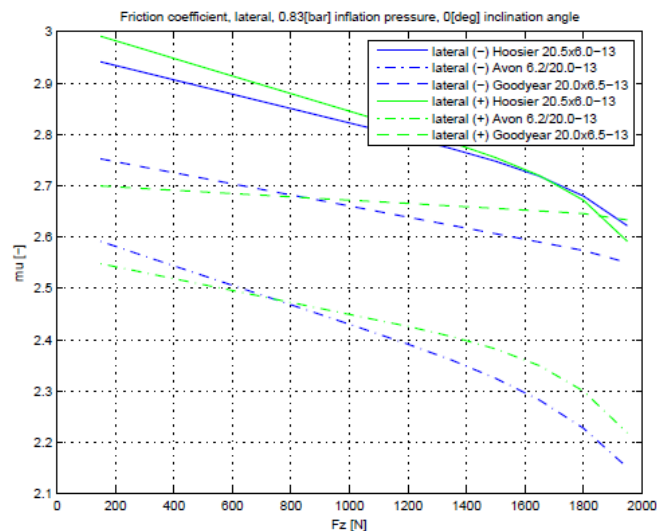


(b) Lateral force comparison

Gambar 18. Perbandingan Gaya Longitudinal dan Lateral (Lamers: 2008)



(a) Longitudinal friction coefficient

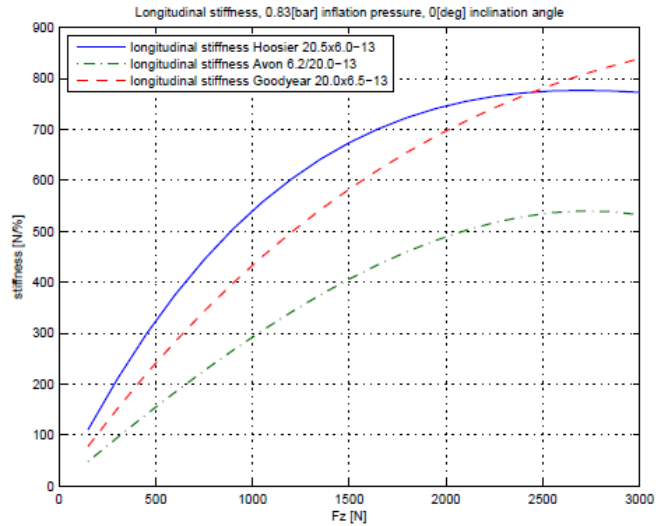


(b) Lateral friction coefficient

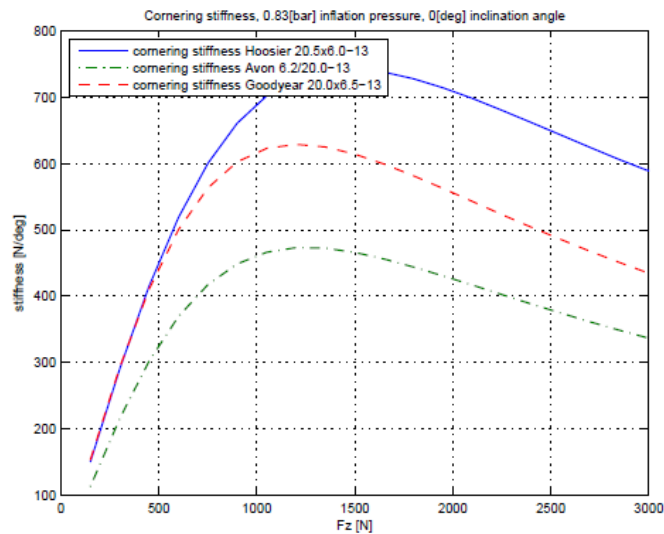
Gambar 19. Perbandingan Koefisien Gesek Ban (Lamers: 2008)

Berdasarkan data pada gambar 19 dapat dinyatakan bahwa ban Hoosier memiliki koefisien gesek paling rendah pada kondisi *driving* yang mana itu baik untuk akselerasi dan juga memiliki koefisien gesek yang cukup besar pada kondisi *braking* yang mana itu baik untuk pengereman. Koefisien gesek lateral ban Hoosier juga paling tinggi yang mana itu baik

untuk berbelok. Sedangkan untuk koefisien gesek longitudinal dan lateral ban Avon dan Goodyear lebih rendah daripada ban Hoosier.



(a) Longitudinal stiffness

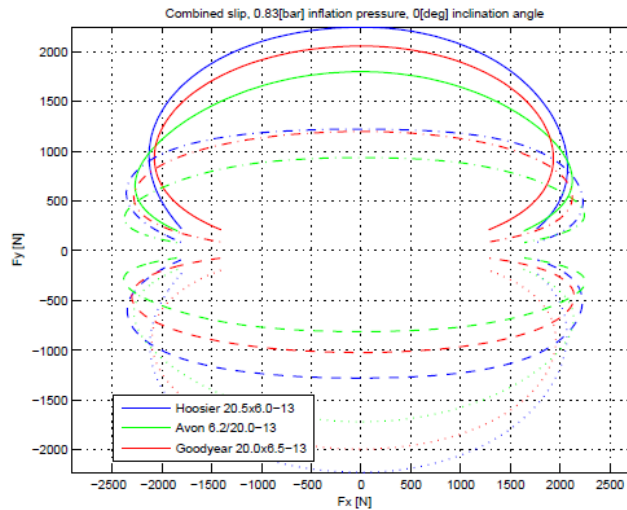


(b) Cornering stiffness

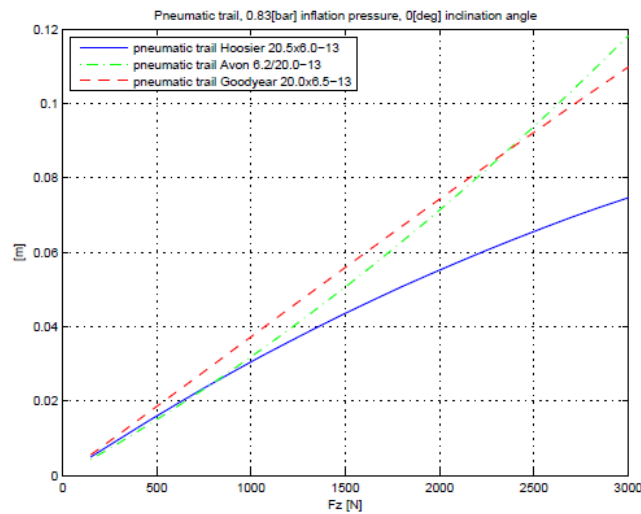
Gambar 20. Perbandingan Longitudinal dan Lateral *Stiffness* (Lamers: 2008)

Data pada gambar 20 menunjukkan bahwa longitudinal *stiffness* dan lateral *stiffness* ban Hoosier yang paling baik daripada ban Avon dan Goodyear. Bila ditinjau dari karakteristik lintasan *autocross* dan *endurance*

yang memiliki banyak tikungan dan *chicane* yang mana lateral *stiffness* akan sangat penting pada kemampuan berbelok.



(a) Estimation of the combined performance



(b) Pneumatic trail

Gambar 21. Perbandingan Kombinasi *Slip* dan *Pneumatic Trail* (Lamers: 2008)

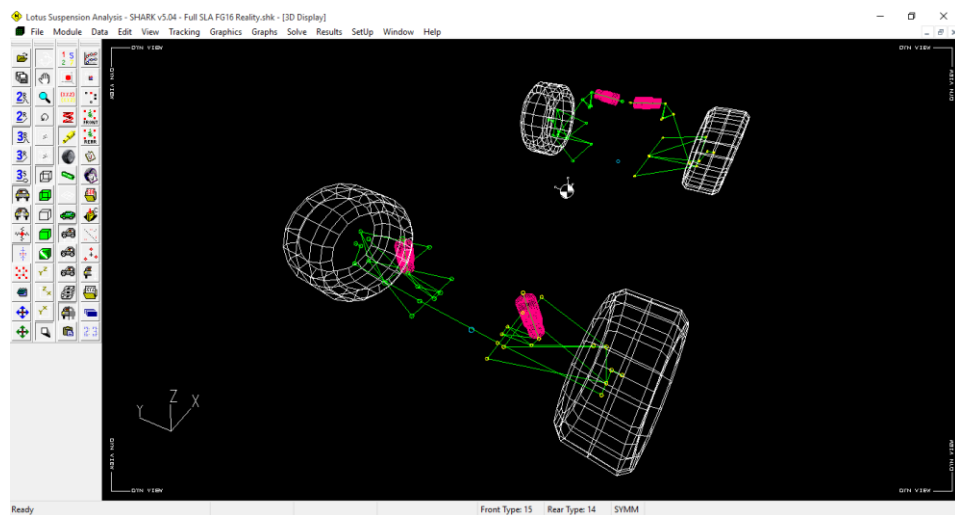
Ditinjau dari estimasi performa ban pada gambar 21 juga menunjukkan bahwa ban Hoosier yang paling baik dari ban lainnya. Selain

itu ban Hoosier juga memiliki *pneumatic trail* paling kecil yang mana itu bagus karena akan mengurangi *steering effort* bagi *driver*.

3. Lotus Suspension Analysis

Lotus Suspension Analysis (SLA) adalah sebuah alat untuk melakukan perancangan dan analisis geometri sistem suspensi untuk mencapai kinematika suspensi yang diinginkan. Hasil analisis berupa angka yang dapat ditampilkan dalam bentuk grafik misalnya sudut *camber*, sudut *toe*, dsb terhadap gerakan *bump*, *roll*, atau kemudi. Hasilnya akan langsung terlihat dan berubah sesuai dengan perubahan titik-titik suspensi.

LSA memiliki dua tampilan utama dan model analisis, 2D dan 3D, yang memungkinkan mengimpor data 2D menjadi 3D. Suspensi dapat disimulasikan pada kondisi *bump/rebound*, *roll*, *steered* dan kombinasi *bump* dan *steered* dengan model 3D seperti ditunjukkan pada gambar 22.



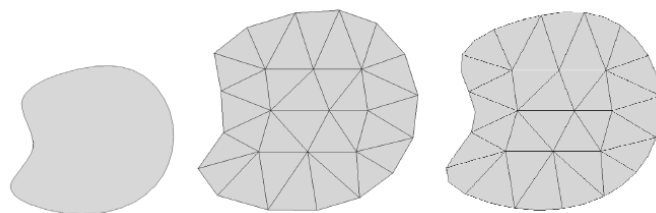
Gambar 22. Kinematik Model 3D Sistem Suspensi FG16

4. Finite Element Analysis pada Solidworks

Finite Element Method (FEM) dengan cepat berkembang sebagai alat analisis numerik paling bermanfaat bagi *engineer* dan ahli matematika.

Keuntungan utamanya adalah bahwa FEM bisa diaplikasikan pada bentuk yang tidak beraturan dalam setiap bilangan ukuran. Bentuk dapat dibuat dari berapapun bilangan material. Sifat material bisa tidak homogen tergantung pada lokasinya dan atau *anisotropic* tergantung pada arahnya. FEM menyediakan sebuah standar proses untuk mengkonversi pengaturan prinsip energi atau mengatur persamaan diferensial ke dalam sistem persamaan matriks untuk memecahkan sebuah solusi. Untuk masalah yang linier, solusinya bisa sangat akurat dan dengan cepat dapat diperoleh. FEM juga memberikan tampilan warna yang menarik atau grafik dari solusi, dan informasi yang berhubungan.

FEM diaplikasikan pada bidang analisis khusus seperti *stress analysis*, *thermal analysis*, atau *vibration analysis* yang mana semua itu sering disebut sebagai *finite element analysis* (FEA). FEA juga bisa menerima masukan data dari perangkat lain seperti sistem analisis gerakan kinetik dan *computational fluid dynamic* (CFD). Konsep dasar FEM adalah mengganti setiap bentuk yang rumit dengan merubahnya ke dalam bentuk yang simple seperti segitiga-segitiga kecil yang dikombinasikan dengan tepat sesuai dengan benda aslinya. Seperti pada gambar 23, prinsipnya adalah dengan membagi area ke dalam segitiga-segitiga kecil yang tertutup atau menutup bentuknya dengan sebuah *mesh* dan kemudian menjumlahkan area dari masing masing segitiga tersebut.



Gambar 23. Area Mesh Linier dan *Quadratic Triangle* (Akin, 2009: 2)

5. Faktor Keamanan (*Safety Factor*)

Faktor keamanan merupakan angka yang digunakan untuk menjamin keamanan dari mesin atau komponen yang dirancang. Angka keamanan pada suatu konstruksi mesin berbeda-beda. Tergantung jenis beban yang bekerja dan kondisi lingkungan letak komponen tersebut. Konstruksi yang mendapatkan beban dinamis dan menghentak-hentak mempunyai angka keamanan yang lebih besar dari pada konstruksi yang mendapat beban statis saja. Berikut ini teori *factor of safety* yang di utarakan oleh Ullman (2010: 403 dan 405).

$$FS = \frac{S_{al}}{\sigma_{ap}} \quad (7)$$

FS = *Factor of Safety*

S_{al} = Tegangan izin

σ_{ap} = Tegangan kerja

$$FS = FS_{material} \times FS_{stress} \times FS_{geometry} \times FS_{failure} \times FS_{reliability} \quad (8)$$

- *FS material*
 - *FS material* = 1,0; untuk material yang diketahui dengan baik dan sudah teruji.
 - *FS material* = 1,1; untuk material yang diketahui spesifikasinya.
 - *FS material* = 1,2-1,4; untuk material yang diketahui namun tidak datanya valid.
- *FS stress*
 - *FS stress* = 1,0-1,1; untuk beban statis atau dinamik dengan metode *stress analysis* yang akurat.

- FS *stress* = 1,2-1,3; untuk beban statis atau dinamik dengan metode *stress* analisis dengan akurasi kurang dari 50%.
- FS *stress* = 1,4-1,7; untuk beban yang diketahui dengan metode *stress* analisis yang ragu-ragu atau tidak pasti.
- FS *geometri*
 - FS *geometri* = 1,0; jika pengerjaannya dimanufaktur ber toleransi kecil.
 - FS *geometri* = 1,0; jika pengerjaannya dimanufaktur ber toleransi medium.
 - FS*geometri* = 1,1-1,2; jika pengerjaannya dimanufaktur ber toleransi besar.
- FS *failure*
 - FS *failure* = 1,0-1,1; jika analisis menggunakan teori yang mempunyai akurasi tinggi.
 - FS *failure* = 1,2; jika analisis menggunakan teori yang mempunyai akurasi tidak begitu tinggi.
 - FS *failure* = 1,3-1,5; jika analisis menggunakan teori yang dipakai belum begitu terpercaya.
- FS *reliability*
 - FS *reliability* = 1,1; jika reliabilitas *part* yang dibutuhkan terlalu tinggi atau kurang dari 90%.
 - FS *reliability* = 1,2-1,3; jika reliabilitas *part* yang dibutuhkan antara 92-98%.
 - FS *reliability* = 1,4-1,6; jika reliabilitas *part* yang dibutuhkan sangat tinggi atau lebih dari 99%.

B. Kajian Penelitian yang Relevan

Berikut penelitian relevan yang memperkuat kajian teori yang telah dipaparkan:

1. Penelitian yang dilakukan oleh W. Lamers pada tahun 2008 dengan judul "*Development and Analysis of a Multi-link Suspension for Racing Applications*" yang di dalam hasil penelitiannya adalah sebagai berikut:
 - a. Hasil penelitian menunjukkan bahwa ban memegang peran krusial di dalam dinamika kendaraan, oleh karena itu test data ban dapat dipakai untuk memilih ban yang memiliki karakteristik paling baik untuk mengembangkan kinematika suspensi kendaraan.
 - b. Merendahkan *center of gravity* mobil dapat memperbaiki performa kendaraan slema berbelok dan mengerem.
2. Penelitian yang dilakukan oleh U lee dan C Han pada tahun 2001 dengan judul "*A Suspension System with a Variable Roll Center for Improve of vehicle Handling Characteristics*" menunjukkan bahwa dengan mengatur dan mengurangi perpindahan *roll center* dapat memperbaiki karakteristik *handling* seperti *roll angle*, *lateral acceleration*, dan *yaw rate*.

C. Kerangka Pikir

Sistem suspensi merupakan salah satu sistem yang sangat penting dalam menentukan performa *handling* kendaraan. Tugas sistem suspensi adalah untuk menghasilkan *grip* yang optimal dan akselerasi maksimal di setiap posisi pada lintasan dalam arah yang tepat. Oleh karena itu berdasarkan kajian teori yang telah dipaparkan dapat disimpulkan bahwa sistem suspensi pada mobil balap harus mendekati kriteria sebagai berikut:

1. Berat sistem suspensi harus memiliki berat yang ringan dengan *center of gravity* yang rendah.
2. *Wheelbase* dan *track width* harus dirancang sesuai dengan kebutuhan lintasan balap.
3. Geometri suspensi harus dapat menghasilkan stabilitas pada saat kendaraan melaju lurus dan melaju di tikungan atau berbelok.
4. Kinematika suspensi harus mampu menghasilkan karakteristik *handling* yang baik saat saat akselerasi, manuver, dan mengerem.
5. Geometri kemudi harus mampu menghasilkan *slip angle* yang sama pada setiap roda pada saat berbelok.
6. Komponen sistem suspensi harus memiliki ketahanan yang baik saat bekerja di setiap kondisi *driving*.

D. Pertanyaan Penelitian

Berdasarkan kerangka pikir yang telah dipaparkan, maka timbul pertanyaan-pertanyaan sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan sistem suspensi mobil FG16 supaya memiliki berat yang lebih ringan dan mempunyai respon transisi yang lebih cepat daripada mobil F15?
2. Bagaimana analisis kinematika suspensi supaya menghasilkan kemampuan manuver yang lebih baik daripada mobil F15 dan mengurangi terjadinya *understeer*?
3. Bagaimana simulasi *finite element analysis* sistem suspensi mobil FG16 untuk memastikan komponen suspensi tetap aman dan dapat diandalkan pada setiap kondisi *driving*?

BAB III

METODE PENELITIAN

A. Model Pengembangan

Model pengembangan yang digunakan untuk merancang sistem suspensi mobil Formula Garuda 16 (FG16) adalah model *engineering design process*. *Engineering design process* merupakan model yang dipakai oleh *engineer* dalam rangka membuat suatu produk berdasarkan pada ilmu dasar, matematika, fisika, serta ilmu permesinan. Unsur-unsur dalam *engineering design process* meliputi menentukan keputusan terhadap sasaran yang hendak dicapai, perpaduan, konstruksi, analisis, pengujian, dan evaluasi.

Berdasarkan Norton (1999: 7) *engineering design* merupakan rangkaian kegiatan iteratif yang mengaplikasikan berbagai teknik dan prinsip-prinsip ilmiah yang bertujuan untuk mendefinisikan peralatan, proses, atau sistem secara detail sehingga dapat direalisasikan. Dalam bukunya yang berjudul "*Design of Machinery: An Introduction to The Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*", Norton memaparkan tahapan *engineering design* meliputi gagasan, identifikasi kebutuhan, latar belakang penelitian, target rancangan, spesifikasi performa, analisis, seleksi, detail rancangan, pengujian, dan yang terakhir adalah produksi. Oleh karena itu model *engineering design process* sangat cocok digunakan pada perancangan pengembangan produk.

B. Prosedur Pengembangan

Berdasarkan model pengembangan yang telah dipaparkan, maka prosedur perancangan sistem suspensi mobil FG16 sebagai berikut:

1. Analisis Kebutuhan

Sistem suspensi mobil FG16 dirancang sesuai dengan analisis kebutuhan sebagai berikut:

a. Kebutuhan Regulasi *Chassis* FSAE 2016

1) *Wheelbase*

Mobil harus memiliki *wheelbase* minimal 1525 mm atau lebih. *Wheelbase* diukur dari titik tengah roda depan dan roda belakang ditarik garis lurus.

2) *Vehicle Track*

Track terkecil kendaraan bagian depan dan belakang tidak boleh lebih dari 75% dari *track* terlebar.

3) *Suspension*

Mobil harus dilengkapi sistem suspensi dengan *shock absorber* depan dan belakang. *Wheel travel* minimal 50,8 mm atau lebih atau memiliki 25,4 mm *jounce* dan 25,4 mm *rebound* pada kondisi *driver* berada di dalam mobil. Juri akan mendiskualifikasi mobil yang menghadirkan operasional sistem suspensi yang tidak sesuai dengan ketentuan atau tidak pantas untuk melaju di lintasan *autocross*. Seluruh titik *mounting* suspensi harus terlihat saat *technical inspection* atau harus bisa dilihat secara langsung dengan membuka tutupnya.

4) *Ground Clearance*

Ground clearance harus secukupnya mencegah bagian mobil menyentuh tanah selama mengikuti *dynamic event*. Jika

terdapat kontak terhadap tanah pada bagian mobil kecuali ban, maka mobil akan diberi sanksi.

5) *Wheels*

Roda mobil harus berdiameter 203,2 mm atau lebih. Semua sistem *mounting* roda yang menggunakan mur tunggal harus menggunakan penahan mur sehingga mur tidak lepas saat *event* berlangsung. Sebuah mur ganda atau *jam nut* tidak diperbolehkan digunakan pada bagian ini.

Standar baut roda telah dipertimbangkan oleh *engineering fasteners* dan apapun modifikasi akan diperiksa selama inspeksi teknis. Tim yang menggunakan modifikasi baut roda atau *custom design* dipersyaratkan memberikan bukti kelayakan nyata bahwa desainnya sesuai dengan desain yang telah ditentukan. Mur aluminium boleh dipakai, tetapi harus melalui tahap *anodize* dan dalam kondisi yang asli.

6) *Tires*

Mobil harus memiliki 2 tipe ban seperti berikut:

a) Ban Kering

Ban pada mobil yang harus di tampilkan pada inspeksi teknis yaitu ban kering. Ban kering boleh menggunakan tipe dan ukuran apapun. Ban yang digunakan boleh *slicks* atau beralur.

b) Ban basah

- Ban basah boleh memakai ukuran dan tipe apapun dengan *tread* biasa maupun beralur.

- Alur ban dibuat dalam pabrik pembuat ban, apapun alur yang dipotong harus memiliki dokumentasi nyata sesuai dengan aturan yang telah diterapkan.
- Kedalaman *tread* yang diperbolehkan minimal 2,4 mm.

Catatan: Potongan tangan, mengalur dan memodifikasi ban sendiri oleh tim dilarang keras.

Dalam setiap set ban, ukuran atau *compound* ban, ukuran atau tipe roda tidak boleh diganti setelah penjurian statis dimulai. Penghangat roda juga tidak diperbolehkan. Tidak boleh ada traksi yang diberikan pada ban setelah penjurian dimulai atau pada saat di sisi lain kompetisi.

b. Kebutuhan Kompetisi *Student Formula Japan 2016*

Kompetisi *Student Formula Japan 2016* digolongkan dalam dua *event* yaitu *static event* dan *dynamic event*. *Static event* merupakan tahap pemeriksaan dan presentasi mobil sebelum mobil dinilai layak untuk berpartisipasi dalam *dynamic event*. Tahap pemeriksaan disebut sebagai *technical inspection*. Lolos *technical inspection* merupakan syarat untuk dapat berpartisipasi dalam *dynamic event*. *Dynamic event* merupakan ajang bagi mobil menunjukkan performanya di lintasan *acceleration*, *skidpad*, *autocross*, dan *endurance*. Perancangan sistem suspensi ditujukan untuk menyelesaikan tantangan dalam *dynamic event* dengan berusaha mencatatkan waktu tercepat pada setiap kategori. Berikut penjelasan mengenai *dynamic event* berdasarkan FSAE *rules 2016*:

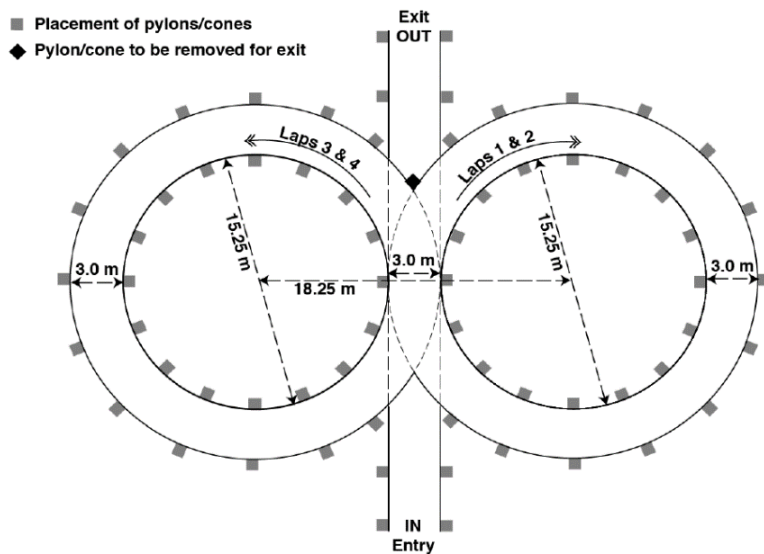
1) *Acceleration Event*

Pada *acceleration event* mobil akan ditempatkan 0,3 meter dibelakang garis *start* yang kemudian dipacu pada lintasan lurus sepanjang 75 meter, waktu akan mulai dihitung setelah mobil melintasi garis *start*. Waktu yang akan diambil untuk perhitungan perolehan *point* adalah waktu tercepat. Dalam *event* ini desain suspensi memiliki peran yang tidak begitu banyak, tetapi tetap tidak bisa diabaikan karena persentasi *anti-squat* dan *anti-lift* tetap dipertimbangkan.

2) *Skid-Pad Event*

Skid-pad event memiliki *layout* lintasan dengan 2 lingkaran yang masing-masing berdiameter 15,25 meter dan jarak pusat lingkarannya adalah 18,25 meter dengan lebar lintasan 3 meter seperti pada gambar 24. Mula-mula mobil akan memasuki lintasan secara tegak lurus dari *entry way* dan menyelesaikan lap 1 dan 2 di lingkaran kanan setelahnya berpindah ke lingkaran kiri untuk menyelesaikan lap 3 dan 4 kemudian mobil keluar lintasan melalui *exit way*. Waktu yang akan diambil untuk perhitungan perolehan *point* adalah waktu tercepat.

Tujuan dari *event* ini adalah untuk mengukur kemampuan berbelok mobil pada lintasan rata dengan *radius* belok konstan. Desain suspensi dan geometri kemudi akan sangat berpengaruh banyak dalam menentukan performa mobil di lintasan ini.



Gambar 24. FSAE *Skidpad Layout* (Anonim, 2016: 164)

3) *Autocross Event*

Autocross event memiliki *layout* lintasan yang dibuat untuk menjaga kecepatan dari kecepatan tinggi yang membahayakan, rata-rata kecepatan pada lintasan ini diantara 40 km/jam sampai 48 km/jam. Secara khusus *layout* lintasannya adalah sebagai berikut:

- *Track* Lurus – Tidak lebih dari 60 meter dengan tikungan tajam pada kedua ujung tidak lebih dari 45 meter dengan tikungan lebar pada akhir belokan.
- Tikungan Konstan – Mempunyai diameter dalam 23 meter sampai 45 meter.
- Tikungan Tajam – Memiliki diameter luar minimal 9 meter.
- *Slalom* – Terdapat *cones* pada garis lurus dengan jarak setiap *cones* 7,62 meter sampai 12,19 meter.
- *Miscellaneous* – *Chicanes*, tikungan ganda, mengurangi radius belok, dll. Memiliki lebar *track* minimal 3,5 meter.

- *Track* Panjang – Sekitar 0,805 km.

Waktu yang akan diambil untuk perhitungan perolehan *point* adalah waktu tercepat. Tujuan dari *autocross event* adalah untuk menilai kemampuan manuver dan *handling* pada *track* yang sempit. Lintasan *autocross* akan menuntut mobil mengombinasikan kemampuan akselerasi, pengereman, dan berbelok. Lintasan *autocross* dapat dilihat pada lampiran 9 halaman 132.

4) *Endurance and Efficiency Event*

Endurance and Efficiency Event bertujuan untuk menilai performa dan mengukur daya tahan mobil. Selain mengukur daya tahan mobil pada *event* ini efisiensi bahan bakar juga dinilai selama *endurance event*. Dalam *event* ini diharuskan mobil mampu menempuh jarak 22 km dalam 20 lap dan selama itu tim tidak diperbolehkan melakukan pekerjaan pada mobil. *Layout* lintasan *endurance* pada dasarnya sama dengan *layout* lintasan *autocross*, yaitu sebagai berikut:

- *Track* Lurus – Tidak lebih dari 77 meter dengan tikungan tajam pada kedua ujung tidak lebih dari 61 meter dengan tikungan lebar pada akhir belokan.
- Tikungan Konstan – Mempunyai diameter dalam 30 meter sampai 54 meter.
- Tikungan Tajam – Memiliki diameter luar minimal 9 meter.
- *Slalom* – Terdapat *cones* pada garis lurus dengan jarak setiap *cones* 9 meter sampai 15 meter.

- *Miscellaneous – Chicanes*, tikungan ganda, mengurangi radius belok, dll. Memiliki lebar *track* minimal 4,5 meter.

Pada *autocross event* dan *endurance event* desain suspensi dan geometri kemudi adalah sistem yang paling berperan penting. Rancangan suspensi yang dapat bekerja dengan baik dapat membantu *driver* mengeluarkan kemampuan optimal untuk mencatatkan waktu tercepatnya.

c. Analisis Data Pesaing

1) Peringkat 10 Besar *Acceleration Event* di SFJ 2015

Data tabel 2 menunjukkan bahwa tim peringkat 10 besar akselerasi memiliki rata-rata *wheelbase* 1620 mm dan rata-rata berat mobil 234,5 kg dengan rata-rata waktu tercepat sekitar 4,349 detik.

Tabel 2. Data Peringkat 10 Besar *Acceleration*

Rank.	No. Mobil	Berat Mobil (kg)	Wheel base (mm)	Front Track (mm)	Rear Track (mm)	Best Time (detik)
1	81	165	1550	1180	1150	4,190
2	9	255	1650	1200	1200	4,271
3	70	255	1550	1200	1180	4,315
4	1	245	1550	1250	1200	4,356
5	4	255	1700	1210	1180	4,363
6	37	239	1600	1200	1200	4,370
7	8	205	1750	1270	1270	4,377
8	34	236	1550	1200	1200	4,407
9	33	250	1600	1200	1200	4,412
10	20	240	1700	1260	1240	4,432
Rata-rata		234,5	1620	1217	1202	4,3493

2) Data Peringkat 10 Besar *Skidpad Event* di SFJ 2015

Data tabel 3 menunjukkan bahwa tim peringkat 10 besar *skidpad* memiliki rata-rata *track width* yang 1214,7 mm dan

rata-rata berat mobil 211,6 kg dengan rata-rata waktu tercepat sekitar 5,171 detik.

Tabel 3. Data Peringkat 10 Besar *Skidpad*

Rank.	No. Mobil	Berat Mobil (kg)	Wheel base (mm)	Front Track (mm)	Rear Track (mm)	Best Time (detik)
1	81	165	1550	1180	1150	5,033
2	5	170	1750	1180	1180	5,055
3	2	185	1730	1300	1300	5,142
4	1	245	1550	1250	1200	5,153
5	7	185	1620	1200	1200	5,163
6	16	210	1590	1250	1200	5,199
7	3	240	1625	1250	1250	5,208
8	21	206	1620	1220	1184	5,217
9	10	255	1620	1200	1200	5,263
10	9	255	1650	1200	1200	5,282
Rata-rata		211,6	1630,5	1223	1206,4	5,171

3) Data Peringkat 10 Besar *Endurance* di SFJ 2015

Data tabel 4 menunjukkan bahwa tim peringkat 10 besar *endurance* memiliki rata-rata *track width* 1211,5 mm, rata-rata *wheelbase* 1642 mm, dan rata-rata berat mobil 220 kg dengan rata-rata waktu tercepat sekitar 1338,863 detik.

Tabel 4. Data Peringkat 10 Besar *Endurance*

Rank.	No. Mobil	Berat Mobil (kg)	Wheel base (mm)	Front Track (mm)	Rear Track (mm)	Best Time (detik)
1	81	165	1550	1180	1150	1250,227
2	7	185	1620	1200	1200	1305,269
3	4	225	1700	1210	1180	1311,231
4	9	255	1650	1200	1200	1320,278
5	5	170	1750	1180	1180	1300,727
6	10	255	1620	1200	1200	1355,927
7	14	240	1550	1250	1200	1362,541
8	8	205	1750	1270	1270	1351,447
9	24	200	1600	1250	1250	1405,578
10	30	300	1630	1230	1230	1425,409
Rata-rata		220	1642	1217	1206	1338,863

4) Data Pemakaian Ban oleh Tim 10 Besar *Overall*

Berdasarkan data table 5 menunjukkan bahwa sebagian besar tim FSAE memilih untuk menggunakan ban hoosier R25B atau LC0 dengan velg berdiameter 10 *inch* dan 13 *inch*.

Tabel 5. Ban yang Digunakan oleh Tim 10 Besar *Overall*

Rank.	No. Mobil	Tire
1	81	Hoosier 18x6.0-10 LC0
2	5	Hoosier 18x6.0-10
3	7	Hoosier 18x6.0-10 R25B
4	3	Hoosier 20.5x7.0-13
5	16	Hoosier 18x7.5-10 R25B
6	9	Hoosier 20.5x7.0-13
7	4	Hoosier 20.5x7.0-13 R25B
8	28	Hoosier 20.5x7.0-13 R25B
9	22	Hoosier 19.5x6.5-10
10	14	Hoosier 20.5x7.0-13 R25B

d. Analisis Kelemahan Mobil F15

- 1) Bobot mobil F15 terlalu berat yaitu 244 kg dengan bagian *unsprung mass* yaitu 60,5 kg.
- 2) Mobil F15 mengalami *understeer* saat berbelok.
- 3) Mobil F15 mengalami *squat* atau jongkok pada saat akselerasi dan terasa limbung saat berbelok.
- 4) Mobil F15 memiliki respon transisi yang lambat yang mengakibatkan kemampuan manuvernya rendah.
- 5) Mobil F15 mengalami keausan ban depan bagian dalam lebih besar setelah mobil menyelesaikan *endurance*.

2. Desain

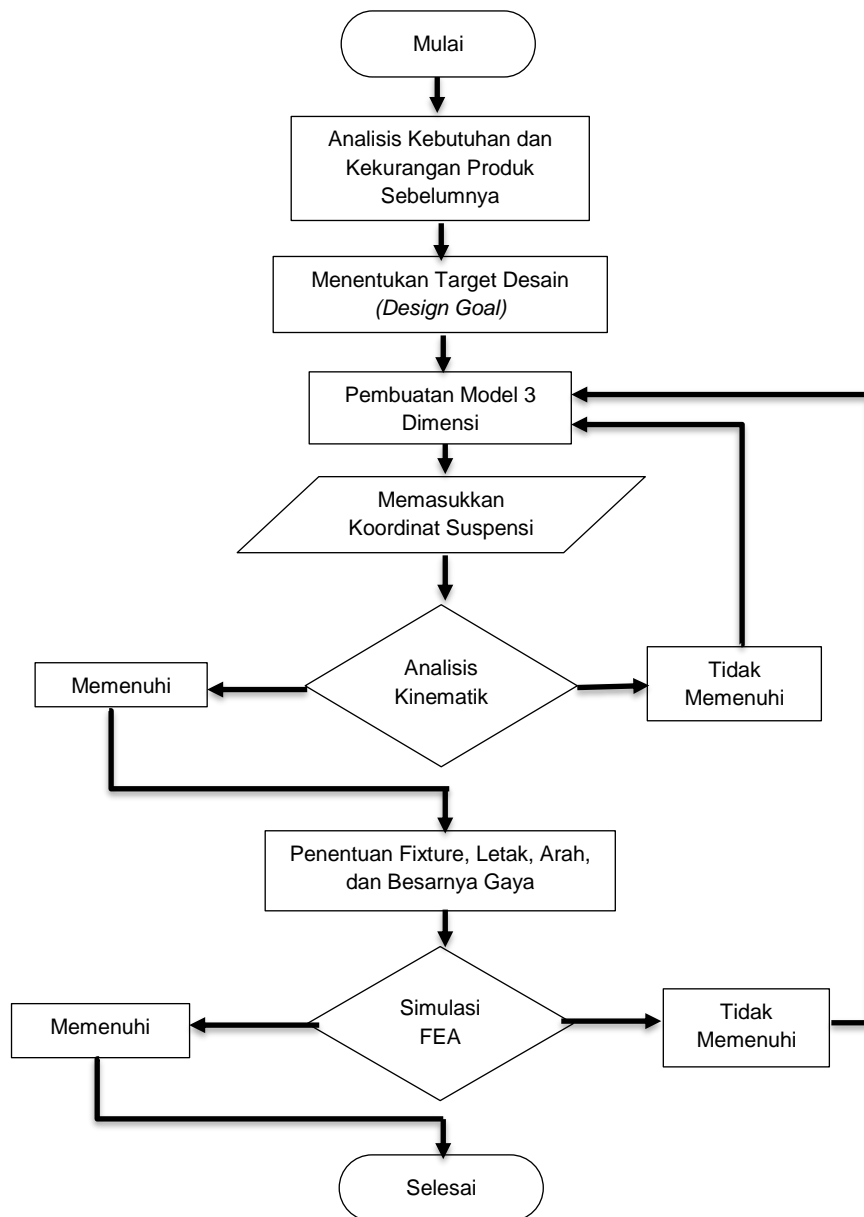
Berdasarkan analisis kebutuhan dan teori dinamika kendaraan yang telah diuraikan pada bab 2, maka desain sistem suspensi mobil FG16 dirancang untuk memenuhi target sebagai berikut:

- *Wheelbase* tidak lebih dari 1620 mm
- *Track width* tidak lebih dari 1200 mm
- *Caster* sekitar 3° - 4°
- *Kingpin inclination* sekitar 10° dan *scrub radius* 5-15 mm
- *Travel* suspensi depan dan belakang minimal memiliki *jounce* 25,4 mm dan *rebound* 25,4 mm
- *Ride frequency* depan dan belakang 3,0-5,0 Hz
- *Motion ratio* suspensi depan dan belakang mendekati 1:1 atau maksimal 1,12:1
- *Roll Gradient* 0,4-1,0 deg/g
- *Roll camber* roda depan 0,5-0,7 deg/deg
- *Roll camber* roda belakang 0,5-0,8 deg/deg
- *Bump steer* maksimal 0,015 degree/mm atau nol
- Tinggi *roll center* depan 30-40 mm di atas permukaan tanah
- Tinggi *roll center* belakang 40-50 mm di atas permukaan tanah
- Persentasi *Ackerman* maksimal 25% atau mendekati paralel
- Radius belok minimal 3,5 meter atau lebih kecil
- Faktor keamanan komponen sistem suspensi minimal 1,2 atau lebih
- Berat keseluruhan sistem suspensi mobil FG16 maksimal 50 kg

Target desain yang telah dipaparkan bertujuan untuk menghasilkan kemampuan manuver yang lebih baik, meminimalisir terjadinya *understeer*, dan memperingan berat mobil FG16.

3. Implementasi

Pelaksanaan perancangan sistem suspensi mobil FG16 dilakukan melalui tahapan sebagai berikut:



Gambar 25. Skema Diagram Penelitian

4. Evaluasi

Data yang diperoleh dari analisis geometri suspensi menggunakan *Lotus Shark Suspension Analysis* akan berupa gambar, angka, dan grafik perubahan geometri saat kondisi *bump*, *droop*, dan *roll*. Sedangkan data hasil dari *Finite Element Analysis* (FEA) akan berupa gambar kontur

stress, strain, deformation dan faktor keamanan material dari komponen suspensi.

Data yang diperoleh dari kedua pengujian itu kemudian akan dibandingkan dengan target yang telah ditentukan untuk memutuskan bahwa desain sistem suspensi layak dan dapat diandalkan atau tidak. Bila hasil analisis layak atau sesuai dengan target, maka desain sistem suspensi sukses dan akan dilanjutkan pada proses selanjutnya yaitu persiapan manufaktur dan kemudian dilanjutkan proses pembuatan. Tetapi bila hasil penelitian tidak layak atau tidak sesuai dengan target, maka desain sistem suspensi akan diperbaiki dan dilakukan pengujian ulang.

C. Objek Penelitian

Objek penelitian ini adalah desain sistem suspensi mobil FG16. Obyek penelitian ini selanjutnya akan diproduksi dan diaplikasikan pada mobil FG16 untuk mengikuti *Student Formula Japan* tahun 2016.

D. Metode dan Alat Pengumpulan Data

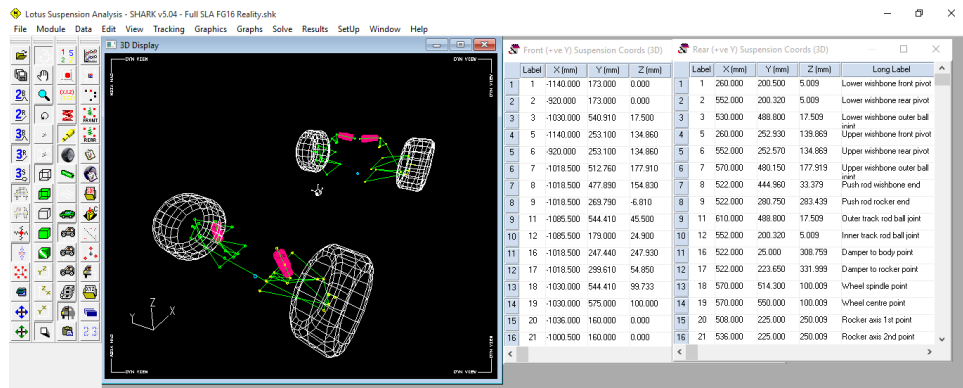
Alat pengambilan data yang digunakan pada penelitian ini adalah laptop dengan spesifikasi *processor Intel Core i3, VGA Card Nvidia Geforce 610M, dan RAM 6GB*. Metode analisis kinematika suspensi dilakukan dengan perangkat lunak *Lotus Suspension Analysis*. Data kinematika suspensi berupa angka dan grafik pada kondisi *bump, roll, dan steered*. Lisensi *Lotus Suspension Analysis* dapat dilihat pada lampiran 1 halaman 113. Sedangkan pengujian kekuatan komponen sistem suspensi dilakukan

dengan metode *Finite Element Analysis* (FEA) yang terdapat pada perangkat lunak *Solidworks*. Data simulasi FEA berupa gambar kontur *stress* dan nilai faktor keamanan komponen sistem suspensi pada kondisi *driving* yang meliputi kondisi *bump*, kondisi pengereman, kondisi akselerasi, dan kondisi berbelok. Lisensi *Solidworks* 2016 dapat dilihat pada lampiran 2 halaman 115.

E. Teknik Analisis Data

1. Teknik Analisis Data Kinematika Suspensi

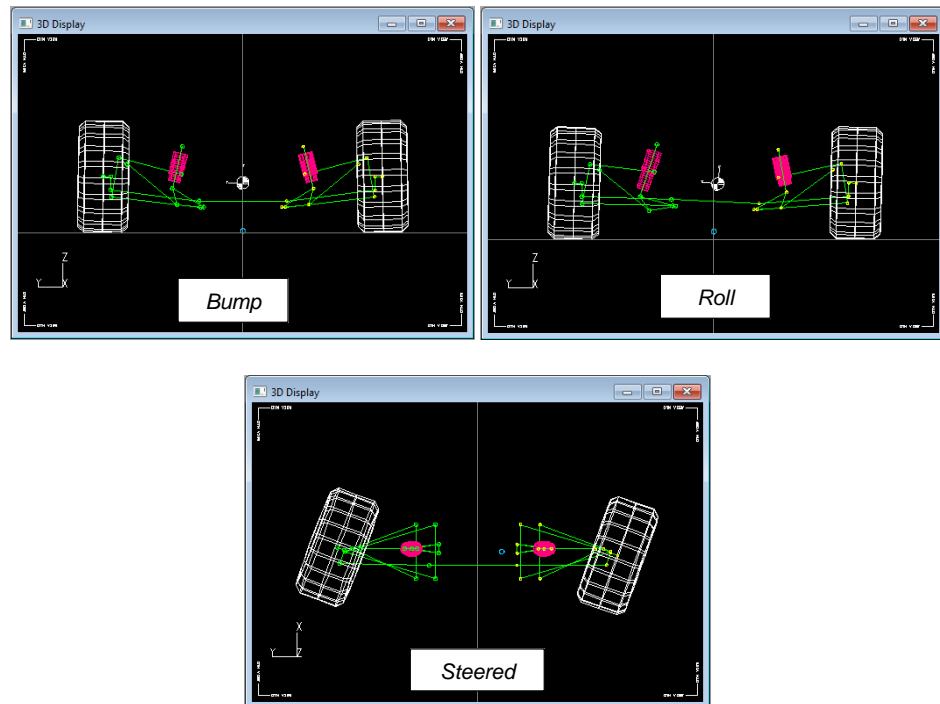
Analisis data kinematika sistem suspensi mobil FG16 dilakukan dengan cara menentukan *layout* model sistem suspensi mobil FG16. Setelah itu, memasukkan koordinat titik-titik geometri dari model 3 dimensi sistem suspensi mobil FG16 di *Solidworks* ke dalam perangkat lunak *Lotus Suspension Analysis* (LSA) seperti pada gambar 26.



Gambar 26. Koordinat Sistem Suspensi Mobil FG16 pada LSA

Koordinat geometri suspensi yang telah dimasukkan ke dalam *Lotus Suspension Analysis* kemudian akan membentuk sebuah *layout* geometri sistem suspensi mobil FG16 sesuai dengan desain 3 dimensi yang telah dibuat di *Solidworks*. Setelah itu, barulah kemudian dilakukan

analisis kinematika suspensi pada kondisi *bump*, *roll*, dan *steered* seperti pada gambar 27. Selanjutnya data akan muncul dalam bentuk angka dan grafik.



Gambar 27. Kondisi Analisis pada *Lotus Suspension Analysis*

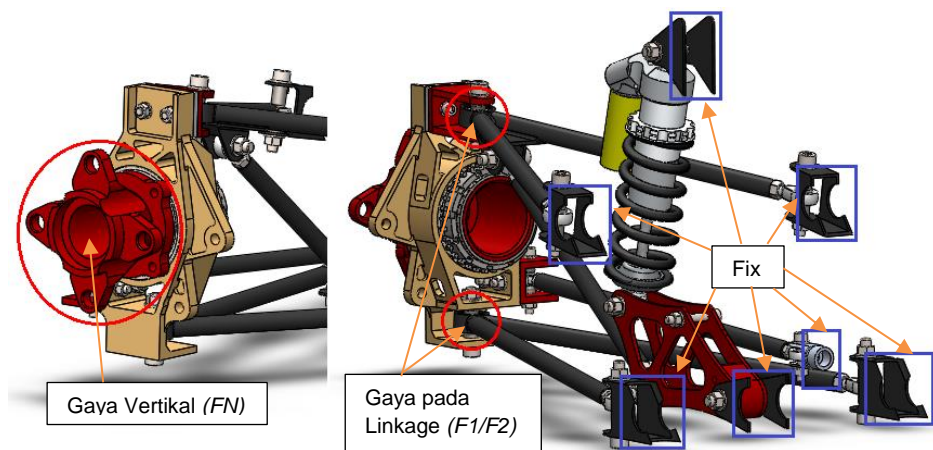
2. Teknik Analisis Kekuatan Komponen Sistem Suspensi

Analisis *finite element* dilakukan menggunakan perangkat lunak *Solidworks*. Sebelum melakukan simulasi pada sistem suspensi mobil FG16, ada tahapan yang perlu dilakukan yaitu menentukan fixture, lokasi penerapan gaya, dan menghitung perkiraan gaya maksimal yang akan beraksi pada komponen suspensi saat kondisi *driving*. Berikut langkah dalam melakukan analisis *finite element* pada sistem suspensi mobil FG16:

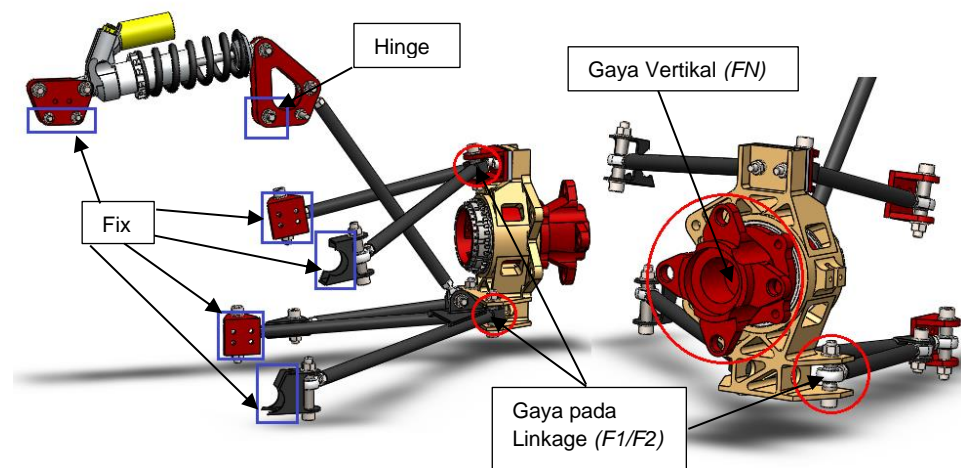
a. Menentukan *Fixture* dan Lokasi Penerapan Gaya

Analisis suspensi dilakukan dengan memberi *fixture* pada bagian *suspension mounting*. Kemudian gaya vertikal ban (FN)

diterapkan pada *wheel hub* dan gaya pada *linkages* ($F1/F2$) masing-masing diterapkan pada *lower outer ball joint* dan *upper outer ball joint*. Besarnya gaya yang diterapkan sesuai dengan hasil perhitungan gaya pada masing-masing kondisi. Letak *fixture* dan gaya pada simulasi suspensi dapat dilihat pada gambar 28 dan 29.



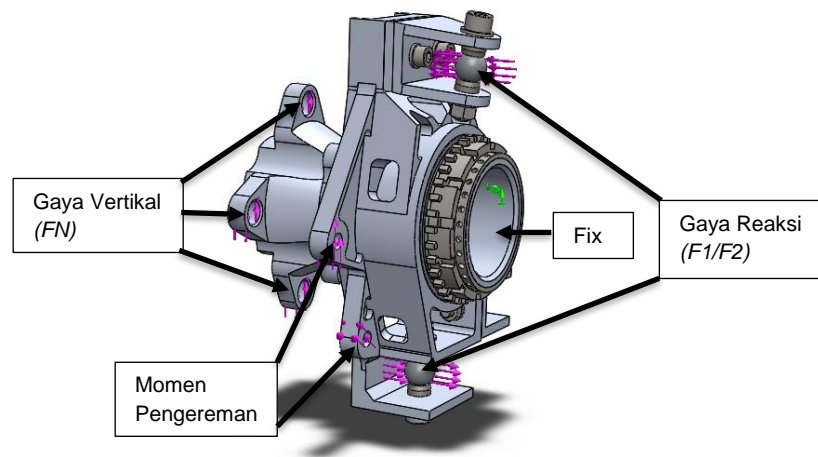
Gambar 28. Peletakan *Fixture* dan Gaya pada Suspensi Depan di Simulasi *Solidworks*



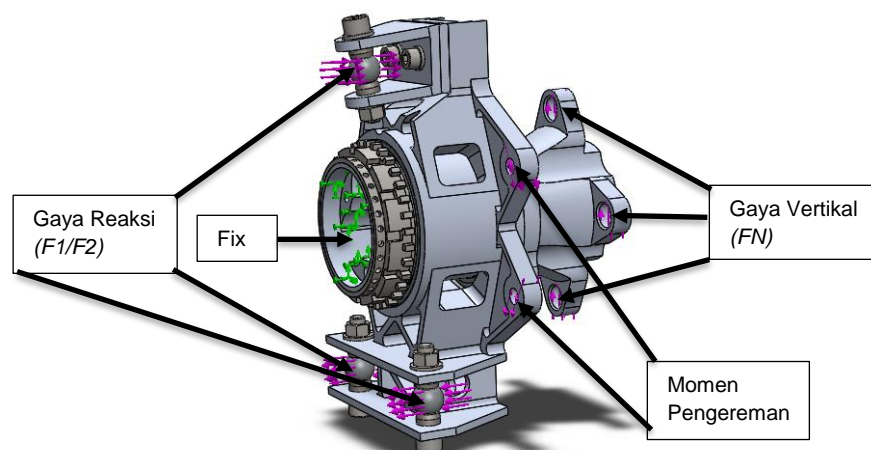
Gambar 29. Peletakan *Fixture* dan Gaya pada Suspensi Belakang di Simulasi *Solidworks*

Analisis *upright* hanya dilakukan pada kondisi kombinasi saat berbelok dan mengerem. Kondisi ini diasumsikan bahwa *upright*

bekerja pada kondisi paling berat. Reaksi gaya lateral F_1 dan F_2 masing-masing akan diterapkan pada *outer lower ball joint* dan *outer upper ball joint*. Gaya vertikal roda (FN) diterapkan pada *wheel hub* dan momen pengereman diterapkan pada *caliper mounting*. Sedangkan *fixture* diterapkan pada titik tengah *wheel hub*. Letak *fixture* dan gaya pada simulasi *upright* dapat dilihat pada gambar 30 dan 31.

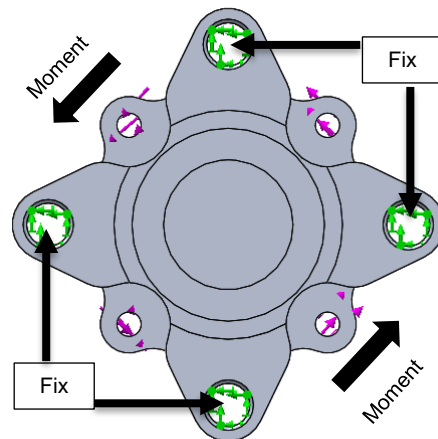


Gambar 30. Peletakan *Fixture* dan Gaya pada *Upright* Depan di Simulasi *Solidworks*



Gambar 31. Peletakan *Fixture* dan Gaya pada *Upright* Belakang di Simulasi *Solidworks*

Analisis *wheel hub* hanya dilakukan pada kondisi pengereman karena untuk analisis pada kondisi beban vertikal maksimal sudah terwakili oleh hasil analisis sistim suspensi. Kondisi ini *fixture* diterapkan pada keempat lubang baut roda dan momen pengereman diterapkan pada *disc brake mounting*.



Gambar 32. Peletakan *Fixture* dan Torsi Pengereman pada *Wheel Hub* di Simulasi *Solidworks*

b. Menentukan Gaya

1. Gaya *Bump*

Gaya *bump* sangat sederhana karena gaya *bump* merupakan gaya vertikal roda. Pada simulasi kondisi *bump*, gaya vertikal ke atas diterapkan pada *wheel hub* roda.

2. Gaya Pengereman

Penyederhanaan perhitungan gaya saat pengereman pada silmulasi sistem suspensi dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

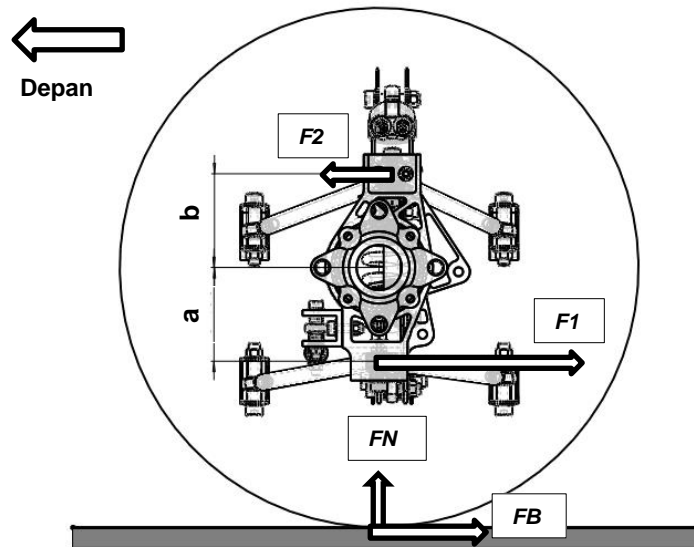
Gaya Pengereman:

$$FB = FN \times \mu_{\text{ban}}$$

$$FB = F1 - F2$$

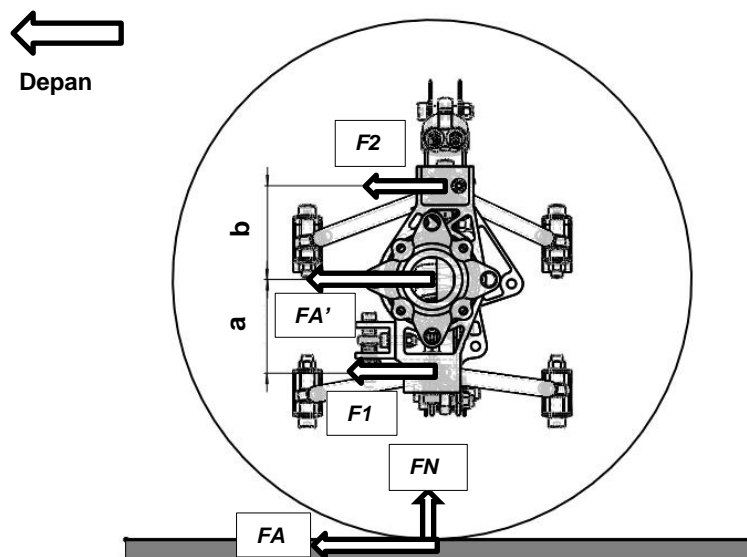
Momen Pengereman:

$$MB = M1 + M2 \rightarrow FB \times r_{\text{roda}} = F1 \times a + F2 \times b$$



Gambar 33. Gaya Aksi pada *Lingkage* saat Usaha Pengereman

3. Gaya Akselerasi



Gambar 34. Gaya Aksi pada *Lingkage* saat Akselerasi

Pada saat roda berputar di lintasan lurus, gaya akselerasi (FA) pada ban diasumsikan berada pada titik tengah roda sehingga $FA=FA'$ dan $FA'=F1+F2$. Gaya FA dapat diketahui dengan persamaan $FA=FN \times \mu_{\text{ban}}$.

4. Gaya Lateral

Penyederhanaan perhitungan gaya lateral pada simulasi sistem suspensi dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

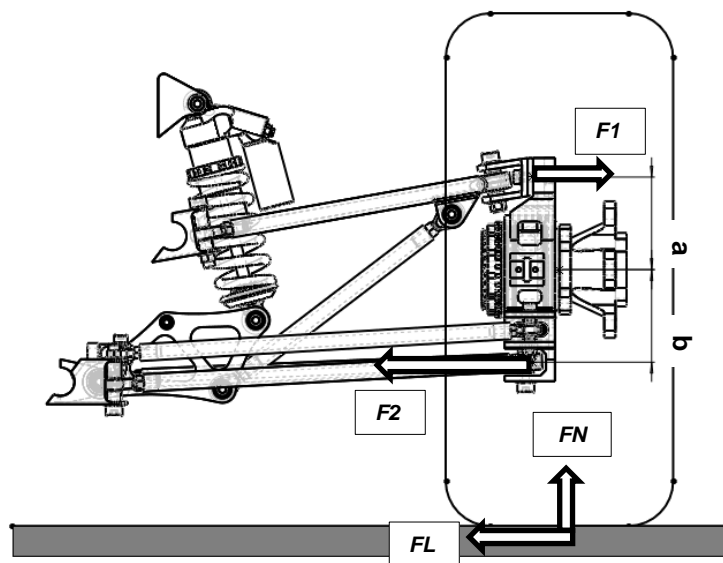
Gaya Lateral:

$$FL = FN \times \mu_{\text{ban}}$$

$$FL = F2 - F1$$

Momen Lateral:

$$ML = M1 + M2 \rightarrow FB \times r_{\text{roda}} = F1 \times a + F2 \times b$$

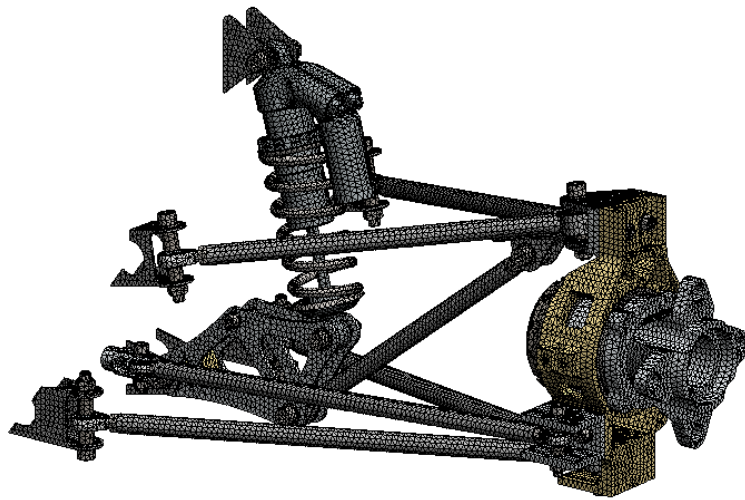


Gambar 35. Gaya Aksi pada *Lingkage* saat Berbelok

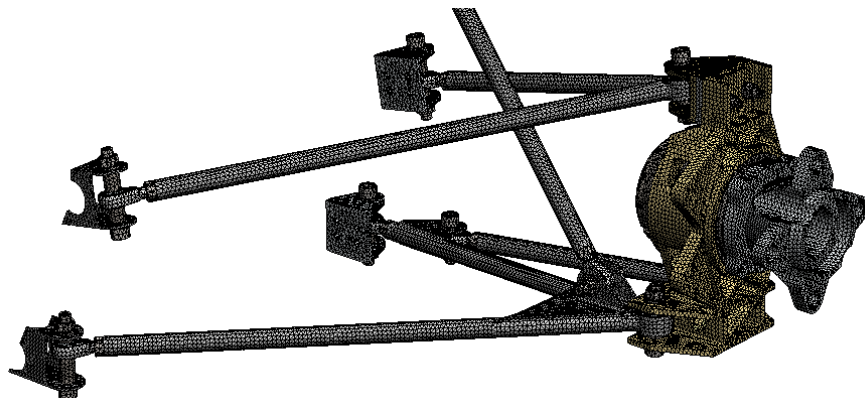
c. Menentukan Material dan Melakukan Mesh

Memilih dan memasukkan *mechanical properties* material sesuai dengan material yang digunakan pada setiap komponen. Kemudian melakukan *mesh* pada seluruh komponen sistem suspensi.

Setelah proses *mesh* berhasil, maka simulasi dapat dilakukan dengan melakukan *run* pada program simulasi. Berikut hasil *mesh* pada sistem suspensi mobil FG16 dapat dilihat pada gambar 36, sedangkan *mechanical properties* material dapat dilihat di lampiran 4 halaman 123.



(a) *Mesh* Suspensi Depan



(b) *Mesh* Suspensi Belakang

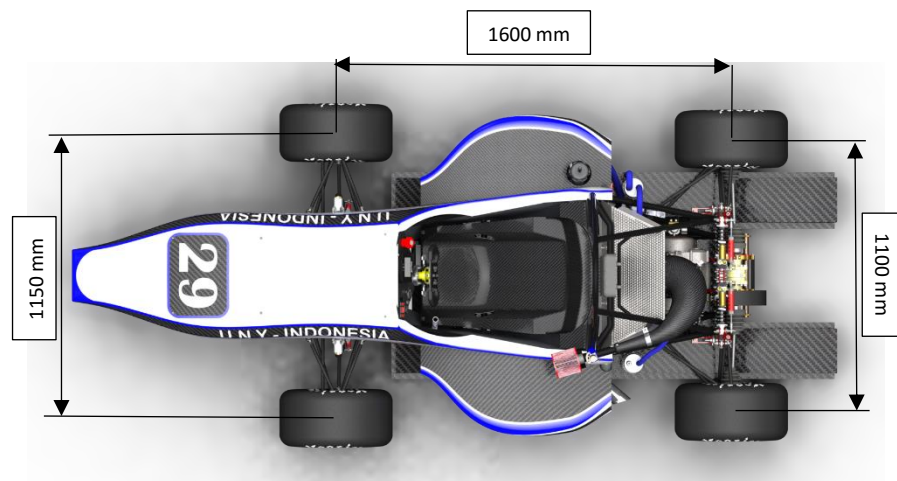
Gambar 36. Hasil *Mesh* Sistem Suspensi Mobil FG16

BAB IV HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

A. Deskripsi Sistem Suspensi Mobil FG16

1. *Wheelbase* dan *Track Width* Mobil FG16

Wheelbase mobil FG16 yaitu 1600 mm. *Track width* mobil FG16 bagian depan 1150 mm dan bagian belakang 1100 mm. Dimensi *wheelbase* dan *width track* dapat dilihat pada gambar 37.



Gambar 37. Ukuran *Wheelbase* dan *Track Width* Mobil FG16

2. Velg dan Ban Mobil FG16

Velg yang digunakan mobil FG16 adalah Keizer *Aluminum* dengan diameter 10 *inch* dan lebar 6 *inch*. Berdasarkan pemilihan dimensi velg yang digunakan, maka ban yang digunakan adalah Hoosier *road racing slick* dengan *outer diameter* 18 *inch*, *inner diameter* 10 *inch*, dan lebar 6 *inch*. *Compound* ban kering yang digunakan adalah R25B dan LC0 sedangkan untuk *compound* ban basah menggunakan tipe *wet*. Spesifikasi ban yang digunakan mobil FG16 dapat dilihat pada tabel 6, sedangkan tipe ban dapat dilihat pada gambar 38.

Tabel 6. Spesifikasi Ban Hoosier

SLICKS								
Item Number	Size	O.D.	Tread Width	Section Width	Recommended Rim	Rim Measured	Compound	Approximate Weight
41100	6.0/18.0-10	18.0"	6.0"	8.5"	6.0-7.0"	7.0"	LC0	8 lbs.
43101	18.0 x 6.0-10	18.1"	6.2"	8.1"	5.5-7.0"	6.0"	R25B	9 lbs.
44125	19.5 x 6.5-10	19.7"	6.2"	8.2"	6.0-8.0"	6.0"	WET	10 lbs.



Ban Kering



Ban Basah

Gambar 38. Ban Hoosier

3. Suspension Spring Mobil FG16

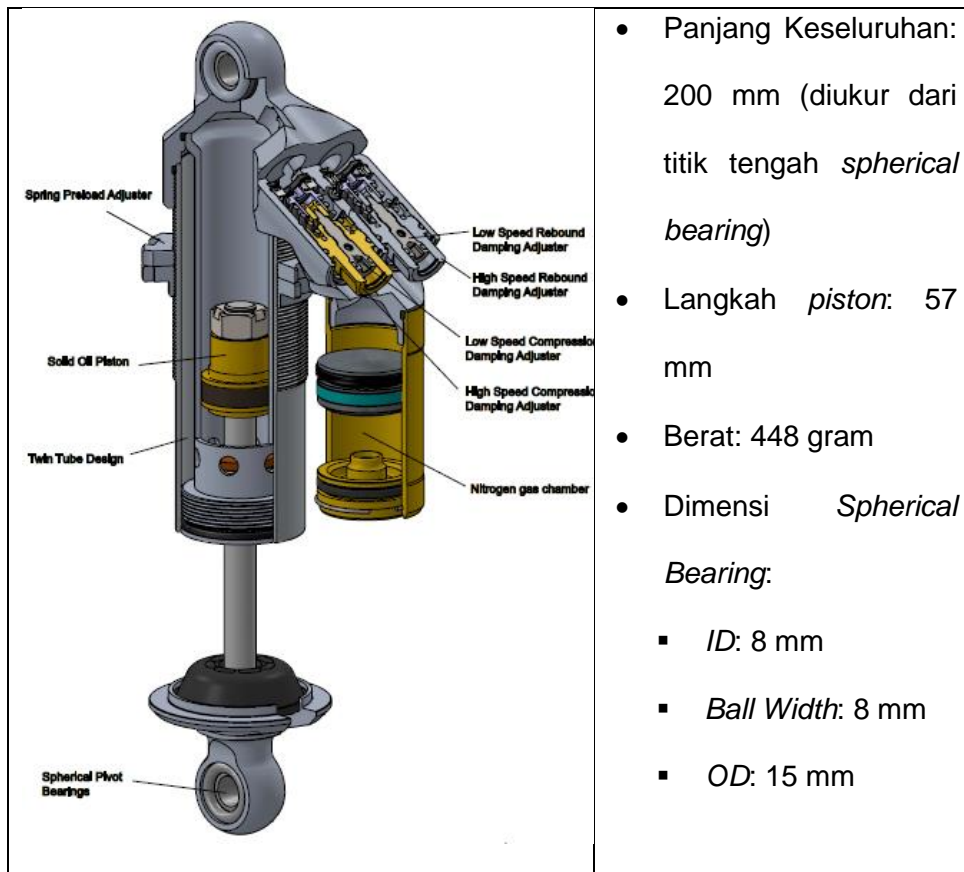
Berdasarkan perhitungan yang diperoleh dengan rumus 3 pada halaman 21 bahwa *spring rate* yang dibutuhkan setiap roda adalah 50,93 N/mm. Saran dari Shimada (2007) menyebutkan bahwa sediakan $\pm 20\%$ dari target *spring stiffness*. Oleh karena itu *spring stiffness* yang dipakai antara 40,74 N/mm sampai 61,11 N/mm. Maka pada FG16 menyediakan 2 set *coil spring* untuk suspensi depan dan belakang dengan *spring stiffness* yang dipakai adalah 43,8 N/mm dan 61,3 N/mm yang tersedia dipasaran. Gambar 39 merupakan *hyper-coil spring* yang digunakan pada mobil FG16.



Gambar 39. Coil Spring Mobil FG16

4. Damper Mobil FG16

Damper merupakan salah satu komponen yang sangat penting dalam menentukan performa sistem suspensi. Pada mobil F15 *damper* yang digunakan adalah *Piggyback double adjustable* dari Kaz Technologies, sedangkan pada mobil FG16 *damper* yang digunakan adalah ohlins TTX 25 MkII. Spesifikasi *damper* Ohlins TTX 25 MkII dapat dilihat pada gambar 40.



Gambar 40. Spesifikasi Ohlins TTX25 MkII

5. Roll Gradient Mobil FG16

Berikut nilai *roll gradient* mobil FG16 yang telah dihitung berdasarkan rumus 4 pada halaman 22. Parameter dan nilai *roll gradient* secara lengkap dapat dilihat pada tabel 7 dan untuk perhitungan *roll gradient* dapat dilihat di lampiran 6 halaman 126.

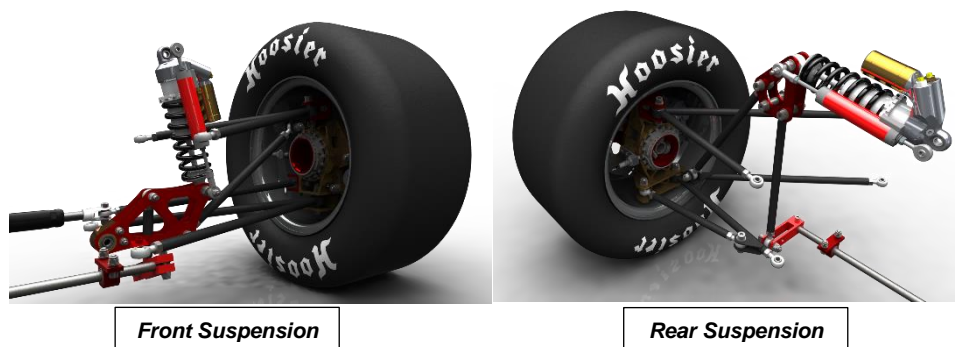
Tabel 7. Perhitungan *Roll Gradient* Mobil FG16

Parameter	Nilai	Satuan
Jarak CG terhadap <i>Roll Axis</i>	0,19123	m
Berat Kendaraan dengan <i>Driver</i>	2825,28	N
<i>Track Width</i> Depan	1,15	m
<i>Track Width</i> Belakang	1,1	m
<i>Motion Ratio</i> Depan	1,1	N/A
<i>Motion Ratio</i> Belakang	1,1	N/A
<i>Spring Rate</i> Depan	61300	N/m
<i>Spring Rate</i> Belakang	61300	N/m
<i>Wheel Rate</i> Depan	50661,16	N/m
<i>Wheel Rate</i> Belakang	50661,16	N/m
<i>Roll Rate</i> Depan	584,38	Nm/deg roll
<i>Roll Rate</i> Belakang	534,67	Nm/deg roll
<i>Roll Gradient</i>	0,483	deg/g

6. Tipe Sistem Suspensi Mobil FG16

Desain sistem suspensi mobil FG16 menggunakan tipe *double wishbone* dengan konfigurasi lengan suspensi *unequal and non-parallel arm*. Mekanisme suspensi depan menggunakan model *pull rod* sedangkan pada suspensi belakang menggunakan model *push rod*.

Suspension linkages dan *steering linkages* mobil FG16 dibuat dari *steel tube* material STKM 11A. Ukuran pipa yang digunakan berdiameter 13,8 mm dengan tebal 1,6 mm. Tipe dan mekanisme sistem suspensi mobil FG16 dapat dilihat pada gambar 41.

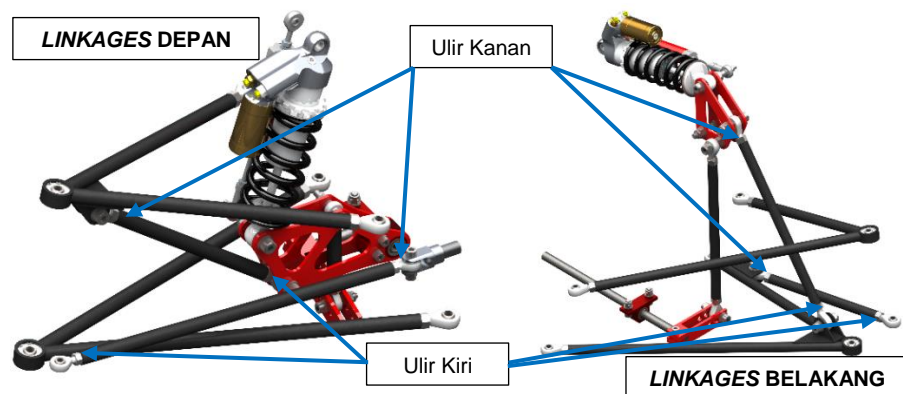


Gambar 41. Suspensi Mobil FG16

7. Fitur Sistem Suspensi Mobil FG16

a. Penyetelan Distribusi Berat Kendaraan

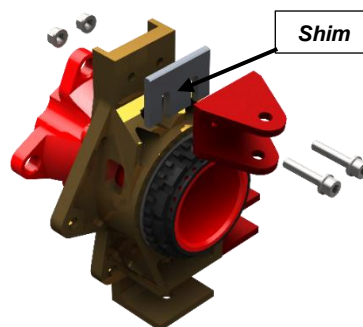
Desain *pull rod* dan *push rod* mobil FG16 pada kedua ujungnya menggunakan *rod end* dengan arah ulir yang berbeda yaitu ulir kanan dan ulir kiri. Lebih jelasnya desain *pull rod* dan *push rod* dapat dilihat pada gambar 42.



Gambar 42. Suspension *Linkages*

b. Penyetelan *Camber*

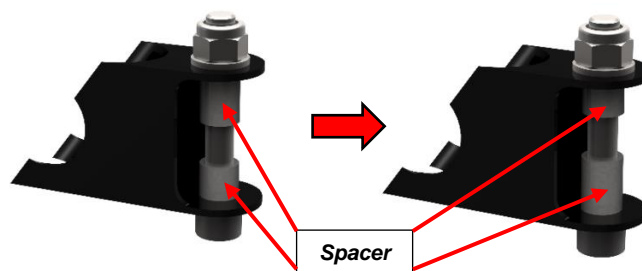
Cara penyetelan *camber* roda pada mobil FG16 adalah dengan menggunakan *shim* diantara *upper arm bracket* dan *upright* seperti pada gambar 43. *Shim* yang digunakan terbuat dari plat aluminum dan disediakan dengan ketebalan yang beragam yang memungkinkan *camber* dapat distel antara 0° sampai -4° .



Gambar 43. Fitur Penyetelan *Camber*

c. Penyetelan *Anti-Dive* dan *Anti-Squat*

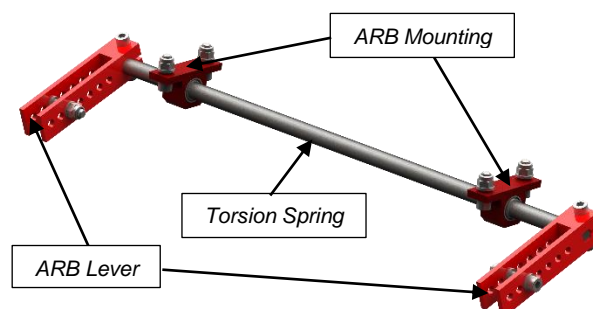
Penyetelan *anti-dive* dan *anti-squat* sistem suspensi mobil FG16 ada pada *mounting* lengan suspensi pada rangka. Mounting lengan suspensi mobil FG16 didesain supaya memiliki celah yang lebar. Desain tersebut dibuat dengan tujuan agar bisa merubah letak titik lengan suspensi pada rangka, sehingga merubah geometri *anti-dive* dan *anti-squat* dan letak *instaneous center* maupun *roll center*-nya. Penyetelan *anti-dive* atau *anti-squat* dapat dilakukan seperti pada gambar 44.



Gambar 44. Penyetelan *Anti-Dive* dan *Anti-Squat*

d. Desain *Anti-Roll Bar*

Pada sistem suspensi mobil FG16 desain *anti-roll bar* dibuat supaya penyetelan kekakuan *anti roll bar* dapat dilakukan dengan cara merubah panjang lengan pengungkitnya. Desain *anti-roll bar* dapat dilihat pada gambar 45.



Gambar 45. *Anti-Roll Bar*

8. Bearing Roda

Bearing roda depan dan belakang yang digunakan pada mobil FG16 menggunakan tipe *radial ball bearing*. Berikut spesifikasi *bearing* roda mobil FG16 dapat dilihat pada tabel 8.

Tabel 8. Spesifikasi *Bearing* Roda

<i>Part Number</i>	6813LLB
<i>Material Type</i>	<i>Carbon Chrome Steel</i>
<i>Bearing Category</i>	<i>Radial Ball Bearing</i>
<i>Bore</i>	65,001 mm
<i>Outside Diameter</i>	85,001 mm
<i>Outer Ring Width</i>	10,000 mm
<i>Static Radial Load</i>	1125 kg
<i>Dynamic Radial Load</i>	1184 kg
<i>Grease</i>	7400 rpm
<i>Oil</i>	8700 rpm
<i>Shield Type</i>	<i>Double Shielded</i>
<i>Weight</i>	127 grams

9. Rod End dan Spherical Bearing

Material bodi *rod end* dan bodi *spherical bearing* yang digunakan pada mobil FG16 terbuat dari zinc *die-cast alloy* yang dilapisi dengan *chromate plated* sedangkan untuk material *inner ball* menggunakan AISI 52100 *chromium plated*. Berikut spesifikasi *rod end* dan *spherical bearing* dapat dilihat pada tabel 9.

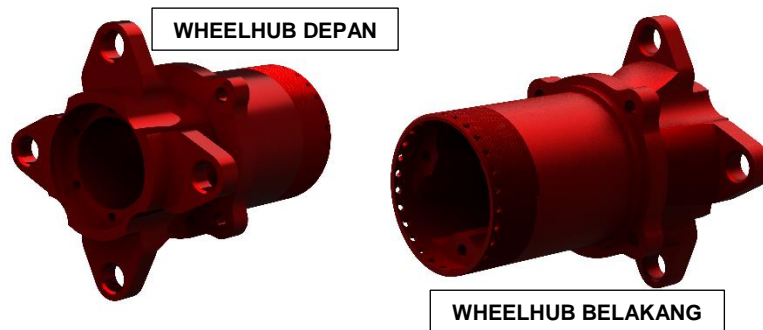
Tabel 9. Spesifikasi *Rod End* dan *Spherical Bearing*

Identification number	Mass (Ref.) g	Boundary dimensions mm											Dynamic load capacity C_d N	Static load capacity C_s N
		Rod End												
		d	Thread G	d_2	C_1	B	d_1	l_2	h	l_1	$r_{1s \min}^{(1)}$	Ball dia. mm (inch)		
POS 8	32	8	M 8×1.25	22	9	12	10.4	53	42	25	0.2	15.875 ($\frac{5}{8}$)	7 010	8 640

Identification number	Mass (Ref.) g	Boundary dimensions mm							Dynamic load capacity C_d N	Static load capacity C_s N
		Spherical Bearing								
		d	D	C	B	d_1	$r_s \min^{(1)}$	Ball dia. mm (inch)		
PB 8	24	8	22	9	12	10.4	0.2	15.875 ($\frac{5}{8}$)	7 010	16 800

10. Desain *Wheel Hub*

Wheel hub mobil FG16 terbuat dari material aluminum 7075. Berat *wheel hub* depan 0,590 kg dan *wheel hub* belakang 0,783 kg. Konstruksi *wheel hub* dapat dilihat pada gambar 46.



Gambar 46. Desain *Wheel Hub* FG16

11. Desain *Upright*

Upright mobil FG16 dibuat dari material aluminum 7075. Berat *upright* depan 0,523 kg dan berat *upright* belakang 0,663 kg. Konstruksi *upright* dapat dilihat pada gambar 47.

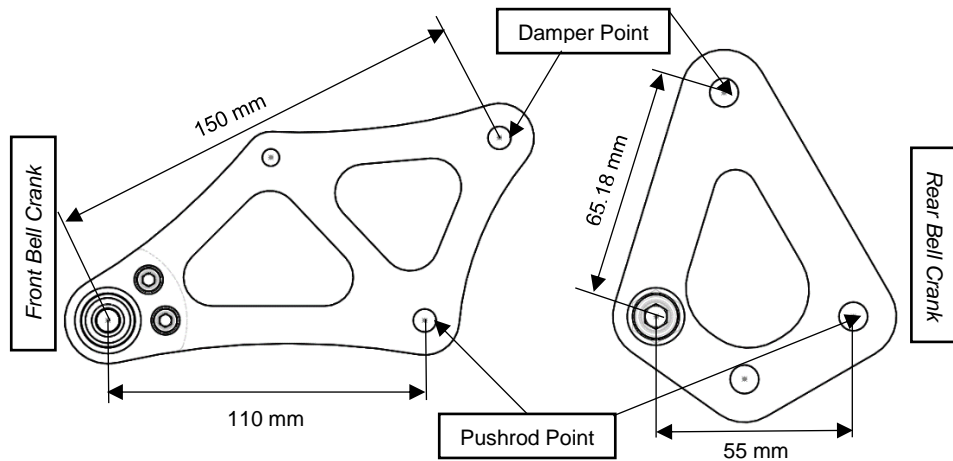


Gambar 47. Desain *Upright* FG16

12. Desain *Bell Crank*

Desain *bell crank* mobil FG16 dibuat lebih sederhana dari material aluminum plat 2024. Berat *bell crank* depan 161,11 gram dan *bell crank*

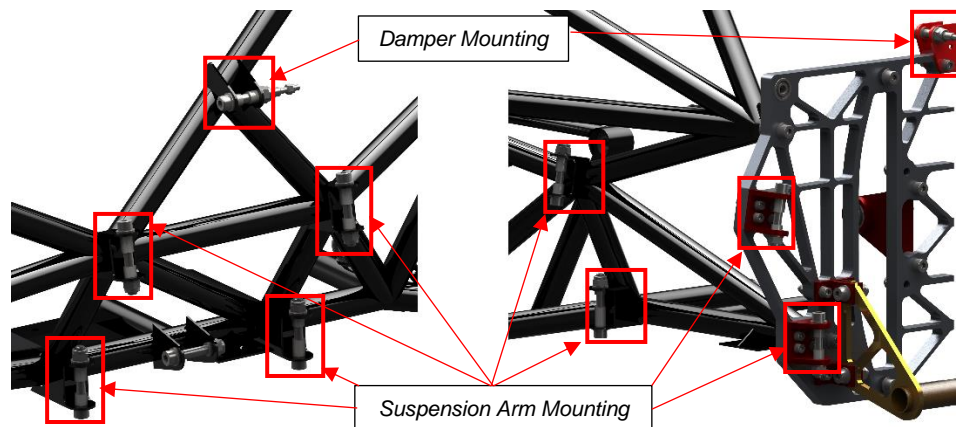
belakang 65,89 gram. Konstruksi *bell crank* depan dan belakang dirancang supaya *motion ratio* roda 1,1:1. Konstruksi *bell crank* dapat dilihat pada gambar 48.



Gambar 48. Konstruksi *Bell Crank* FG16

13. *Suspension Mounting Point*

Letak *suspension mounting point* mobil FG16 terletak pada titik pertemuan struktur rangka, kecuali bagian yang menempel pada *rear bulkhead*. Letak *suspension mounting point* yang berada pada *rear bulkhead* tidak berada pada titik pertemuan struktur rangka sehingga dibaut dengan 4 buah baut M5. Letak *suspension mounting point* dapat dilihat pada gambar 49.



Gambar 49. Letak *Suspension Mounting Point*

14. Fastener

Fastener sistem suspensi yang digunakan pada mobil FG16 adalah *grade* 12,9. Berikut standar *mechanical properties fastener grade* 12,9 dapat dilihat pada tabel 10.

Tabel 10. *Mechanical Properties Fastener Grade 12,9*

Mechanical Property		Grade
		12,9
<i>Tensile Strength (Rm, N/mm²)</i>	nom.	1200
<i>Vickers Hardness</i>	min.	385
<i>Brinell Hardness</i>	min.	353
<i>Rockwell Hardness</i>	min. HRC	39
<i>Stress at permanent set limit N/mm²</i>	nom.	1080

15. Berat Sistem Suspensi

Tabel 11. Berat Sistem Suspensi Mobil FG16

Komponen	Berat per unit (gram)	Jumlah Komponen	Jumlah Berat (gram)
<i>Front Upper Arm</i>	414,82	2	829,64
<i>Front Lower Arm</i>	451,95	2	903,9
<i>Front Wheel</i>	9312,33	2	18624,66
<i>Front Bell Crank Assy</i>	218,67	2	437,34
<i>Front Pull Rod</i>	170,51	2	341,02
<i>Front Tie Rod</i>	160,29	2	320,58
<i>Rear Upper Arm</i>	387,89	2	775,78
<i>Rear Lower Arm</i>	671,16	2	1342,32
<i>Rear Wheel</i>	9877,72	2	19755,44
<i>Rear Bell Crank Assy</i>	134,97	2	269,94
<i>Rear Push Rod</i>	190,18	2	380,36
<i>Rear Anti Rollbar Rod</i>	181,78	2	363,56
<i>Shock Absorber</i>	448	4	1792
<i>Spring</i>	280,6	4	1122,4
<i>Axle Shaft Kiri</i>	726,06	1	726,06
<i>Axle Shaft Kanan</i>	771,48	1	771,48
<i>Front Anti Rollbar Rod</i>	78,23	2	156,46
Total Berat Sistem Suspensi FG16			48756,48

Berat total sistem suspensi mobil FG16 adalah 48756,58 gram atau setara dengan 48,8 kg. Rincian berat sistem suspensi mobil FG16 dapat dilihat pada tabel 11.

16. Perhitungan Gaya Simulasi Suspensi

Besarnya gaya yang digunakan untuk melakukan simulasi pada sistem suspensi mobil FG16 adalah hasil perhitungan gaya pada kondisi *driving*. Kondisi *driving* tersebut meliputi kondisi *bump*, kondisi pengereman, kondisi akselerasi, dan kondisi berbelok. Proses perhitungan gaya pada kondisi *driving* berdasarkan data mobil kompetitor terbaik di *Student Formula Japan 2015* yang secara rinci dapat dilihat pada lampiran 7 halaman 127. Sedangkan koefisien gesek ban yang digunakan untuk melakukan perhitungan gaya dapat dilihat pada lampiran 5 halaman 125.

1) Gaya saat Bump

G-force mobil FG16 pada kondisi *bump* diasumsikan maksimal hanya mencapai 2 G. Asumsi ini ditetapkan karena mobil FG16 tidak memiliki gaya aerodinamik yang besar sehingga gaya tekan ke bawah tidak sebesar mobil yang menggunakan paket aerodinamik. Besarnya gaya *bump* roda depan dan belakang sama yaitu 1412,64 N.

2) Gaya saat Pengereman

Longitudinal *g-force* mobil FG16 pada kondisi pengereman diasumsikan maksimal hanya mencapai 1,15 G. Hasil perhitungan gaya pengereman diperoleh berdasarkan data uji pengereman mobil F15. Parameter dan besarnya gaya pengereman dapat dilihat pada tabel 12, sedangkan *free body diagram* pada kondisi pengereman dapat dilihat pada gambar 33 halaman 60.

Tabel 12. Hasil Perhitungan Gaya saat Pengereman

Parameter	Roda Depan	Roda Belakang	Satuan
G's Pengereman	1,15	-1,15	G's
Transfer Massa Longitudinal per Roda	23,81	-23,81	Kg
Beban Vertikal per Roda (FN)	939,85	472,79	N
Koefisien Gesek Ban Berdasarkan Beban Vertikal	1,61	1,90	
Gaya Pengereman (FB)	1513,15	898,31	N
Jari-jari Roda	0,2286	0,2286	m
Jarak Titik Lengan Bawah Dengan Titik Hub Roda (a)	0,0825	0,0825	m
Jarak Titik Lengan Atas dengan Titik Hub Roda (b)	0,0825	0,0834	m
Gaya pada Titik Lengan Bawah Suspensi (F1)	2853,40	1689,39	N
Gaya pada Titik Lengan Atas Suspensi (F2)	1340,00	791,08	N
Momen Pengereman	346	205	Nm

3) Gaya saat Akselerasi

Tabel 13. Hasil Perhitungan Gaya saat Akselerasi

Parameter	Roda Depan	Roda Belakang	Satuan
G's Longitudinal Akselerasi	0,87	0,87	G's
Transfer Massa Longitudinal per Roda	-18,01	18,01	Kg
Beban Vertikal per Roda (FN)	529,65	882,99	N
Koefisien Gesek Ban Berdasarkan Beban Vertikal	1,66	1,84	
Gaya Akselerasi (FA)	879,22	1624,70	N
Jari-jari Roda	0,2286	0,2286	m
Jarak Titik Lengan Bawah dengan Titik Hub Roda (a)	0,0825	0,0825	m
Jarak Titik Lengan Atas dengan Titik Hub Roda (b)	0,0825	0,0834	m
Gaya pada Titik Lengan Bawah Suspensi (F1)	439,61	812,35	N
Gaya pada Titik Lengan Atas Suspensi (F2)	439,61	812,35	N

Longitudinal *g-force* mobil FG16 pada kondisi akselerasi diasumsikan maksimal hanya mencapai 0,87 G. Hasil perhitungan ini diperoleh berdasarkan data mobil team tercepat pada *acceleration event* di *Student Formula Japan 2015*. Parameter dan besarnya gaya pengereman dapat dilihat pada tabel 13, sedangkan *free body diagram* pada kondisi akselerasi dapat dilihat pada gambar 34 halaman 60.

4) Gaya saat Berbelok

Lateral *g-force* mobil FG16 pada kondisi berbelok diasumsikan maksimal hanya mencapai 1,5 G. Hasil perhitungan ini diperoleh berdasarkan data mobil team tercepat pada *skidpad event* di *Student Formula Japan 2015*. Parameter dan besarnya gaya pengereman dapat dilihat pada tabel 14, sedangkan *free body diagram* pada kondisi berbelok dapat dilihat pada gambar 35 halaman 61.

Tabel 14. Hasil Perhitungan Gaya saat Berbelok

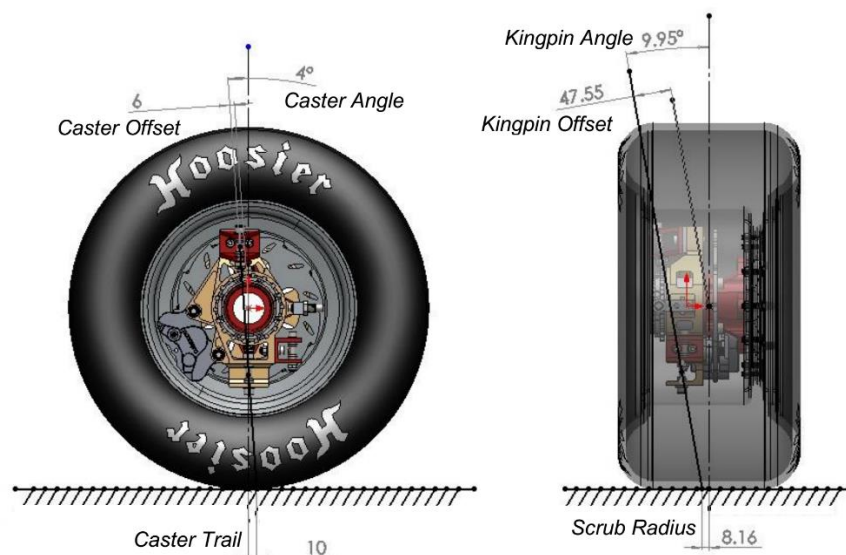
Parameter	Roda Depan	Roda Belakang	Satuan
G's Lateral (Skid-pad)	1,5	1,5	G's
Transfer Massa Lateral per Roda	43,2	45,16	Kg
Beban Vertikal per Roda (Roda Luar) (FN)	1130,11	1149,38	N
Koefisien Gesek Ban Berdasarkan Beban Vertikal	1,58	1,8	
Gaya Lateral (FL)	1785,58	2068,88	N
Jari-jari Roda	0,2286	0,2286	m
Jarak Titik Lengan Atas dengan Titik Hub Roda (a)	0,0825	0,0834	m
Jarak Titik Lengan Bawah dengan Titik Hub Roda (b)	0,0825	0,0825	m
Gaya pada Titik Lengan Atas Suspensi (F1)	1581	1821,88	N
Gaya pada Titik Lengan Bawah Suspensi (F2)	3366,577	3890,69	N
Momen Lateral	408	472	Nm

B. Analisis Sistem Suspensi Mobil FG16

1. Analisis Kinematika Suspensi

a. Konfigurasi Roda Depan

Konfigurasi roda depan mobil FG16 dirancang memiliki sudut *caster* positif 4° dengan model *caster vorlauf geometry* yang menghasilkan, *caster offset* 6 mm dan *caster trail* 10 mm. Sudut *kingpin* dibuat sekitar 10° dengan *kingpin offset* 47,55 mm dan positif *scrub radius* sekitar 8,2 mm. Konfigurasi roda depan dapat dilihat pada gambar 50.



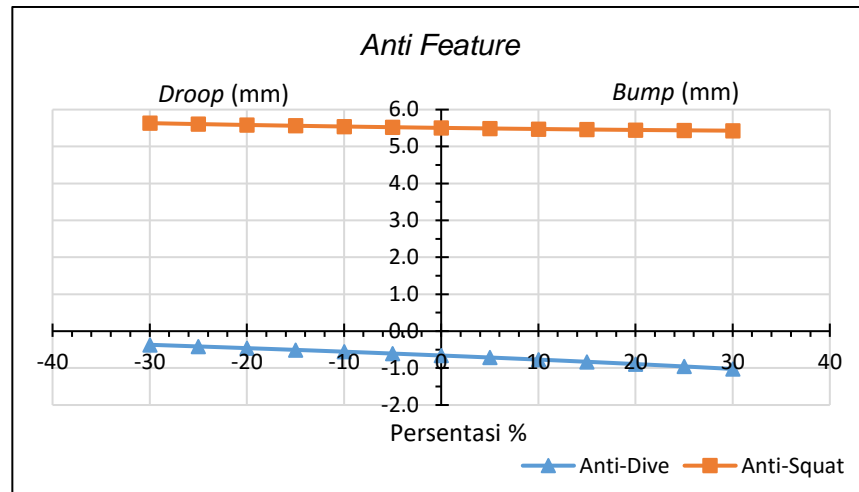
Gambar 50. Konfigurasi Roda Depan FG16

b. Parameter Kinematika Suspensi

1) Perubahan *Anti Feature*

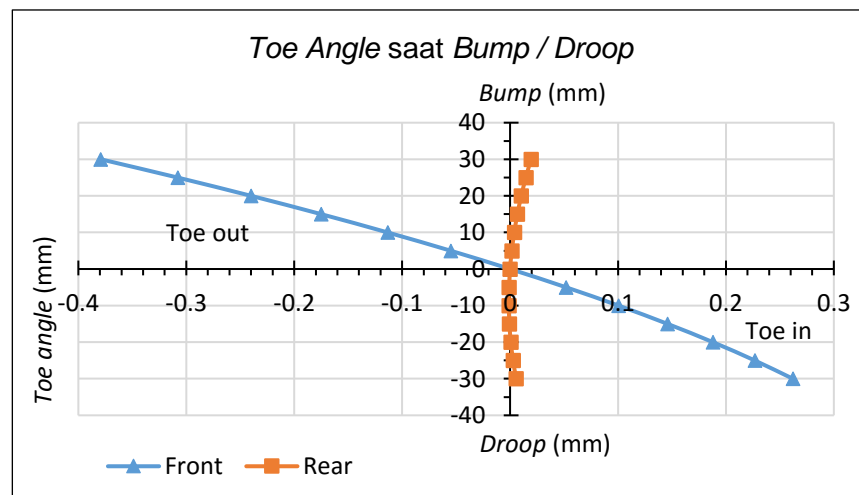
Berdasarkan gambar 51 menunjukkan bahwa pada kondisi *bump* atau *droop* mobil FG16 memiliki rata-rata persentasi *anti-dive* 0,67% dan rata-rata persentasi *anti-squat* 5,5%. Nilai tersebut diperoleh pada kondisi titik lengan suspensi pada rangka sejajar atau paralel. Walaupun pada kondisi tersebut mobil FG16 memiliki

persentasi *anti-dive* dan *anti-squat* yang rendah, geometri *anti-dive* dan *anti-squat* pada mobil FG16 dapat distel sesuai dengan kebutuhan.



Gambar 51. *Anti-dive* dan *Anti-squat* saat *Bump* atau *Droop*

2) Perubahan Toe



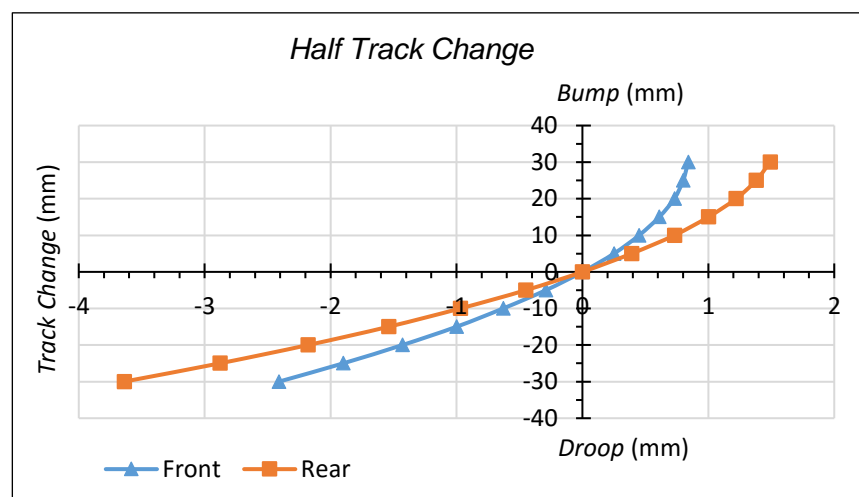
Gambar 52. Perubahan *Toe Angle* saat *Bump* atau *Droop*

Berdasarkan gambar 52 menunjukkan bahwa perubahan *toe angle* roda belakang jauh lebih kecil daripada roda depan. Perubahan *toe angle* roda depan cenderung berubah menjadi *toe out* saat *bump* dan *toe in* saat *droop*. Rata-rata perubahan *toe angle*

roda depan saat *bump* (*bump steer*) yaitu $-0,012$ deg/mm, sedangkan pada roda belakang sebesar $0,00048$ deg/mm. Perubahan rata-rata *toe angle* roda depan saat *droop* yaitu $0,0095$ deg/mm, sedangkan pada roda belakang sebesar $0,000001$ deg/mm. Perubahan *toe angle* roda belakang saat *bump* atau *droop* cenderung menjadi *toe in*.

3) Perubahan *Track Width*

Berdasarkan gambar 53, *track width* mobil FG16 akan bertambah saat *bump* dan berkurang saat *droop*. Semakin kondisi *bump* bertambah, pertambahan *track width* akan semakin kecil dan sebaliknya semakin kondisi *droop* bertambah *track width* akan semakin banyak berkurang. Perubahan *track width* depan lebih kecil daripada *track width* belakang.

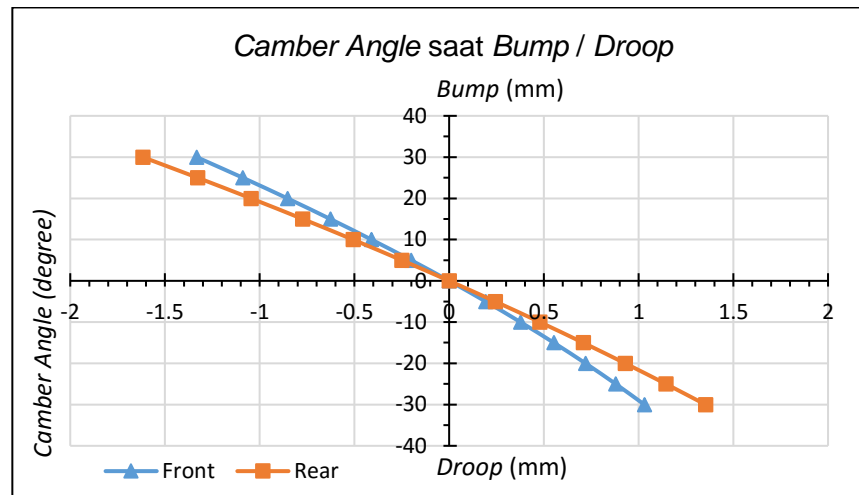


Gambar 53. Perubahan *Track Width* saat *Bump* atau *Droop*

4) *Ride Camber*

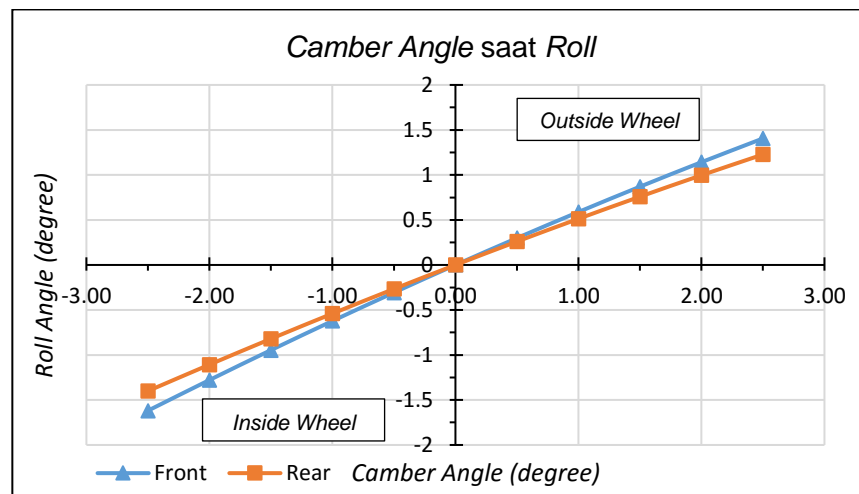
Berdasarkan gambar 54 menunjukkan bahwa *camber* akan semakin negatif saat *bump* dan semakin positif saat *droop*. Rata-rata *ride camber* saat *bump* untuk roda depan $-0,042$ deg/mm

sedangkan untuk roda belakang $-0,052$ deg/mm. Rata-rata *ride camber* saat *droop* untuk roda depan $0,036$ deg/mm sedangkan untuk roda belakang $0,047$ deg/mm. *Ride camber* roda depan lebih kecil daripada *ride camber* roda belakang.



Gambar 54. Perubahan *Camber Angle* saat *Bump* atau *Droop*

5) Roll Camber



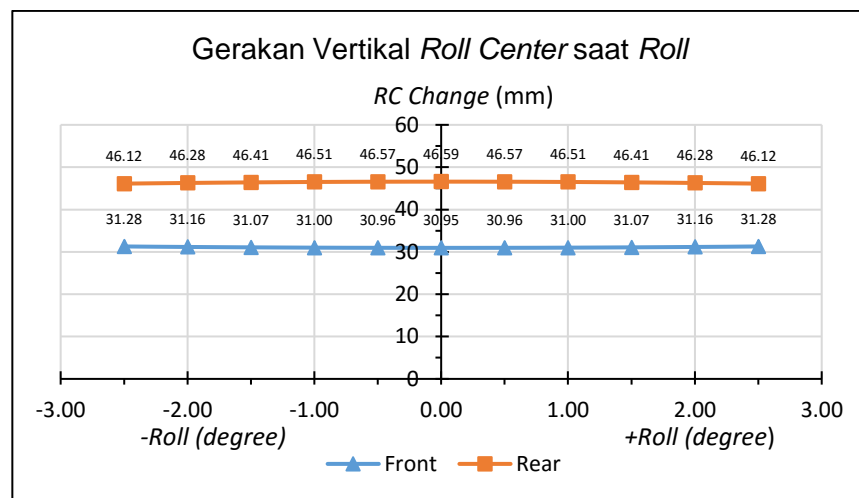
Gambar 55. Perubahan *Camber Angle* saat *Roll*

Berdasarkan gambar 55 menunjukkan bahwa mobil FG16 memiliki *roll camber* roda depan yang lebih besar daripada *roll camber* roda belakang. Semakin besar *roll*, *camber* roda sisi luar

akan cenderung semakin positif dan sebaliknya *camber* roda sisi dalam akan cenderung semakin negatif. Rata-rata *roll camber* depan adalah 0,60 deg/deg sedangkan rata-rata *roll camber* belakang adalah 0,52 deg/deg.

6) Gerakan Vertikal *Roll Center*

Mobil FG16 memiliki letak *roll center* depan berada pada 30,95 mm di atas permukaan lintasan atau 13,5% dari tinggi *center of gravity* mobil. Letak *roll center* belakang berada pada 46,59 mm di atas permukaan lintasan atau 20,25% dari tinggi *center of gravity* mobil. Letak *roll center* belakang lebih tinggi daripada *roll center* depan.

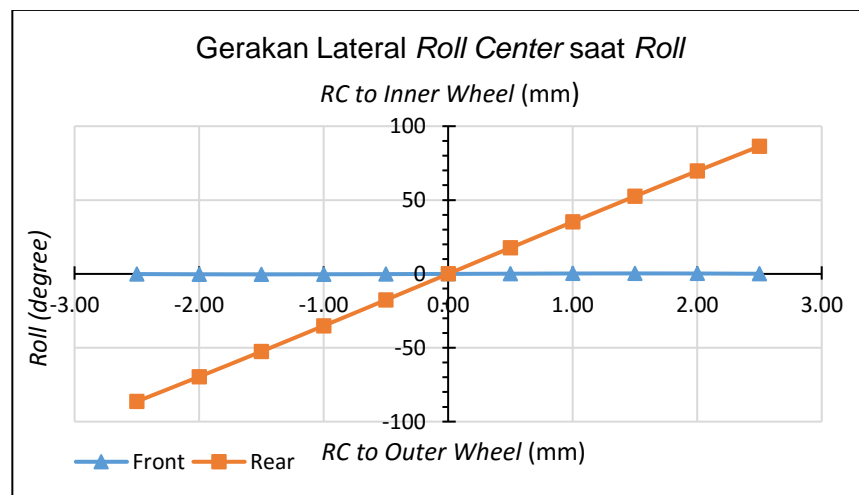


Gambar 56. Perubahan *Roll Center* Secara Vertikal saat *Roll*

Berdasarkan gambar 56 menunjukkan bahwa gerakan vertikal *roll center* depan dan belakang saat *roll* relatif konstan. Rata-rata perubahan letak vertikal *roll center* depan yaitu 0,077 mm/deg sedangkan rata-rata perubahan letak vertikal *roll center* belakang yaitu 0,035 mm/deg.

7) Gerakan Lateral *Roll Center*

Berdasarkan gambar 57, perubahan *roll center* depan secara lateral jauh lebih kecil daripada *roll center* belakang. Rata-rata gerakan lateral *roll center* depan 0.19 mm/deg sedangkan *roll center* belakang 34.96 mm/deg. Gerakan lateral *roll center* depan saat *roll* cenderung konstan, sebaliknya gerakan lateral *roll center* belakang saat *roll* cenderung berubah ke arah roda sisi dalam.

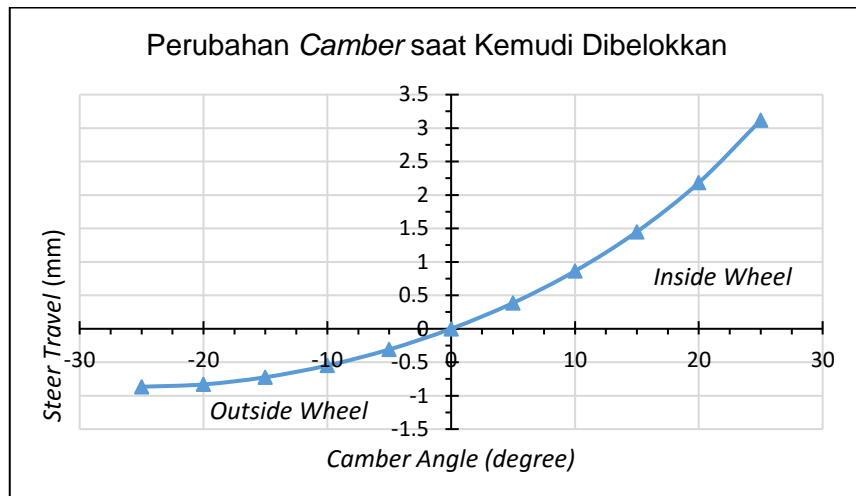


Gambar 57. Perubahan *Roll Center* secara Lateral saat *Roll*

c. Parameter Kemudi

1) Perubahan *Camber* saat Kemudi Dibelokkan

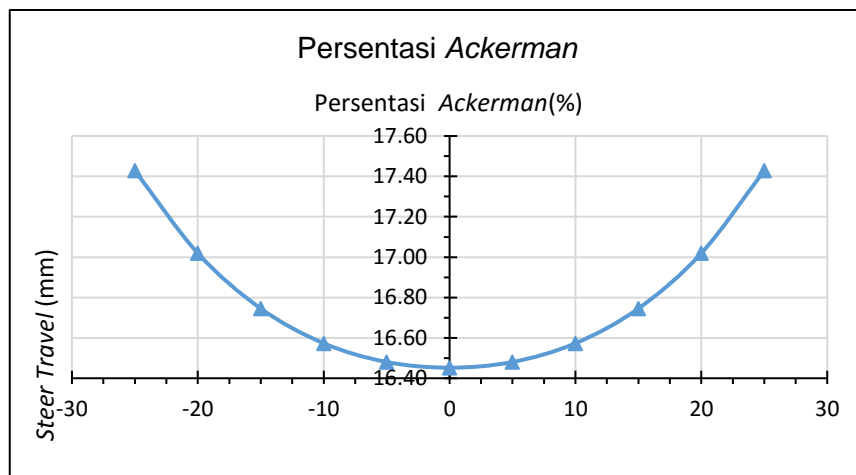
Berdasarkan gambar grafik 58, perubahan *camber* roda depan saat kemudi dibelokkan cenderung menjadi negatif untuk roda sisi luar dan cenderung menjadi positif untuk roda sisi dalam. Rata-rata perubahan *camber* roda sisi luar 0,099 deg/mm sedangkan pada roda sisi dalam 0,048 deg/mm. Kondisi ini diukur berdasarkan langkah dari *rack* kemudi saat kemudi dibelokkan dan bukan pada saat kendaraan melaju di tikungan atau berbelok di tikungan.



Gambar 58. Perubahan *Camber* Roda Depan saat Kemudi Dibelokkan

2) Persentasi Geometri *Ackerman*

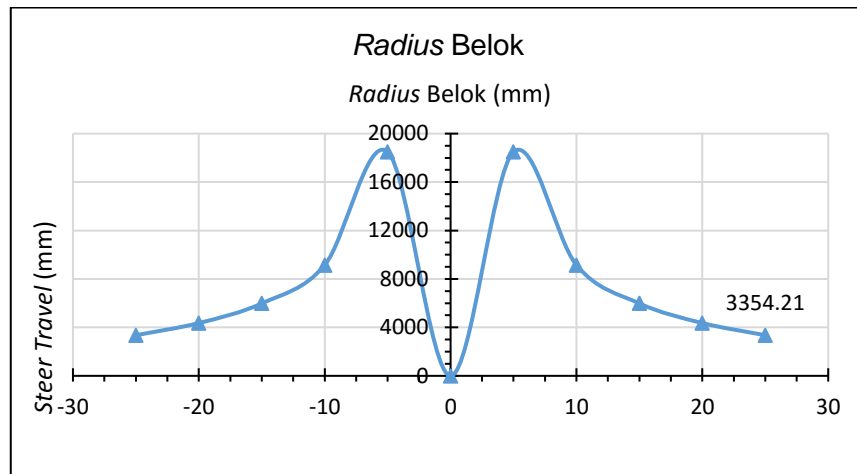
Berdasarkan gambar grafik 59, mobil FG16 memiliki geometri *Ackerman* sebesar 17,43% saat kemudi dibelokkan maksimal.



Gambar 59. Perubahan Persentasi *Ackerman*

3) *Radius* Belok

Berdasarkan gambar grafik 60, mobil FG16 memiliki *radius* belok minimal 3,35 meter.

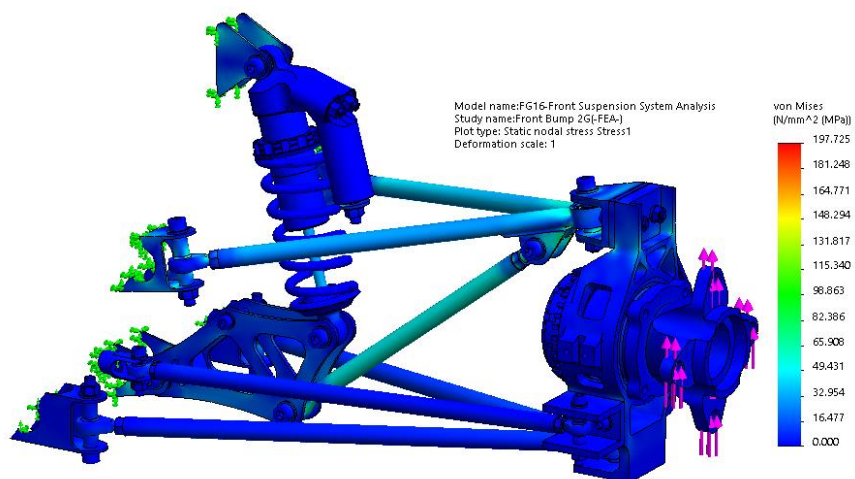


Gambar 60. Perubahan *Radius Belok*

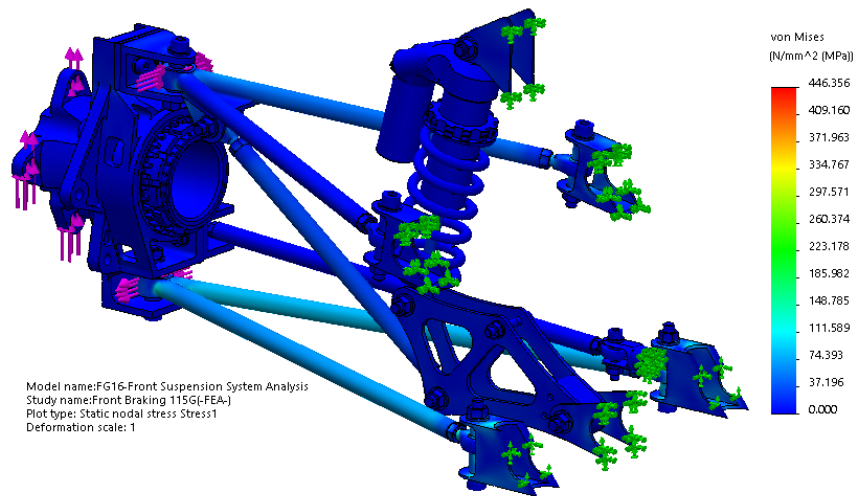
2. Analisis *Finite Element* pada Suspensi

a) Analisis Suspensi Depan

Berdasarkan gambar 61, tegangan maksimal pada sistem suspensi depan saat *bump* mencapai 197,72 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 55 MPa atau lebih yaitu *upper arm*, *pull rod*, *dampner mounting*, *lower arm mounting*, dan *upright*.

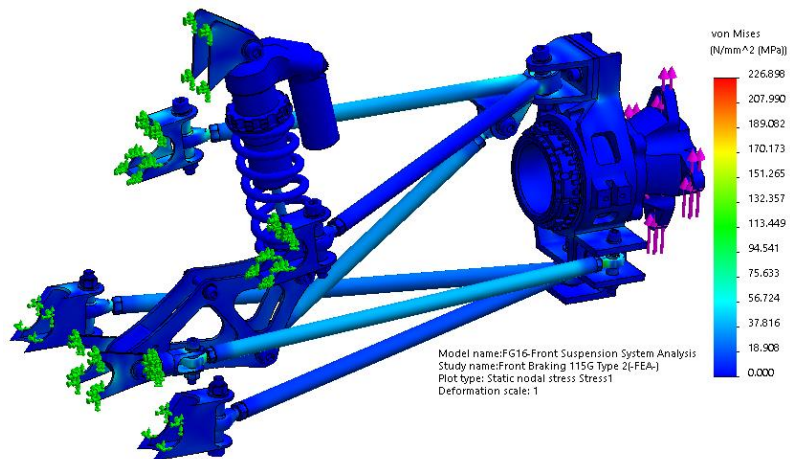


Gambar 61. Analisis Suspensi Depan saat *Bump*



Gambar 62. Analisis *Suspension Linkages* Depan saat Usaha Pengereman

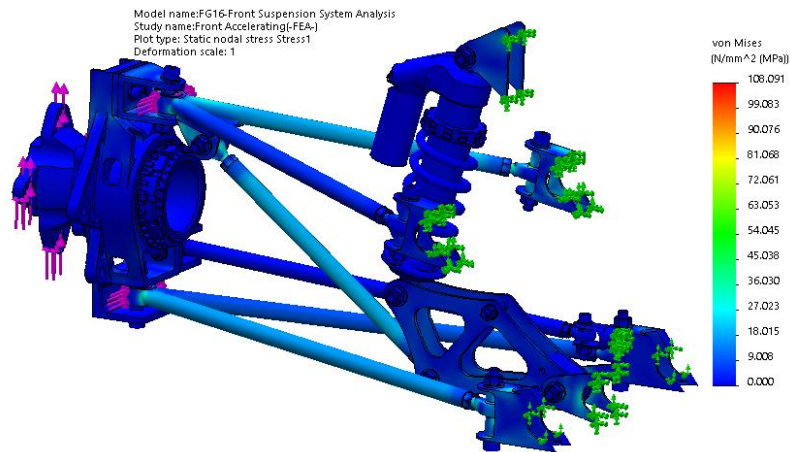
Berdasarkan gambar 62, tegangan maksimal pada sistem suspensi depan saat usaha pengereman mencapai 446,35 MPa. Komponen yang mengalami tegangan di atas 110 Mpa atau lebih yaitu *lower arm* dan *lower arm mounting*.



Gambar 63. Analisis Komponen Suspensi Depan saat Gaya Pengereman Berlangsung

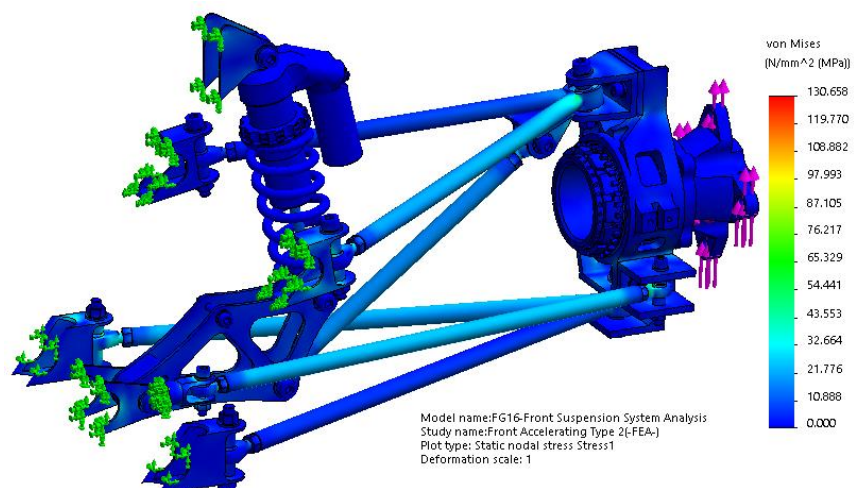
Berdasarkan gambar 63, tegangan maksimal pada sistem suspensi depan saat gaya pengereman berlangsung mencapai 226,89

MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 60 MPa atau lebih yaitu *upper arm*, *lower arm*, *pull rod*, dan *steering arm*.

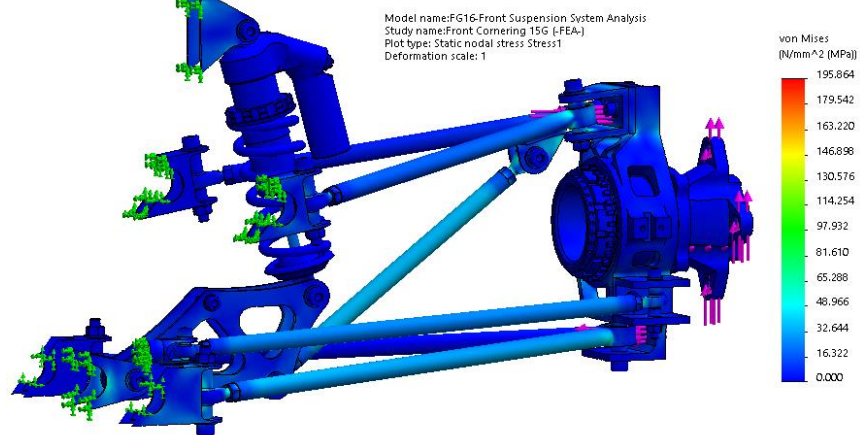


Gambar 64. Analisis *Lingkage* Suspensi Depan saat Akselerasi

Berdasarkan gambar 64, tegangan maksimal pada *suspension linkages* depan saat akselerasi mencapai 108 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 30 MPa atau lebih yaitu *upper arm*, *pull rod*, *lower arm*, *upper arm mounting*, *lower arm mounting* dan *bell crank mounting*.



Gambar 65. Analisis Komponen Suspensi Depan saat Akselerasi



Gambar 66. Analisis Suspensi Depan saat Berbelok

Berdasarkan gambar 65, tegangan maksimal pada komponen suspensi depan saat akselerasi mencapai 130,65 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 40 MPa atau lebih yaitu *upper arm*, *pull rod*, *lower arm*, *upper arm mounting*, *lower arm mounting*, *bell crank mounting*, *steering arm*, dan *upright*.

Berdasarkan gambar 66, tegangan maksimal pada sistem suspensi depan saat berbelok mencapai 195,86 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 55 MPa atau lebih yaitu *upper arm*, *lower arm*, *pull rod*, *steering arm*, *bell crank mounting* dan *upright*.

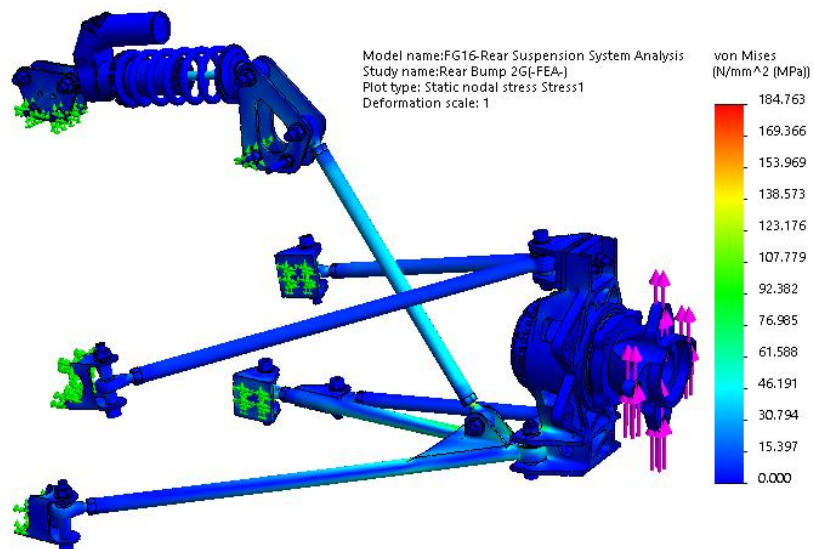
Berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan, diketahui bahwa setiap komponen sistem suspensi depan memiliki faktor keamanan di atas 1,21 kecuali *lower arm* pada kondisi pengereman yang hanya memiliki faktor keamanan sesuai dengan target minimal. Sedangkan komponen yang memiliki faktor keamanan tertinggi adalah *wheel hub*. Nilai faktor keamanan komponen suspensi depan pada setiap kondisi simulasi dapat dilihat pada tabel 15.

Tabel 15. Faktor Keamanan Komponen Suspensi Depan

Komponen	Factor of Safety			
	Bump	Braking	Accel.	Corner.
Lower Arm	5,51	1,21	3,15	3,27
Upper Arm	1,62	1,85	3,16	1,77
Push Rod	1,82	2,62	4,60	2,55
Bell Crank	7,60	11,32	19,69	10,42
Lower Arm Mounting	8,94	1,26	4,19	3,56
Upper Arm Mounting	2,81	2,05	4,61	6,49
Damper Mounting	3,45	5,07	8,69	4,73
Bell Crank Mounting	2,32	3,22	5,48	3,10
Steering Arm	5,49	2,13	3,66	3,36
Knuckle Arm	32,67	5,38	8,54	7,48
Upright	4,81	6,36	10,36	4,81
Wheel Hub	25,01	30,68	49,29	32,88

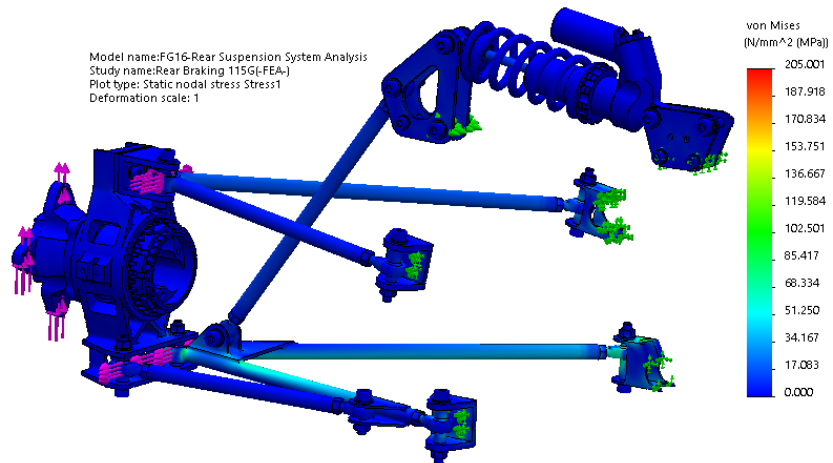
b) Analisis Suspensi Belakang

Berdasarkan gambar 67, tegangan maksimal pada sistem suspensi belakang saat *bump* mencapai 184,76 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 55 MPa atau lebih yaitu *lower arm*, *push rod*, dan *upright*.

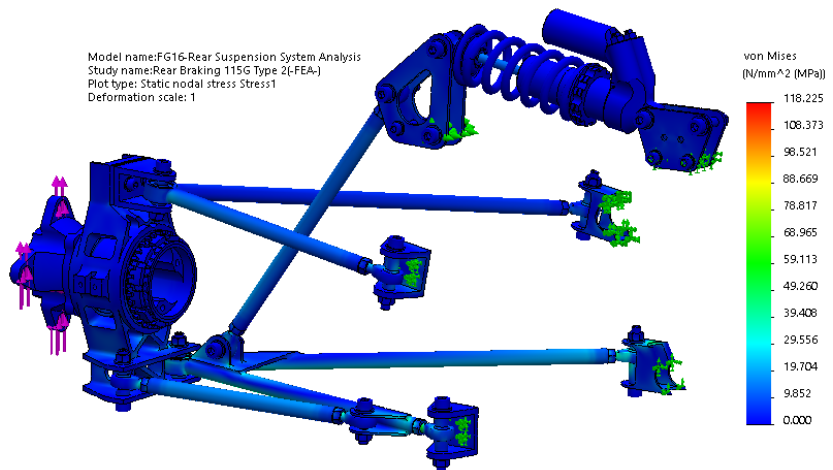


Gambar 67. Analisis Suspensi Belakang saat *Bump*

Berdasarkan gambar 68, tegangan maksimal pada sistem suspensi belakang saat usaha pengereman mencapai 205 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 60 MPa atau lebih yaitu *lower arm* dan *lower arm mounting*.



Gambar 68. Analisis Suspensi Belakang saat Usaha Pengereman

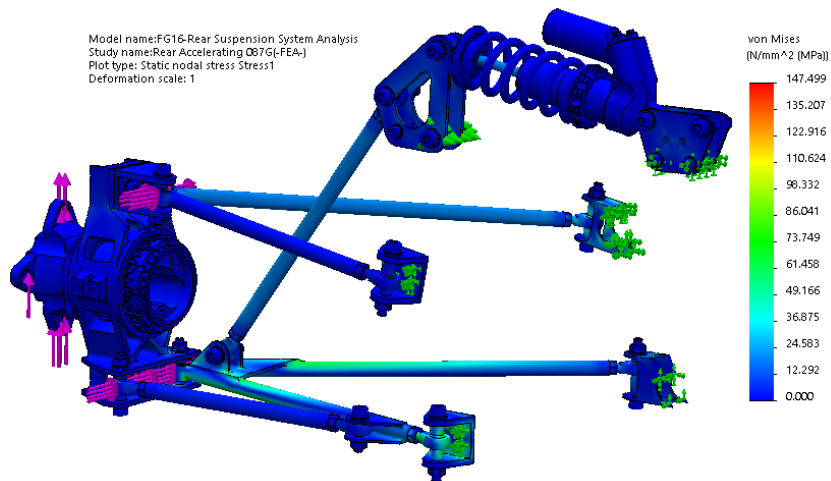


Gambar 69. Analisis Suspensi Belakang pada Kondisi Gaya Pengereman

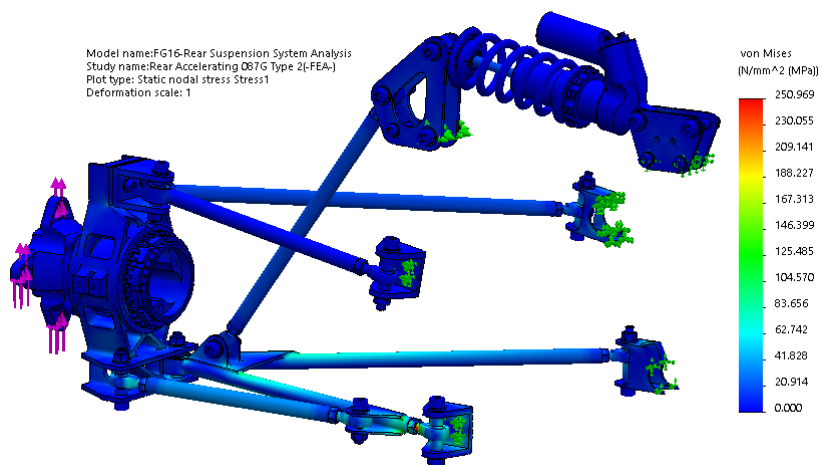
Berdasarkan gambar 69, tegangan maksimal pada sistem suspensi belakang saat gaya pengereman berlangsung mencapai 118,22 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 30 MPa

atau lebih yaitu *lower arm*, *upper arm*, *push rod*, *lower arm mounting*, dan *upright*.

Berdasarkan gambar 70, tegangan maksimal pada *suspension linkages* belakang saat kondisi akselerasi mencapai 147,5 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 50 MPa atau lebih yaitu *lower arm*, *push rod*, *upper arm*, *lower arm mounting*, dan *upper arm mounting*.

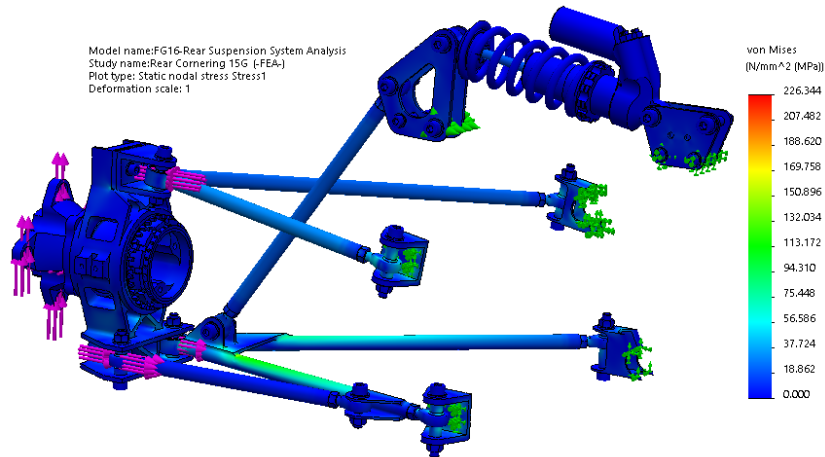


Gambar 70. Analisis *Suspension Linkages* Belakang saat Akselerasi



Gambar 71. Analisis Komponen Suspensi Belakang saat Akselerasi

Berdasarkan gambar 71, tegangan maksimal pada komponen suspensi belakang saat kondisi akselerasi mencapai 251 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 65 MPa atau lebih yaitu *lower arm*, *lower arm mounting*, dan *upright*.



Gambar 72. Analisis Suspensi Belakang saat Kondisi Berbelok

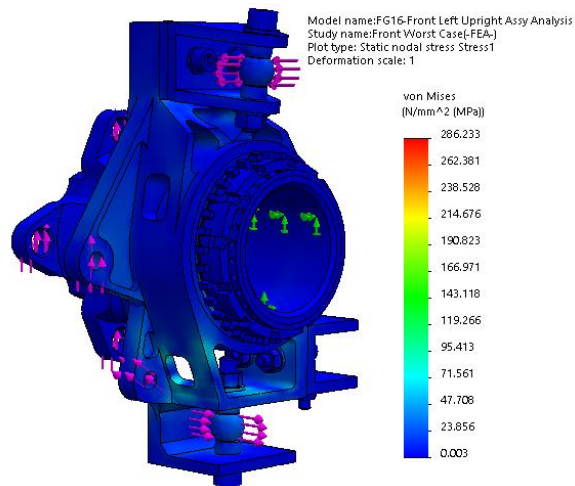
Berdasarkan gambar 72, tegangan maksimal pada sistem suspensi belakang saat berbelok mencapai 226 MPa. Komponen yang mengalami tegangan sekitar 65 MPa atau lebih yaitu *lower arm*, *upper arm*, *lower arm mounting*, *upper arm mounting*, dan *upright*.

Tabel 16. Faktor Keamanan Komponen Suspensi Belakang

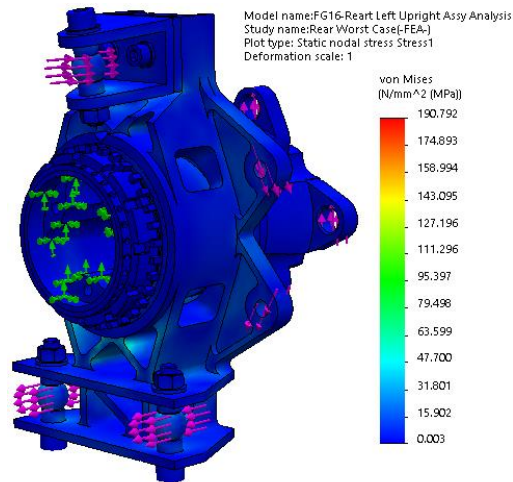
Komponen	Factor of Safety			
	Bump	Braking	Accel.	Corner.
Lower Arm	1.38	1.84	1.27	1.36
Upper Arm	5.48	3.83	3.39	2.61
Push Rod	2.59	7.26	5.12	4.69
Bell Crank	7.03	20.05	12.34	11.36
Lower Arm Mounting	4.25	1.88	2.77	4.17
Upper Arm Mounting	8.99	4.48	3.96	2.96
Damper Mounting	6.54	17.65	10.19	9.41
Upright	3.26	8.48	3.64	4.67
Wheel Hub	21.23	50.46	19.56	18.92

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan, diketahui bahwa setiap komponen sistem suspensi belakang memiliki faktor keamanan di atas 1,21. Faktor keamanan terendah dimiliki oleh komponen *lower arm* pada kondisi akselerasi, sedangkan komponen yang memiliki faktor keamanan tertinggi adalah *wheel hub*. Nilai faktor keamanan komponen suspensi belakang pada setiap kondisi simulasi dapat dilihat pada tabel 16.

c) Analisis Upright



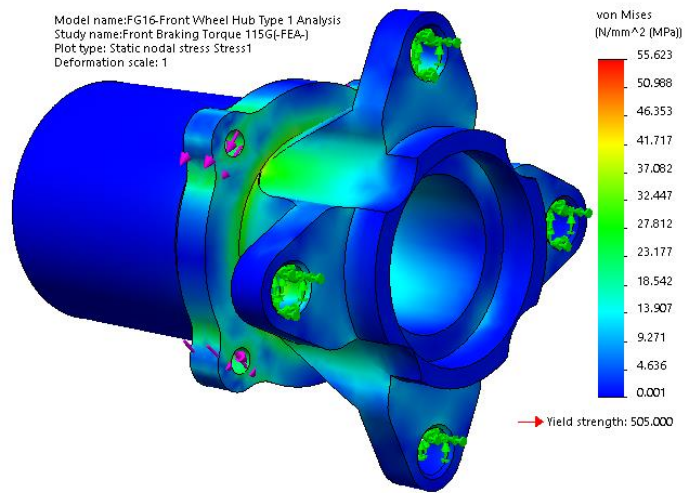
Gambar 73. Analisis *Upright* Depan saat Berbelok dan Mengerem



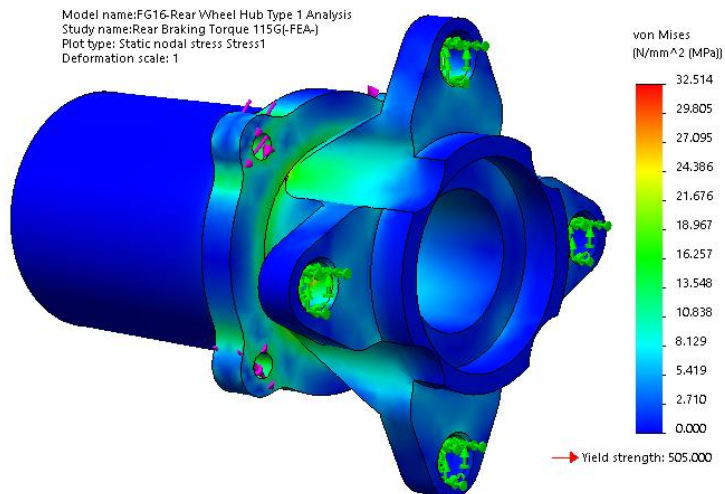
Gambar 74. Analisis *Upright* Belakang saat Berbelok dan Mengerem

Hasil analisis pada gambar 73 dan 74 menunjukkan bahwa tegangan maksimal saat berbelok dan mengerem mencapai 286 MPa untuk *upright* depan dan 191 MPa untuk *upright* belakang. Berdasarkan analisis tersebut diperoleh faktor keamanan terendah untuk *upright* depan 4,32 dan untuk *upright* belakang 5,97.

d) Analisis *Wheel Hub*



Gambar 75. Analisis *Wheel Hub* Depan saat Pengereman



Gambar 76. Analisis *Wheel Hub* Belakang saat Pengereman

Hasil analisis pada gambar 75 dan 76 menunjukkan bahwa tegangan maksimal yang terjadi saat pengereman mencapai 55,6 MPa untuk *wheel hub* depan dan 32,5 MPa untuk *wheel hub* belakang. Berdasarkan analisis tersebut diperoleh faktor keamanan terendah untuk *wheel hub* depan 9,07 dan *wheel hub* belakang 15,53.

C. Kajian Desain Sistem Suspensi Mobil FG16

Desain sistem suspensi mobil FG16 telah dirancang sesuai target desain yang telah ditetapkan sebelumnya. Hasilnya sistem suspensi mobil FG16 memiliki desain sebagai berikut:

- *Wheelbase* 1600 mm
- *Track width* depan 1150 mm dan *track width* belakang 1100 mm
- Ban menggunakan Hoosier ukuran 6,0/18,0-10 *inch* dengan *compound* LC0 pada roda depan dan R25B pada roda belakang
- Velg depan dan belakang menggunakan Keizer aluminum *wheel shells* diameter 10 *inch* dengan lebar 6 *inch*.
- Suspensi depan menggunakan tipe *Wishbone Unequal and Non Parallel Link with Pull Rod*
- Suspensi belakang menggunakan tipe *Wishbone Unequal and Non Parallel Link with Push Rod*
- *Travel* suspensi depan memiliki *jounce* 30 mm dan *rebound* 30 mm
- *Travel* suspensi belakang memiliki *jounce* 30 mm dan *rebound* 30 mm
- *Wheel rate* suspensi depan dan belakang 50,661 N/mm
- *Spring rate* suspensi depan dan belakang 61,3 N/mm
- *Roll rate* suspensi depan 584,38 Nm/deg *roll*

- *Roll rate* suspensi belakang 534,67 Nm/deg *roll*
- *Ride frequency* depan dan belakang 3,85 Hz
- *Motion ratio* suspensi depan dan belakang 1,1:1
- *Ride camber* roda depan -0,042 deg/mm
- *Ride camber* roda belakang -0,052 deg/mm
- *Roll camber* roda depan 0,60 deg/deg *roll*
- *Roll camber* roda belakang 0,52 deg/deg *roll*
- *Roll Gradient* 0,483 deg/g
- *Bump steer* 0,012 degree/mm
- *Adjustable toe* pada roda depan dan belakang
- *Adjustable camber* 0° sampai 4° *via shim* pada *upright* depan dan belakang
- *Adjustable anti-dive dan anti-squat*
- Tinggi *roll center* depan 30,95 mm di atas permukaan tanah
- Tinggi *roll center* belakang 46,59 mm di atas permukaan tanah
- *Caster* 4°, *caster trail* 10°, dan *caster offset* 6 mm
- *Kingpin inclination* 10°, *kingpin offset* 47,55 mm, dan *scrub radius* 8,2 mm
- Faktor keamanan komponen minimal 1,21

D. Pembahasan Desain Sistem Suspensi Mobil FG16

1. Pembahasan *Wheelbase* dan *Track Width* Mobil FG16

Wheelbase dan *track width* mobil FG16 dirancang berdasarkan pertimbangan teoritis yang telah diuraikan pada halaman 16 dan 17 menurut Miliken (1995) dan Smith (1978), regulasi FSAE 2016, dan data mobil peringkat 10 besar *acceleration*, *skidpad*, dan *endurance* di SFJ 2015. Mobil FG16 dirancang memiliki *wheelbase* 1600 mm, sedangkan

track width mobil FG16 dirancang memiliki lebar bagian depan 1150 mm dan lebar bagian belakang 1100 mm. Dalam hal ini rata-rata *track width* mobil FG16 dibuat lebih sempit dari mobil yang berada di peringkat 10 besar *skidpad* dan *endurance*.

Tujuan dari perancangan *wheelbase* dan *track width* mobil FG16 adalah untuk menghasilkan kestabilan lurus yang baik dan kemampuan manuver yang baik ditikungan sempit dan *chicanes*. Selain itu, kombinasi *track width* depan yang sedikit lebih lebar dari *track width* belakang dapat memperbaiki kemampuan berbelok mobil. Hal tersebut dapat terjadi karena selama mengerem saat akan memasuki tikungan beban akan ditransfer secara diagonal dari roda belakang sisi dalam ke roda depan sisi luar.

2. Pembahasan Velg dan Ban Mobil FG16

Berdasarkan regulasi FSAE 2016 diameter minimal velg yang boleh digunakan adalah 8 *inch*. Terdapat 2 ukuran velg yang terdapat dipasaran dan biasa digunakan pada mobil FSAE yaitu 13 *inch* dan 10 *inch*. Velg 13 *inch* memiliki keuntungan ruang yang lebih besar untuk komponen suspensi dan memungkinkan piringan rem berdiameter besar sehingga torsi pengeremannya lebih besar. Tetapi velg 13 *inch* juga memiliki kelemahan yaitu dengan material yang sama bobotnya lebih berat dan inersia putar lebih besar. Oleh karena itu pada mobil FG16 velg yang dipakai berdiameter 10 *inch* dengan lebar 6 *inch* karena beratnya yang lebih ringan dan inersia putar yang lebih kecil. Selain itu dengan *gear ratio* yang sama, velg dengan diameter yang lebih kecil akan menghasilkan *acceleration thrust* yang lebih besar.

Ditinjau dari kategori perlombaan pada *dynamic event* meliputi *acceleration*, *skidpad*, *autocross*, dan *endurance* tidak dibutuhkan ban yang memiliki karakteristik tahan aus tinggi. Hal ini dikarenakan jarak total yang ditempuh maksimal hanya 20 km pada saat *endurance* dan waktu tempuh tim tercepat hanya mencapai 20 menit saja. Ban dengan koefisien gesek tinggi dan *soft compound* akan lebih dibutuhkan untuk menambah daya lekat ban terhadap lintasan pada kompetisi ini. Oleh karena itu mobil FG16 menggunakan ban Hoosier dengan *compound* LC0 untuk ban depan dan R25B untuk ban belakang. Pemilihan ban Hoosier didasarkan pada hasil analisis test data ban dari *master thesis* Lamers (2008) yang ditinjau dari gaya longitudinal dan lateral, koefisien gesek longitudinal dan lateral, longitudinal dan lateral *stiffness*, kombinasi *slip*, dan *pneumatic trail* yang tercantum pada halaman 31.

3. Pembahasan *Suspension Spring* dan *Damper* Mobil FG16

Spring stiffness mobil F15 yang dipakai pada suspensi depan dan belakang yaitu 26,3 N/mm dengan *ride frequency* 2,4 Hz. Hasilnya suspensi depan dan belakang mobil F15 menjadi sangat *soft* dan memiliki respon transisi yang lambat. Hal yang dirasakan *driver* saat mengendarai mobil F15 yaitu mobil terasa sangat limbung terutama pada suspensi belakang pada saat berbelok. Oleh karena itu mobil FG16 dirancang memiliki *ride frequency* lebih tinggi yaitu 3,85 Hz dengan *spring rate* depan dan belakang sebesar 61,3 Nm/mm.

Mobil FG16 menggunakan *damper* Ohlins TTX 25 Mkl dikarenakan *Damper piggyback double adjustable* dari Kaz Technologies yang digunakan pada mobil F15 sudah mengalami kebocoran dan perlu

diperbaiki. Keterbatasan alat dan suku cadang untuk memperbaiki *dampers* tersebut, membuat tim memutuskan memakai Ohlins TTX 25 MkII yang secara perawatan dan suku cadangnya mudah didapat. Selain pertimbangan tersebut *dampers* Ohlins TTX 25 MkII memiliki kelebihan lain yaitu desainnya dibuat khusus untuk FSAE dan sudah menggunakan teknologi *twin tube*. Selain itu terdapat 4 cara penyetelan *dampers* melalui *low and high speed compression* dan *low and high speed rebound*.

4. Pembahasan *Roll Gradient* Mobil FG16

Mobil FG16 dirancang memiliki *roll gradient* yang lebih tinggi daripada mobil F15. *Roll gradient* mobil FG16 yaitu 0,483 deg/g yang berdasarkan teori menurut Matt Giaraffa (2015) pada halaman 21, *roll gradient* mobil FG16 termasuk dalam kategori rendah untuk mobil dengan *downforce* rendah. Tujuannya adalah supaya mobil FG16 memiliki respon yang cepat pada saat transisi dan mengurangi *chassis roll* saat mobil berbelok untuk memperbaiki kemampuan manuver. Oleh karena *roll gradient* mobil FG16 cukup rendah, desain *anti-roll bar* masih dalam tahap konsep dan perlu dilakukan uji coba lebih lanjut untuk memutuskan perlu tidaknya pemasangan *anti-roll bar* pada mobil FG16.

5. Pembahasan Tipe Sistem Suspensi Mobil FG16

Desain sistem suspensi depan dan belakang mobil FG16 menggunakan tipe *double wishbone* dengan konfigurasi lengan suspensi *unequal and non-parallel arm*. Tipe sistem suspensi tersebut memiliki keuntungan yang memungkinkan letak *roll center* menjadi rendah dan tetap berada di atas permukaan tanah, perubahan *track width* yang lebih kecil, dan mengurangi terjadinya *camber positif* pada roda sisi luar pada

kondisi *roll* saat berbelok. Mekanisme suspensi depan menggunakan model *pull rod* supaya *center of gravity* menjadi rendah, sedangkan pada suspensi belakang menggunakan model *push rod* untuk menyesuaikan letak komponen di bagian belakang.

Desain *pull rod* dan *push rod* pada mobil FG16 pada kedua ujungnya menggunakan *rod end* dengan arah ulir yang berbeda yaitu ulir kanan dan ulir kiri. Desain tersebut dibuat supaya penyetelan distribusi berat dapat dilakukan dengan menyetel panjang *pull rod* atau *push rod* tanpa harus melepas komponen tersebut. Mekanisme suspensi mobil FG16 dapat dilihat pada gambar 42 halaman 67.

6. Pembahasan Desain *Wheel Hub*

Wheel hub mobil FG16 dibuat dari material aluminum 7075 sedangkan *wheel hub* mobil F15 terbuat dari material AISI 4140. Keuntungan menggunakan material AISI 4140 memang akan menghasilkan komponen yang kuat tetapi memiliki kelemahan yaitu bobot yang berat, tidak tahan korosi, dan proses manufakturnya mahal. Sedangkan keuntungan menggunakan material aluminum 7075 adalah bobot komponen lebih ringan, kuat, tahan korosi, dan proses manufakturnya lebih murah. Selain itu, material *aluminum 7075* sudah terbukti dalam segi kekuatannya karena pada faktanya sering diaplikasikan sebagai material komponen pesawat terbang.

Hasilnya satu *wheel hub* mobil FG16 hanya memiliki berat 0,590 kg untuk *wheel hub* depan dan 0,783 kg untuk *wheel hub* belakang. Sedangkan *wheel hub* mobil F15 yang terbuat dari material AISI 4140 menghasilkan berat satu *wheel hub* depan mencapai 1,034 kg dan *wheel*

hub belakang 1,540 kg. Artinya reduksi berat untuk *wheel hub* depan 43% dan *wheel hub* belakang 49,2%.

7. Pembahasan Desain *Upright*

Upright mobil FG16 dibuat menggunakan material yang sama dengan mobil F15 yaitu *aluminum 7075*. Perbedaannya hanya terletak pada konstruksinya, konstruksi *upright* mobil FG16 didesain supaya bobotnya lebih ringan tanpa mengesampingkan kekuatannya. Konstruksi *upright* didesain dengan mempertimbangkan beberapa aspek meliputi, dimensi *wheel bearing*, *kingpin angle*, *kingpin offset*, *scrub radius*, *caster angle*, dan *caster trail*.

Hasilnya satu *upright* mobil FG16 hanya memiliki berat 0,523 kg untuk *upright* depan dan 0,663 kg untuk *upright* belakang. Sedangkan *upright* mobil F15 berat satu *upright* depan 0,711 kg dan *upright* belakang 0,812 kg. Artinya reduksi berat untuk *upright* depan 26,4% dan *upright* belakang 18,3%.

8. Pembahasan Desain *Bell Crank*

Bell crank mobil F15 terbuat dari material *aluminum 7075* dengan berat hanya mencapai 258,59 gram untuk *bell crank* depan dan 217,55 gram untuk *bell crank* belakang. Walaupun berat *bell crank* mobil F15 cukup ringan, tetapi secara konstruksi dinilai cukup rumit yang menyebabkan proses manufakturnya mahal. Proses manufaktur mahal dikarenakan waktu pengerjaan yang lama, banyak melakukan seting mesin, dan membuang banyak material. Sebagai upaya mengurangi biaya pembuatan dan mempersingkat waktu, maka desain konstruksi *bell crank*

mobil FG16 dibuat lebih sederhana menggunakan material aluminum plat 2024 dengan tebal 3,8 mm.

Keuntungan menggunakan *aluminum* plat 2024 adalah karena harganya relatif lebih murah, proses manufakturnya lebih cepat, dan tidak membuang banyak material. Hasilnya satu *bell crank* mobil FG16 hanya memiliki berat sekitar 161,11 gram untuk *bell crank* depan dan 65,89 gram untuk *bell crank* belakang. Artinya terjadi reduksi berat untuk *bell crank* depan 37,6% dan *bell crank* belakang 69,7%.

9. Pembahasan Analisis Kinematika Suspensi

Kinematika sistem suspensi mobil FG16 dibuat berdasarkan target desain dan pertimbangan-pertimbangan teoritis, meliputi: *caster*, *caster trail*, *kingpin inclination*, *scrub radius*, *anti feature*, perubahan *track width*, perubahan *toe*, perubahan *camber*, dan gerakan *roll center*. Hasil kinematika sistem suspensi mobil FG16 dapat dilihat pada lampiran 3 halaman 116.

a. Pembahasan Caster

Caster roda depan mobil FG16 didesain memiliki sudut *caster* positif 4° yang lebih besar daripada sudut *caster* mobil F15 yaitu positif 3° . Sudut *caster* roda depan pada mobil FG16 dibuat lebih besar dengan tujuan untuk memperbaiki kestabilan saat mobil melaju lurus. Secara teoritis semakin besar positif *caster*, *caster trail* juga akan semakin besar yang mengakibatkan *steering effort* menjadi besar. Oleh karena itu pada roda depan mobil FG16 menggunakan model *caster vorlauf geometry* yang menghasilkan *caster offset* 6 mm dan *caster trail*

10 mm. Model *caster* tersebut dipakai supaya dengan positif *caster* yang lebih besar *caster trail* dan *steering effort* tetap kecil.

b. Pembahasan *Kingpin Inclination*

Kingpin inclination dan *scrub radius* pada roda depan mobil FG16 dibuat berdasarkan target desain dan pertimbangan teoritis menurut Yukio Shimada pada halaman 11. *Kingpin inclination* mobil FG16 dibuat 10° yang menghasilkan *kingpin offset* 47,55 mm dan positif *scrub radius* 8,2 mm. *Kingpin inclination* dibuat 10° dengan tujuan supaya kemudi memiliki respon balik roda yang cukup setelah kendaraan berbelok atau keluar tikungan. Sedangkan positif *scrub radius* dibuat 8,2 mm yang memiliki keuntungan kecenderungan *toe in* saat mobil melaju lurus yang akan menambah kestabilan lurus mobil saat terkena gaya yang merepotkan seperti hembusan angin dari arah samping.

c. Pembahasan *Anti Feature*

Geometri *anti-dive* dipakai untuk mengurangi perpindahan berat saat kendaraan melakukan pengereman yang pada bagian depan kendaraan cenderung *dive* dan bagian belakang cenderung terangkat. Sebaliknya geometri *anti-squat* dipakai untuk mengurangi perpindahan berat saat kendaraan akselerasi yang disebabkan bagian depan kendaraan cenderung terangkat dan bagian belakang cenderung tertekan ke bawah.

Secara teoritis seperti yang telah diutarakan oleh Smith (1978) pada halaman 20, *anti-dive* dan *anti-squat* dipengaruhi oleh letak *center of gravity* mobil dan kekakuan *spring* suspensi. Mobil dengan

center of gravity rendah seperti FSAE, dan dengan *spring stiffness* yang cukup tinggi geometri *anti-dive* dan *anti-squat* cukup dengan nilai kecil atau bahkan tidak diperlukan. Oleh karena itu pada mobil FG16 geometri *anti dive* dan *anti squat* memiliki nilai yang sangat kecil, akan tetapi bila diperlukan *anti-feature* dapat distel dengan sedikit nilai yang lebih besar sesuai dengan kebutuhan.

d. Pembahasan Perubahan Toe

Berdasarkan pada gambar 52 halaman 77, menunjukkan bahwa terjadi *bump steer* pada roda depan mobil FG16. Secara teori, semakin kecil *bump steer* akan semakin baik karena akan mengurangi ketidakstabilan kemudi mobil. *Bump steer* yang terjadi pada roda depan mobil FG16 relatif kecil dan tidak melebihi target desain. Sedangkan perubahan *toe* pada roda belakang sangat kecil atau hampir mendekati nol.

e. Pembahasan Perubahan Track Width

Perubahan *track width* idealnya diusahakan tetap sama pada setiap kondisi *driving* karena semakin besar perubahan *track width* mengakibatkan garis edar ban terhadap lintasan menjadi berubah ubah. Semakin kecil perubahan *track width* maka semakin baik karena akan menambah kestabilan mobil pada lintasan yang *bumpy*. Perubahan *track width* mobil FG16 dapat dilihat pada gambar 53 halaman 78.

f. Pembahasan Perubahan Camber

Perubahan *camber* roda saat *bump* atau *droop* telah didesain sesuai dengan target desain. Secara teori, semakin kecil perubahan

camber saat *bump* atau *droop* semakin baik. Perubahan *camber* saat *roll* juga telah didesain supaya roda luar tidak mengalami perubahan *camber* positif yang besar. Oleh karena itu semakin kecil nilai positif *camber* pada roda luar saat kendaraan berbelok atau *roll* semakin baik karena akan mempertahankan posisi ban terhadap lintasan tetap tegak lurus yang akan menghasilkan *grip* yang lebih baik.

g. Pembahasan Gerakan *Roll Center*

Berdasarkan hasil evaluasi tahun 2015, mobil F15 memiliki respon transisi yang lambat, *chassis roll* yang berlebihan, dan kemampuan manuver yang tidak begitu baik. Hal tersebut dapat disebabkan salah satunya dari letak *roll center* depan dan belakang mobil F15. Mobil F15 memiliki letak *roll center* yang sangat rendah dan hampir sama antara *roll center* depan dan belakang. Letak *roll center* depan mobil F15 berada pada 10,48 mm di atas permukaan lintasan atau 4,2% dari tinggi *center of gravity* mobil. Sedangkan letak *roll center* belakang mobil F15 berada pada 13,26 mm di atas permukaan lintasan atau 5,3% dari tinggi *center of gravity* mobil.

Berdasarkan indentifikasi masalah di atas, maka pada mobil FG16 dirancang memiliki letak *roll center* depan berada pada 30,95 mm di atas permukaan lintasan atau 13,5% dari tinggi *center of gravity* mobil. Sedangkan letak *roll center* belakang berada pada 46,59 mm di atas permukaan lintasan atau 20,25% dari tinggi *center of gravity* mobil. Penetapan letak *roll center* tersebut didasarkan pada pertimbangan teoritis pada halaman 27 yang diutarakan oleh Scalabroni (2013) dan Rouelle (2016), saran dari Yukio Shimada (2007) pada halaman 19,

serta kompetisi FSAE yang mengharuskan mobil memiliki *grip* yang baik saat *skid-pad*, lincah saat *autocross* dan mampu memelihara *thread* ban saat *endurance*.

Perubahan letak *roll center* secara vertikal dan lateral pada mobil FG16 juga dibuat agar sekecil mungkin dan tidak begeser ke arah roda luar terutama *roll center* bagian depan. Hal tersebut bertujuan untuk mengurangi terjadinya efek *jacking* yang terjadi pada kondisi *roll* saat mobil berbelok.

h. Pembahasan Kinematika Kemudi

Ditinjau dari perubahan *camber* roda depan mobil FG16 saat kemudi dibelokkan cenderung menjadi negatif untuk roda sisi luar dan menjadi positif untuk roda sisi dalam. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 58 halaman 82. Sedangkan saat *roll*, *camber* roda dalam akan cenderung berubah menjadi negatif dan *camber* roda luar akan berubah menjadi positif. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 55 halaman 79. Kedua kejadian tersebut menguntungkan bagi roda depan karena akan memperbaiki posisi roda tetap tegak lurus terhadap lintasan saat mobil berbelok.

Ditinjau dari geometri *Ackerman*, mobil FG16 dan F15 memiliki perbedaan yang sangat signifikan. Geometri *Ackerman* mobil F15 dirancang memiliki persentasi *Ackerman* yang tinggi yaitu 95,54% saat kemudi dibelokkan maksimal. Sedangkan geometri *Ackerman* mobil FG16 dirancang hanya memiliki persentasi *Ackerman* sebesar 17,43% saat kemudi dibelokkan maksimal. Hal ini dikarenakan pada mobil F15 dengan nilai geometri *Ackerman* yang besar sering terjadi *understeer*.

Oleh karena itu untuk mengatasi hal tersebut geometri *Ackerman* mobil FG16 dirancang dengan nilai kecil atau mendekati paralel, hal ini sejalan dengan teori yang diutarakan oleh Miliken pada halaman 14. Hal tersebut dilakukan supaya *slip angle* roda depan dan belakang diharapkan memiliki nilai yang sama atau tidak jauh berbeda saat berbelok untuk dapat meminimalkan *understeer*.

Ditinjau dari *radius* belok minimal mobil FG16 memiliki *radius* belok 3,35 meter. *Radius* belok maksimal tersebut dinilai cukup untuk dapat melaju pada lintasan *autocross* yang memiliki *radius* tikungan paling kecil sekitar 3,5 meter.

10. Pembahasan Analisis Sistem Suspensi

Pembahasan analisis *finite element* pada sistem suspensi mobil FG16 berdasarkan pada setiap kondisi *driving* adalah sebagai berikut:

- a. Hasil analisis pada kondisi *bump* menunjukkan bahwa komponen yang bekerja paling berat pada suspensi depan adalah *upper arm* dan *pull rod* sedangkan pada suspensi belakang adalah *lower arm* dan *push rod*. Hal tersebut disebabkan gaya *bump* ditransfer melalui kedua komponen tersebut.
- b. Hasil analisis pada kondisi pengereman menunjukkan bahwa komponen sistem suspensi depan dan belakang yang terkena beban paling besar adalah *lower arm*. Hal tersebut disebabkan oleh gaya dan momen yang dihasilkan saat usaha pengereman.
- c. Hasil analisis pada kondisi akselerasi menunjukkan bahwa pada suspensi depan *lower arm* dan *upper arm* terkena beban yang sama sedangkan pada suspensi belakang komponen yang terkena beban

paling besar adalah *lower arm*. *Lower arm* belakang terkena beban paling besar karena letak titik *lower arm* pada *upright* tidak segaris terhadap sumbu vertikal roda.

- d. Hasil analisis pada kondisi berbelok menunjukkan bahwa pada suspensi depan komponen yang terkena beban paling besar adalah *upper arm* dan *upright* sedangkan pada suspensi belakang adalah *lower arm* dan *upright*. Hal tersebut dikarenakan pada saat berbelok terutama pada roda luar terjadi kondisi *bump* dan kondisi *roll*. Kondisi *bump* menyebabkan pembebanan pada komponen yang meneruskan gaya kepada damper selain itu komponen tersebut juga terkena gaya reaksi dari gaya belok mobil. Kondisi *roll* menyebabkan gaya sentrifugal sehingga pada roda luar menyebabkan bagian atas *upright* mengalami gaya ke arah luar dan bagian bawah *upright* mengalami gaya ke arah dalam. Kondisi ini dapat dilihat pada *free body diagram* pada gambar 35 halaman 61.

Berdasarkan hasil analisis komponen sistem suspensi mobil FG16 melalui *Finite Element Analysis* (FEA) secara keseluruhan menunjukkan bahwa seluruh komponen sistem suspensi memiliki faktor keamanan minimal 1,21, yang artinya desain komponen sistem suspensi sesuai dengan target yang diharapkan serta aman dan dapat diandalkan pada setiap kondisi *driving*. Nilai faktor keamanan minimal 1,21 diperoleh dari perhitungan yang terdapat pada lampiran 8 pada halaman 131, perhitungan tersebut dipertimbangkan menurut teori Ulman (2010) pada halaman 38.

BAB V

SIMPULAN DAN SARAN

A. Simpulan

Berdasarkan hasil perancangan sistem suspensi mobil FG16 dan hasil analisis yang diperoleh dan telah dipaparkan dalam bab IV, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Sistem suspensi mobil FG16 telah dirancang sesuai dengan regulasi FSAE 2016 dengan berat keseluruhan sistem suspensi yang lebih ringan daripada sistem suspensi mobil F15. Berat total sistem suspensi mobil FG16 yaitu 19,17% dari berat total sistem suspensi mobil F15. Rancangan sistem suspensi mobil FG16 juga telah dirancang memiliki *spring rate* 61,3 N/mm yang menghasilkan *roll gradient* 0,483 deg/g, sehingga memiliki karakter respon transisi yang lebih cepat daripada mobil F15.
2. Analisis kinematika suspensi menunjukkan bahwa secara keseluruhan sistem suspensi mobil FG16 telah dirancang memiliki *roll camber* yang lebih rendah serta letak dan gerakan *roll center* yang lebih baik daripada mobil F15. Hal tersebut menunjukkan bahwa mobil FG16 memiliki kemampuan yang lebih baik dalam bermanuver dibanding mobil F15. Selain itu geometri kemudi mobil FG16 juga telah dirancang dengan nilai *Ackerman* yang rendah atau mendekati paralel untuk mengurangi terjadinya *understeer*.
3. Analisis kekuatan material komponen sistem suspensi mobil FG16 melalui *Finite Element Analysis* (FEA) menunjukkan bahwa komponen sistem suspensi memiliki faktor keamanan minimal 1,21 yang berarti komponen

tetap aman dan dapat diandalkan pada setiap kondisi *driving*, serta sesuai dengan target minimal faktor keamanan yang telah ditetapkan.

B. Keterbatasan Desain Sistem Suspensi Mobil FG16

Keterbatasan-keterbatasan pada sistem suspensi mobil FG16 adalah sebagai berikut:

1. *Anti-roll bar* belum pasti diterapkan pada sistem suspensi mobil FG16 dikarenakan *roll gradient* mobil FG16 sudah cukup tinggi. Sehingga *anti-roll bar* pada desain sistem suspensi mobil FG16 masih dalam tahap konsep.
2. Gerakan *roll center* belakang tidak bisa menyamai gerakan *roll center* depan yang relatif konstan. Hal tersebut karena keterbatasan ruang pada rangka belakang untuk ruang *engine* dan komponen sistem pemindah tenaga.
3. Perhitungan gaya yang diterapkan pada proses *Finite Element Analysis* (FEA) sistem suspensi mobil FG16 masih belum sepenuhnya akurat. Perhitungan gaya yang diterapkan pada simulasi diperoleh berdasarkan kompetisi pada tahun 2015 dan asumsi-asumsi pada kondisi *driving*, sehingga gaya yang diterapkan pada simulasi tidak sama dengan gaya yang terjadi sesungguhnya pada kondisi *driving*. Hal tersebut karena terbatasnya data dan alat ukur yang tersedia. Data yang dimaksud meliputi data ban yang dipakai dan data mobil saat kendaraan melaju. Alat ukur yang dimaksud merupakan sensor-sensor yang ada pada mobil yang salah satunya untuk mengukur *g-force* mobil saat melaju.

C. Rekomendasi Pengembangan Sistem Suspensi Lebih Lanjut

Sistem suspensi mobil FG16 dapat dikembangkan untuk desain sistem suspensi mobil selanjutnya dari sisi berikut:

1. Material

Material yang digunakan pada mobil FG16 bisa diganti dengan material yang lebih kuat tetapi ringan. Misalnya material *suspension linkages* dapat diganti dengan material *carbon fiber*, aluminum, atau *steel* dengan *grade* yang lebih tinggi dari STKM 11A sehingga mampu menghasilkan faktor keamanan material komponen yang lebih tinggi dengan bobot yang lebih ringan.

2. *Anti-Roll Bar*

Anti-roll bar dapat diterapkan dengan merubahnya menjadi lebih *soft* dengan cara mengurangi diameter *torsion spring* atau mengganti *torsion spring* dari pejal menjadi pipa. Selain itu juga bisa dilakukan dengan memperpanjang lengan *anti-roll bar*.

3. *Wheel Alignment* dan Setingan *Damper*

Wheel alignment suspensi mobil FG16 dapat diseting atau diperbaiki sesuai *feedback* dari *driver* untuk memperoleh setingan yang sesuai. Begitu juga dengan *damper* Ohlins TTX 25 MkII yang dapat disesuaikan dengan keinginan *driver* dan karakteristik lintasan untuk memperoleh setingan yang tepat di setiap kategori perlombaan pada *dynamic event*.

4. Roda

Velg dan ban pada mobil FG16 dapat diganti dengan ukuran yang lebih lebar untuk mengoptimalkan *grip*, sehingga menambah kemampuan manuver mobil.

5. Penambahan Sensor

Sistem suspensi mobil FG16 dapat ditambahkan beberapa sensor dan data *logger* untuk memperoleh data *acquisition* sebagai dasar untuk memperoleh setingan mobil yang sesuai, serta data guna pengembangan sistem suspensi yang akan datang.

D. Saran

Berdasarkan hasil perancangan dan pembahasan yang telah disampaikan, maka perancang memiliki saran sebagai berikut:

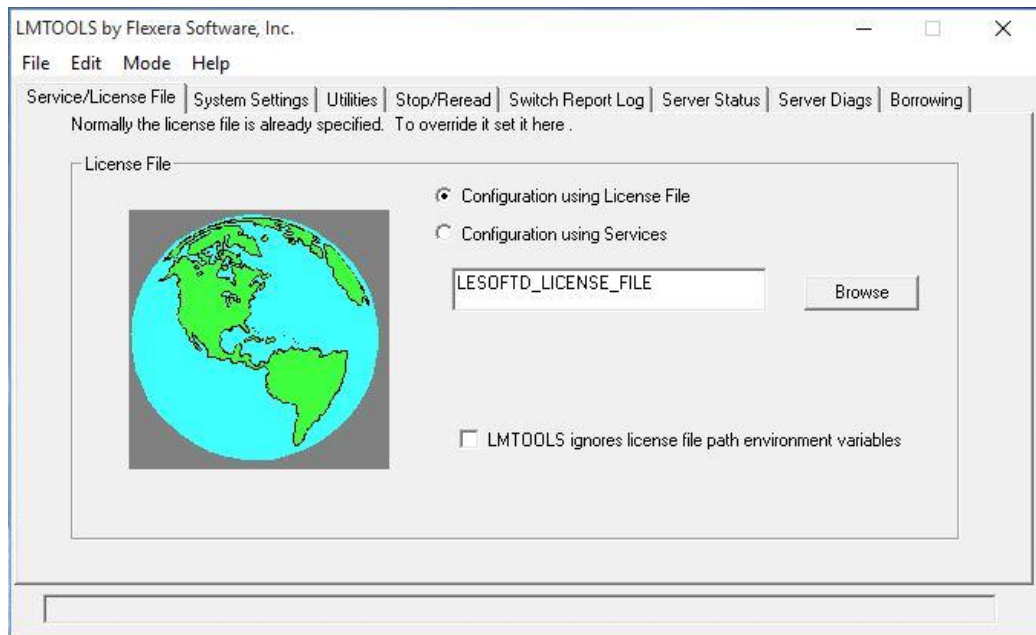
1. Sebaiknya untuk memperoleh data dilapangan dan data pada mobil guna melakukan perbaikan desain untuk mobil selanjutnya perlu adanya alat ukur yang memadai dan sensor-sensor pada mobil seperti *accelerometer*, *suspension travel sensor*, sensor temperatur ban, dan lain sebagainya.
2. Universitas Negeri Yogyakarta harus menjadi anggota di *Tire Test Consortium* milik Miliken *Research Company* untuk mendapatkan data ban yang sering digunakan pada kompetisi FSAE.
3. Perlu adanya fasilitas dan alat uji yang memadai terutama untuk menguji komponen sistem suspensi secara kenyataan. Diantaranya alat *dyno shock* untuk mengetahui karakteristik *damper*, timbangan untuk mengukur letak *center of gravity* dan distribusi berat kendaraan, dan *spooring equipment* untuk mengetahui dan menyeting *wheel alignment* mobil.

DAFTAR PUSTAKA

- Akin, J. Ed. (2009). *Finite Element Analysis Concepts via Solidworks*. United State of America: World Scientific.
- Anonim. (2015). Formula SAE International Rules 2016. Diakses dari <http://www.jsae.or.jp/formula/en/> pada tanggal 1 Desember 2015, Jam 14.25 WIB.
- Anonim. (2015). *Getting Started with Lotus Suspension Analysis*. Diakses dari <http://www.lesoft.co/> pada tanggal 14 Oktober 2016, jam 9.20 WIB.
- Anshul Dhakar dan Risvhav Ranjan. (2016). *Force Calculation in Upright of a FSAE Race Car*. International Journal of Mechanical Engineering and Tecnology (IJMET). Hlm. 168-176.
- Knowles, Don. (2011). *Classroom Manual for Automotive Suspension and Steering Systems 5th Edition*. USA: Delmar.
- Lamers, W. (2008). *Development and Analysis of A Multi-Link Suspension for Racing Applications*. Mastes Thesis. Technische Universiteit Eindhoven. DCT 2008.077.
- Matt Giaraffa. (2015). *Technical Tip: Spring & Dampers, Part One*. Diakses dari <http://www.optimumg.com/technical/technical-papers/> pada tanggal 6 Juni 2015, jam 13.11 WIB.
- Matt Giaraffa. (2015). *Technical Tip: Spring & Dampers, Part Two*. Diakses dari <http://www.optimumg.com/technical/technical-papers/> pada tanggal 8 Juni 2015, jam 15.15 WIB.
- Milliken, William F. & Milliken, Douglas L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*, USA: SAE, Inc.
- Norton, Robert L. (1999). *Design of Machinery: An introduction to Synthesis and Analysis of Mechanism and Machines 2nd Edition*. United State of America: McGraw-Hill.
- Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler, J.W. (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles 2nd Edition*. England: Butterworth-Heinemann.
- Rouelle, Claude. (2016). *Race Car Engineering and Data Acquisition Seminar*. Diakses dari http://www.theoryinpracticeengineering.com/_resources/rouelle_seminar_33M.pdf pada tanggal 19 Desember 2016, jam 14.05 WIB.
- Scalabroni, Enrique. (2013). *Front Roll Center* diakses dari <https://www.youtube.com/watch?v=xqh01JhEjMU> pada tanggal 25 Oktober 2016, jam 8.23 WIB.

- Smith, Carrol. (1978). *Tune to Win*. United State of America: Aero Plublisher, Inc.
- Staniford, Allan. (1999). *Competition Car Suspension 3rd Edition*. United Kingdom: Haynes Publishing.
- U lee dan C Han. (2001). *A Suspension System with a Variable Roll Center for Improvement of Vehicle Handling Characteristics*. IMechE. D00700.
- Ullman, David G. (2010) *The Mechanical Design Process 4th Edition*. New York: McGraw-Hill Companies, Inc.
- Van Berkum, A. (2006). *Chassis and Suspension Design FSRTE02*. Master Thesis. Technische Universiteit Eindhoven. DCT 2006.23.
- Yukio Shimada, et. al. (2007). *Motor Car Development/Fabrication Guide For Students and Junior Enginers*. Japan: Goro Obinata.

Lampiran 1. Lisensi Lotus *Suspension Analysis - Shark*



Gambar *License File Lotus Suspension Analysis* di LMTOOLS



Gambar Keterangan Versi *Lotus Suspension Analysis*

1/4/2017

Universitas Negeri Yogyakarta Pesan - RE: Asking for Academic License - license file



12504241039 WIDHIHASTU DHARMA S <12504241039@student.uny.ac.id>

RE: Asking for Academic License - license file

4 pesan

lesoftsupport <lesoftsupport@lotuscars.com>

11 Oktober 2016 14.36

Kepada: 12504241039 WIDHIHASTU DHARMA S <12504241039@student.uny.ac.id>

Dear Widhihastu,

Please find attached the required license file. Save it to the same folder that you have installed the software to, (default location c:\lesoft). You may need to point the application to it the first time you run the software, if so from the two options presented select the 'Specify the License File' option, then use the browse option to point to the license file. Under some versions of Windows you may need to repeat this 'select' and 'browse' loop a number of times. Please let me know if you have any problems with the license file.

As part of the install we provide a 'Getting Started' pdf document that introduces the new user to the software in a series of structured tutorials. Hopefully this will be of assistance in running the software.

Regards

Nigel Fleming

Senior Technical Specialist - Simulation Software

Lotus Engineering Software Support
Lotus Cars Limited
Hethel, Norwich, NR14 8EZ, England
Email: lesoftsupport@lotuscars.com

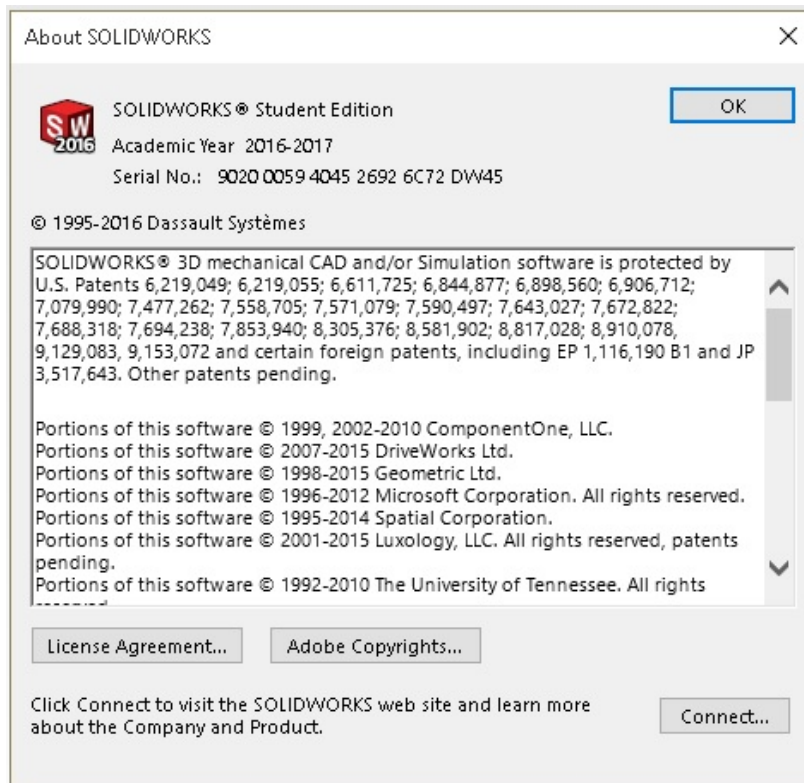


<http://www.lesoft.co>

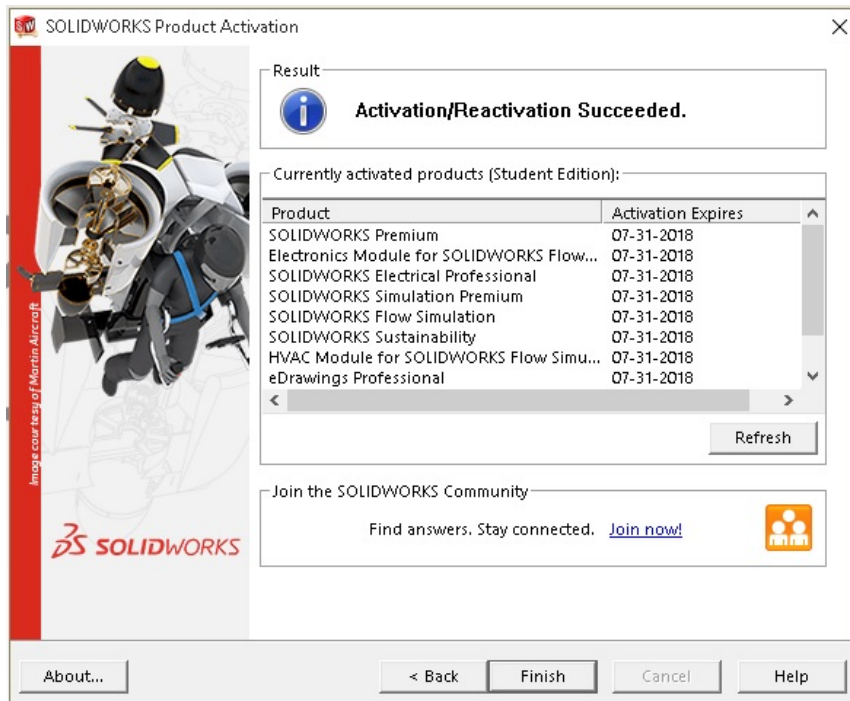
Gambar Email Pemberian Lisensi *Lotus Suspension Analysis* dari Lotus

Engineering Software Support

Lampiran 2. Lisensi Solidworks 2016-2017



Gambar Keterangan *Serial Number Solidworks Premium 2016-2017*



Gambar Keterangan Tanggal *Expired Produk Solidworks 2016-2017*

Lampiran 3. Kinematika Suspensi Mobil FG16

Kinematika Suspensi Depan

```
*****
04/01/2017                               18:05:37
LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v5.04
```

```
*****
```

```
FRONT SUSPENSION      FILENAME: Front SLA FG16 Reality.shk
```

```
TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper
```

```

          X          Y          Z
          (mm)       (mm)       (mm)
-1140.000  173.000    0.000   POINT:1   Lower wishbone front pivot
-920.000   173.000    0.000   POINT:2   Lower wishbone rear pivot
-1030.000  540.910   17.500   POINT:3   Lower wishbone outer ball joint
-1140.000  253.100  134.860   POINT:5   Upper wishbone front pivot
-920.000   253.100  134.860   POINT:6   Upper wishbone rear pivot
-1018.500  512.760  177.910   POINT:7   Upper wishbone outer ball joint
-1018.500  477.890  154.830   POINT:8   Push rod wishbone end
-1018.500  269.790   -6.810   POINT:9   Push rod rocker end
-1085.500  544.410   45.500   POINT:11  Outer track rod ball joint
-1085.500  179.000   24.900   POINT:12  Inner track rod ball joint
-1018.500  247.440  247.930   POINT:16  Damper to body point
-1018.500  299.610   54.850   POINT:17  Damper to rocker point
-1030.000  544.410  100.000   POINT:18  Wheel spindle point
-1030.000  575.000  100.000   POINT:19  Wheel centre point
-1036.000  160.000    0.000   POINT:20  Rocker axis 1st point
-1000.500  160.000    0.000   POINT:21  Rocker axis 2nd point
  240.000  320.000  170.000   POINT:22  Part 1 C of G
  230.000  440.000  395.000   POINT:23  Part 2 C of G
   29.000  475.000  390.000   POINT:24  Part 3 C of G
  155.000  525.000  325.000   POINT:25  Part 4 C of G
  155.000  180.000  265.000   POINT:26  Part 5 C of G
  135.000  790.000  335.000   POINT:27  Part 6 C of G
```

```

          STATIC VALUES
          Camber Angle (deg):    0.00
          Toe Angle {Plane} (deg): 0.00
          Toe Angle {SAE} (deg):  0.00
          Castor Angle (deg):    4.10
          Castor Trail (hub) (mm): 5.915
          Castor Offset (grnd) (mm): 10.474
          Kingpin Angle (deg):   9.95
          Kingpin Offset (w/c) (mm): 48.568
          Kingpin Offset (grnd) (mm): 8.451
          Mechanical Trail (grnd) (mm): 10.447
          ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 30.948
```

```

          GENERAL DATA VALUES
          TYRE ROLLING RADIUS (mm): 228.600
          WHEELBASE (mm): 1600.000
          C OF G HEIGHT (mm): 228.600
          BREAKING ON FRONT AXLE (%): 60.00
          DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00
          WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 50.00
          OUTBOARD FRONT BRAKES:
          INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:
          RACK TYPE STEERING ARTICULATION:
```

```

          RUN DETAILS
          FRONT SUSPENSION ONLY:
          BUMP TRAVEL (mm): 30.000   INCREMENT (mm): 5.000
          REBOUND TRAVEL (mm): 30.000   INCREMENT (mm): 5.000
          ROLL ANGLE (deg): 3.000   ROLL INCREMENT (deg): 0.50
          STEERING TRAVEL (mm): 25.400   STEERING INCREMENT (mm): 5.000
```

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
30.00	-1.3334	-0.3794	4.1189	11.3142	1.050	1.050
25.00	-1.0894	-0.3080	4.1153	11.0649	1.057	1.057
20.00	-0.8542	-0.2400	4.1120	10.8248	1.063	1.063
15.00	-0.6277	-0.1751	4.1089	10.5937	1.068	1.068
10.00	-0.4100	-0.1135	4.1059	10.3715	1.074	1.074
5.00	-0.2007	-0.0551	4.1032	10.1581	1.079	1.079
0.00	0.0000	0.0000	4.1006	9.9533	1.084	1.084
-5.00	0.1924	0.0519	4.0982	9.7573	1.089	1.089
-10.00	0.3764	0.1005	4.0959	9.5698	1.094	1.094
-15.00	0.5522	0.1459	4.0938	9.3907	1.099	1.099
-20.00	0.7198	0.1880	4.0918	9.2202	1.103	1.103
-25.00	0.8792	0.2267	4.0899	9.0580	1.108	1.108
-30.00	1.0304	0.2621	4.0882	8.9042	1.112	1.112

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {to Body} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
30.00	-1.03	0.00	31.38	1.38	0.84	-0.36	-28.10	-28.10
25.00	-0.96	0.00	31.23	6.23	0.80	-0.28	-23.35	-23.35
20.00	-0.90	0.00	31.12	11.12	0.73	-0.22	-18.63	-18.63
15.00	-0.83	0.00	31.03	16.03	0.61	-0.16	-13.94	-13.94
10.00	-0.77	0.00	30.98	20.98	0.45	-0.10	-9.27	-9.27
5.00	-0.72	0.00	30.95	25.95	0.25	-0.05	-4.62	-4.62
0.00	-0.66	0.00	30.95	30.95	0.00	0.00	0.00	0.00
-5.00	-0.61	0.00	30.97	35.97	-0.29	0.04	4.60	4.60
-10.00	-0.56	0.00	31.02	41.02	-0.63	0.08	9.18	9.18
-15.00	-0.51	0.00	31.09	46.09	-1.00	0.12	13.75	13.75
-20.00	-0.46	0.00	31.18	51.18	-1.43	0.15	18.29	18.29
-25.00	-0.42	0.00	31.29	56.29	-1.90	0.18	22.81	22.81
-30.00	-0.37	0.00	31.42	61.42	-2.41	0.20	27.31	27.31

FRONT SUSPENSION - ROLL

RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Roll Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
3.00	-1.9681	0.2626	4.1275	11.9027	1.117	1.117
2.50	-1.6192	0.2272	4.1224	11.5564	1.112	1.112
2.00	-1.2787	0.1884	4.1175	11.2186	1.106	1.106
1.50	-0.9464	0.1463	4.1129	10.8893	1.100	1.100
1.00	-0.6225	0.1008	4.1085	10.5686	1.095	1.095
0.50	-0.3070	0.0521	4.1044	10.2566	1.089	1.089
0.00	0.0000	0.0000	4.1006	9.9533	1.084	1.084
-0.50	0.2985	-0.0554	4.0970	9.6588	1.078	1.078
-1.00	0.5883	-0.1140	4.0936	9.3732	1.073	1.073
-1.50	0.8695	-0.1759	4.0904	9.0965	1.067	1.067
-2.00	1.1418	-0.2411	4.0873	8.8289	1.061	1.061
-2.50	1.4053	-0.3096	4.0845	8.5704	1.055	1.055
-3.00	1.6597	-0.3814	4.0819	8.3211	1.048	1.048

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Roll Angle (deg)	Roll Centre X (mm)	Roll Centre Y (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Roll Centre {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
3.00	-1030.00	0.21	31.42	31.42	-0.01	0.26	27.36	27.36
2.50	-1030.00	0.46	31.27	31.27	0.00	0.22	22.86	22.86
2.00	-1030.00	0.55	31.16	31.16	0.00	0.18	18.33	18.33
1.50	-1030.00	0.53	31.06	31.06	0.00	0.13	13.78	13.78
1.00	-1030.00	0.40	31.00	31.00	0.00	0.09	9.21	9.21
0.50	-1030.00	0.22	30.96	30.96	0.00	0.05	4.62	4.62
0.00	-1030.00	0.00	30.95	30.95	0.00	0.00	0.00	0.00
-0.50	-1030.00	-0.22	30.96	30.96	0.00	-0.05	-4.64	-4.64
-1.00	-1030.00	-0.40	31.00	31.00	0.00	-0.09	-9.31	-9.31
-1.50	-1030.00	-0.53	31.06	31.06	0.00	-0.14	-14.00	-14.00
-2.00	-1030.00	-0.55	31.16	31.16	0.00	-0.19	-18.71	-18.71
-2.50	-1030.00	-0.46	31.27	31.27	0.00	-0.23	-23.46	-23.46
-3.00	-1030.00	-0.21	31.42	31.42	0.01	-0.28	-28.23	-28.23

FRONT SUSPENSION - ROLL

LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Roll Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
3.00	1.6597	-0.3814	4.0819	8.3211	1.048	1.048
2.50	1.4053	-0.3096	4.0845	8.5704	1.055	1.055
2.00	1.1418	-0.2411	4.0873	8.8289	1.061	1.061
1.50	0.8695	-0.1759	4.0904	9.0965	1.067	1.067
1.00	0.5883	-0.1140	4.0936	9.3732	1.073	1.073
0.50	0.2985	-0.0554	4.0970	9.6588	1.078	1.078
0.00	0.0000	0.0000	4.1006	9.9533	1.084	1.084
-0.50	-0.3070	0.0521	4.1044	10.2566	1.089	1.089
-1.00	-0.6225	0.1008	4.1085	10.5686	1.095	1.095
-1.50	-0.9464	0.1463	4.1129	10.8893	1.100	1.100
-2.00	-1.2787	0.1884	4.1175	11.2186	1.106	1.106
-2.50	-1.6192	0.2272	4.1224	11.5564	1.112	1.112
-3.00	-1.9681	0.2626	4.1275	11.9027	1.117	1.117

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Roll Angle (deg)	Roll Centre X (mm)	Roll Centre Y (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Roll Centre {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
3.00	-1030.00	0.21	31.42	31.42	0.01	-0.28	-28.23	-28.23
2.50	-1030.00	0.46	31.27	31.27	0.00	-0.23	-23.46	-23.46
2.00	-1030.00	0.55	31.16	31.16	0.00	-0.19	-18.71	-18.71
1.50	-1030.00	0.53	31.06	31.06	0.00	-0.14	-14.00	-14.00
1.00	-1030.00	0.40	31.00	31.00	0.00	-0.09	-9.31	-9.31
0.50	-1030.00	0.22	30.96	30.96	0.00	-0.05	-4.64	-4.64
0.00	-1030.00	0.00	30.95	30.95	0.00	0.00	0.00	0.00
-0.50	-1030.00	-0.22	30.96	30.96	0.00	0.05	4.62	4.62
-1.00	-1030.00	-0.40	31.00	31.00	0.00	0.09	9.21	9.21
-1.50	-1030.00	-0.53	31.06	31.06	0.00	0.13	13.78	13.78
-2.00	-1030.00	-0.55	31.16	31.16	0.00	0.18	18.33	18.33
-2.50	-1030.00	-0.46	31.27	31.27	0.00	0.22	22.86	22.86
-3.00	-1030.00	-0.21	31.42	31.42	-0.01	0.26	27.36	27.36

FRONT SUSPENSION - STEERING TRAVEL
 TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Steer Travel (mm)	Toe Angle {SAE} (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Camber Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Ackermann (%)	Turning Circle Radius (mm)
25.00	-26.22	24.82	2.80	-0.79	17.43	3354.21
20.00	-20.59	19.73	2.04	-0.78	17.02	4359.67
15.00	-15.22	14.75	1.40	-0.70	16.75	5980.12
10.00	-10.03	9.82	0.85	-0.54	16.57	9145.05
5.00	-4.97	4.92	0.38	-0.31	16.48	18496.70
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	16.45	0.00
-5.00	4.92	-4.97	-0.31	0.38	16.48	18496.70
-10.00	9.82	-10.03	-0.54	0.85	16.57	9145.05
-15.00	14.75	-15.22	-0.70	1.40	16.75	5980.12
-20.00	19.73	-20.59	-0.78	2.04	17.02	4359.67
-25.00	24.82	-26.22	-0.79	2.80	17.43	3354.21

Kinematika Suspensi Belakang

```
*****
05/01/2017                                05:49:44
LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v5.04
*****
```

REAR SUSPENSION FILENAME: Rear SLA FG16 Reality.shk

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

STATIC VALUES			
X	Y	Z	
(mm)	(mm)	(mm)	
260.000	200.500	5.000	POINT:1 Lower wishbone front pivot
552.000	200.320	5.000	POINT:2 Lower wishbone rear pivot
530.000	488.800	17.500	POINT:3 Lower wishbone outer ball joint
260.000	252.930	139.860	POINT:5 Upper wishbone front pivot
552.000	252.570	134.860	POINT:6 Upper wishbone rear pivot
570.000	480.150	177.910	POINT:7 Upper wishbone outer ball joint
522.000	444.960	33.370	POINT:8 Push rod wishbone end
522.000	280.750	283.430	POINT:9 Push rod rocker end
610.000	488.800	17.500	POINT:11 Outer track rod ball joint
552.000	200.320	5.000	POINT:12 Inner track rod ball joint
522.000	25.000	308.750	POINT:16 Damper to body point
522.000	223.650	331.990	POINT:17 Damper to rocker point
570.000	514.300	100.000	POINT:18 Wheel spindle point
570.000	550.000	100.000	POINT:19 Wheel centre point
508.000	225.000	250.000	POINT:20 Rocker axis 1st point
536.000	225.000	250.000	POINT:21 Rocker axis 2nd point
220.000	415.000	185.000	POINT:22 Part 1 C of G
255.000	355.000	385.000	POINT:23 Part 2 C of G
30.000	475.000	390.000	POINT:24 Part 3 C of G
160.000	450.000	350.000	POINT:25 Part 4 C of G
220.000	190.000	475.000	POINT:26 Part 5 C of G
135.000	790.000	335.000	POINT:27 Part 6 C of G

STATIC VALUES	
Camber Angle (deg):	0.00
Toe Angle {Plane} (deg):	0.00
Toe Angle {SAE} (deg):	0.00
Castor Angle (deg):	14.00
Castor Trail (hub) (mm):	-19.428
Castor Offset (grnd) (mm):	76.432
Kingpin Angle (deg):	3.09
Kingpin Offset (w/c) (mm):	65.649
Kingpin Offset (grnd) (mm):	53.322
Mechanical Trail (grnd) (mm):	74.161
ROLL CENTRE HEIGHT (mm):	46.588

GENERAL DATA VALUES	
TYRE ROLLING RADIUS (mm):	228.600
WHEELBASE (mm):	1600.000
C OF G HEIGHT (mm):	228.600
BREAKING ON FRONT AXLE (%)	60.00
DRIVE ON FRONT AXLE (%)	0.00
WEIGHT ON FRONT AXLE (%)	50.00
OUTBOARD REAR BRAKES:	
INDEPENDENT REAR SUSPENSION:	

RUN DETAILS			
REAR SUSPENSION ONLY:			
BUMP TRAVEL (mm):	30.000	INCREMENT (mm):	5.000
REBOUND TRAVEL (mm):	30.000	INCREMENT (mm):	5.000
ROLL ANGLE (deg):	3.00	ROLL INCREMENT (deg):	0.50
STEERING TRAVEL (mm):	25.400	STEERING INCREMENT (mm):	5.000

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
30.00	-1.6178	0.0194	14.1960	4.7018	1.069	1.069
25.00	-1.3280	0.0146	14.1628	4.4128	1.070	1.070
20.00	-1.0465	0.0104	14.1300	4.1321	1.072	1.072
15.00	-0.7732	0.0068	14.0975	3.8593	1.077	1.077
10.00	-0.5078	0.0039	14.0653	3.5943	1.082	1.082
5.00	-0.2502	0.0016	14.0334	3.3368	1.089	1.089
0.00	0.0000	0.0000	14.0018	3.0866	1.097	1.097
-5.00	0.2428	-0.0009	13.9704	2.8437	1.105	1.105
-10.00	0.4785	-0.0011	13.9392	2.6076	1.114	1.114
-15.00	0.7072	-0.0006	13.9082	2.3784	1.123	1.123
-20.00	0.9291	0.0007	13.8774	2.1558	1.131	1.131
-25.00	1.1443	0.0028	13.8468	1.9397	1.140	1.140
-30.00	1.3529	0.0056	13.8163	1.7300	1.147	1.147

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {to Body} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
30.00	-4.88	5.43	38.47	8.47	1.49	0.22	-27.81	-27.81
25.00	-4.74	5.44	39.65	14.65	1.38	0.18	-23.14	-23.14
20.00	-4.61	5.45	40.90	20.90	1.22	0.15	-18.47	-18.47
15.00	-4.48	5.46	42.22	27.22	1.00	0.11	-13.81	-13.81
10.00	-4.36	5.47	43.61	33.61	0.73	0.08	-9.18	-9.18
5.00	-4.24	5.49	45.07	40.07	0.39	0.04	-4.57	-4.57
0.00	-4.13	5.51	46.59	46.59	0.00	0.00	0.00	0.00
-5.00	-4.01	5.52	48.18	53.18	-0.45	-0.04	4.54	4.54
-10.00	-3.91	5.54	49.83	59.83	-0.97	-0.08	9.05	9.05
-15.00	-3.80	5.56	51.54	66.54	-1.54	-0.12	13.52	13.52
-20.00	-3.70	5.58	53.32	73.32	-2.18	-0.17	17.96	17.96
-25.00	-3.60	5.61	55.16	80.16	-2.88	-0.21	22.36	22.36
-30.00	-3.50	5.63	57.06	87.06	-3.64	-0.25	26.73	26.73

REAR SUSPENSION - ROLL

RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Roll Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
3.00	-1.7004	0.0048	13.8642	4.7836	1.153	1.153
2.50	-1.4008	0.0023	13.8862	4.4851	1.144	1.144
2.00	-1.1076	0.0005	13.9086	4.1927	1.134	1.134
1.50	-0.8208	-0.0007	13.9314	3.9065	1.125	1.125
1.00	-0.5405	-0.0011	13.9545	3.6267	1.115	1.115
0.50	-0.2668	-0.0009	13.9780	3.3533	1.106	1.106
0.00	0.0000	0.0000	14.0018	3.0866	1.097	1.097
-0.50	0.2599	0.0015	14.0258	2.8267	1.089	1.089
-1.00	0.5128	0.0037	14.0501	2.5737	1.082	1.082
-1.50	0.7584	0.0064	14.0747	2.3277	1.075	1.075
-2.00	0.9967	0.0098	14.0994	2.0890	1.071	1.071
-2.50	1.2274	0.0137	14.1243	1.8576	1.068	1.068
-3.00	1.4504	0.0182	14.1493	1.6339	1.067	1.067

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Roll Angle (deg)	Roll Centre X (mm)	Roll Centre Y (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
3.00	570.00	102.63	45.94	-0.25	-0.24	25.61	25.61
2.50	570.00	86.32	46.13	-0.17	-0.20	21.43	21.43
2.00	570.00	69.57	46.29	-0.11	-0.16	17.22	17.22
1.50	570.00	52.49	46.41	-0.06	-0.12	12.97	12.97
1.00	570.00	35.14	46.51	-0.03	-0.08	8.68	8.68
0.50	570.00	17.61	46.57	-0.01	-0.04	4.36	4.36
0.00	570.00	0.00	46.59	0.00	0.00	0.00	0.00
-0.50	570.00	-17.61	46.57	-0.01	0.04	-4.39	-4.39
-1.00	570.00	-35.14	46.51	-0.03	0.07	-8.81	-8.81
-1.50	570.00	-52.49	46.41	-0.06	0.11	-13.27	-13.27
-2.00	570.00	-69.57	46.29	-0.10	0.14	-17.74	-17.74
-2.50	570.00	-86.32	46.13	-0.15	0.18	-22.23	-22.23
-3.00	570.00	-102.63	45.94	-0.22	0.21	-26.72	-26.72

REAR SUSPENSION - ROLL

LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Roll Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
3.00	1.4504	0.0182	14.1493	1.6339	1.067	1.067
2.50	1.2274	0.0137	14.1243	1.8576	1.068	1.068
2.00	0.9967	0.0098	14.0994	2.0890	1.071	1.071
1.50	0.7584	0.0064	14.0747	2.3277	1.075	1.075
1.00	0.5128	0.0037	14.0501	2.5737	1.082	1.082
0.50	0.2599	0.0015	14.0258	2.8267	1.089	1.089
0.00	0.0000	0.0000	14.0018	3.0866	1.097	1.097
-0.50	-0.2668	-0.0009	13.9780	3.3533	1.106	1.106
-1.00	-0.5405	-0.0011	13.9545	3.6267	1.115	1.115
-1.50	-0.8208	-0.0007	13.9314	3.9065	1.125	1.125
-2.00	-1.1076	0.0005	13.9086	4.1927	1.134	1.134
-2.50	-1.4008	0.0023	13.8862	4.4851	1.144	1.144
-3.00	-1.7004	0.0048	13.8642	4.7836	1.153	1.153

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Roll Angle (deg)	Roll Centre X (mm)	Roll Centre Y (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
3.00	570.00	102.63	45.94	-0.22	0.21	-26.72	-26.72
2.50	570.00	86.32	46.13	-0.15	0.18	-22.23	-22.23
2.00	570.00	69.57	46.29	-0.10	0.14	-17.74	-17.74
1.50	570.00	52.49	46.41	-0.06	0.11	-13.27	-13.27
1.00	570.00	35.14	46.51	-0.03	0.07	-8.81	-8.81
0.50	570.00	17.61	46.57	-0.01	0.04	-4.39	-4.39
0.00	570.00	0.00	46.59	0.00	0.00	0.00	0.00
-0.50	570.00	-17.61	46.57	-0.01	-0.04	4.36	4.36
-1.00	570.00	-35.14	46.51	-0.03	-0.08	8.68	8.68
-1.50	570.00	-52.49	46.41	-0.06	-0.12	12.97	12.97
-2.00	570.00	-69.57	46.29	-0.11	-0.16	17.22	17.22
-2.50	570.00	-86.32	46.13	-0.17	-0.20	21.43	21.43
-3.00	570.00	-102.63	45.94	-0.25	-0.24	25.61	25.61

Lampiran 4. Tabel *Mechanical Properties* Material Komponen Suspensi

Tabel *Mechanical Properties* AISI 52100 dan Zinc EZAC

Properti	Nilai		Satuan
	AISI 52100	Zinc EZAC	
<i>Elastic Modulus</i>	200000	85500	N/mm ²
<i>Poisson's Ratio</i>	0.32	0.3	N/A
<i>Shear Modulus</i>	80000		N/mm ²
<i>Mass Density</i>	7850	5000	kg/m ³
<i>Tensile Strength</i>	2240.7961	414	N/mm ²
<i>Compressive Strength</i>		641	N/mm ²
<i>Yield Strength</i>	2033.9534	393	N/mm ²
<i>Thermal Expansion Coefficient</i>	1.23E-05	2.78E-05	/K
<i>Thermal Conductivity</i>	42.4	104.7	W/(m·K)
<i>Specific Heat</i>	464	418.7	J/(kg·K)

Tabel *Mechanical Properties* AISI 4140 dan AL 7075 T6

Properti	Nilai		Satuan
	AISI 4140	AL 7075 T6	
<i>Elastic Modulus</i>	190000	72000	N/mm ²
<i>Poisson's Ratio</i>	0.28	0.33	N/A
<i>Shear Modulus</i>	79000	26900	N/mm ²
<i>Mass Density</i>	7800	2810	kg/m ³
<i>Tensile Strength</i>	980	570	N/mm ²
<i>Yield Strength</i>	760	505	N/mm ²
<i>Thermal Expansion Coefficient</i>	1.10E-05	2.36E-05	/K
<i>Thermal Conductivity</i>	14	130	W/(m·K)
<i>Specific Heat</i>	440	960	J/(kg·K)

Tabel *Mechanical Properties* AL 2025 T4

Aluminum 2025 T4		
Properti	Nilai	Satuan
<i>Elastic Modulus</i>	72400	N/mm ²
<i>Poisson's Ratio</i>	0.33	N/A
<i>Shear Modulus</i>	28000	N/mm ²
<i>Mass Density</i>	2780	kg/m ³
<i>Tensile Strength</i>	470	N/mm ²
<i>Yield Strength</i>	325	N/mm ²
<i>Thermal Expansion Coefficient</i>	2.32E-05	/K
<i>Thermal Conductivity</i>	120	W/(m·K)
<i>Specific Heat</i>	875	J/(kg·K)

Tabel Material Properties STKM 11A

PT. INDONESIA STEEL TUBE WORKS
SEMARANG-JAKARTA-SURABAYA
MILL CERTIFICATE



CUSTOMER : UNY

DELIVERY DATE : 24/02/2016

SURAT JALAN#	SPEC/SIZE	COIL #	PCS	WEIGHT	CHEMICAL COMPOSITION (%)							TENSILE TEST					
					C	SI	Mn	P	S	Yield Strength N/mm2	Tensile Strength N/mm2	Elongation %	Flattening	Expanding			
	STKM = JIS G 3445																
	STAM = JIS G 3472																
S11605-S3N	STKM-11AC 25-4x1.20x6715.0	H71159	3	14.4	3.0	1.0	17.0	14.0	3.0	224	344	45	OK	OK			
S11605-S3N	STKM-11AC 25-4x1.40x6363.0	CPS2563	5	26.3	2.0	0.1	20.9	8.6	6.1	203	320	45	OK	OK			
S11605-S3N	STKM-11AC 30.0x40.0x4.00x6000.0	527277	1	15.6	15.6	1.6	68.7	5.0	3.0	364	455	42	OK	OK			
S11605-S3N	STKM-11AC 25-4x1.80x662.0	514009	4	28	6.0	1.3	22.9	4.1	0.6	201	311	48	OK	OK			
S11605-S3N	STKM-11AC 25.0x40.0x2.00x595.0	625905V	1	12.6	7.7	0.7	41.4	12.0	4.4	237	338	42	OK	OK			
S11605-S3N	STKM-11AC 25-4x2.60x6116.0	623607V	2	17.9	8.8	0.6	44.1	13.5	4.2	237	333	43	OK	OK			
S11605-S3N	STKM-11AC 13.8x1.60x4084.0	513942	3	5.9	7.8	0.9	45.0	11.7	4.1	208	330	46	OK	OK			

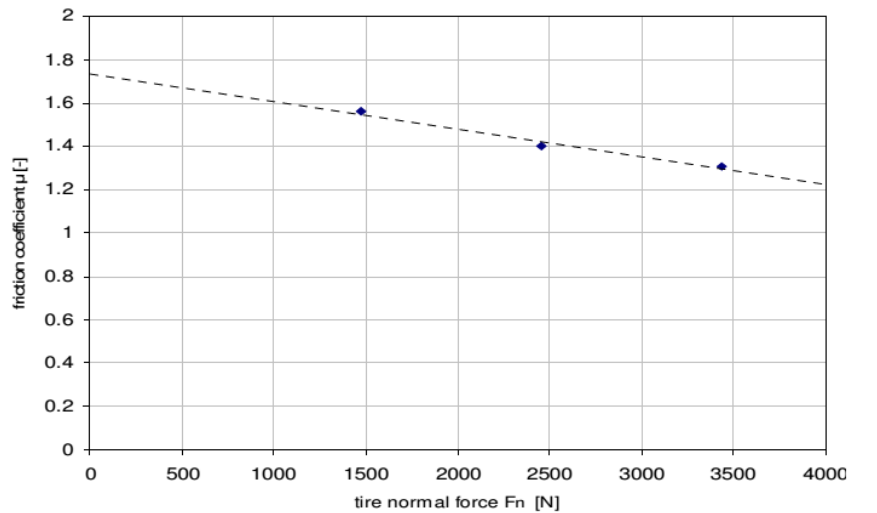
Semarang, 23 May 2016



*We hereby certify that the material described herein has been satisfactory inspected in accordance with the specification

Lampiran 5. Data Koefisien Gesek Ban

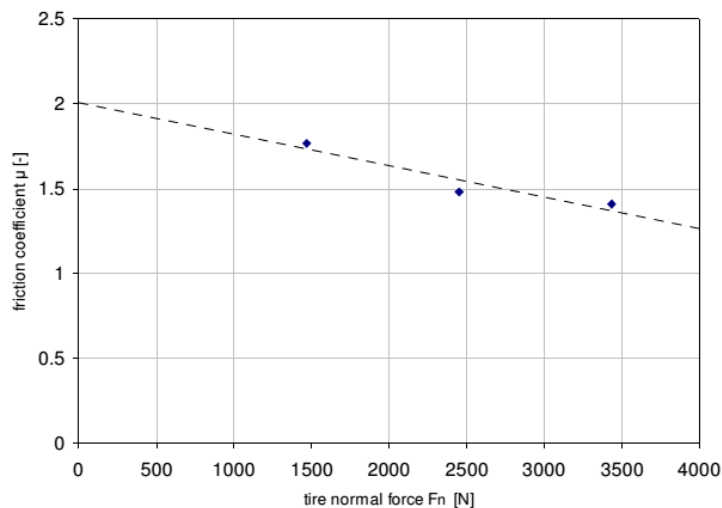
Koefisien gesek ban yang digunakan dalam perhitungan gaya pada roda di diambil dari *master thesis* Van Berkum tahun 2004.



$$\mu_{\text{long}} = \mu_{\text{lat}} = 1.74 - 1.28e-4 \cdot F_{N-f}$$

◆ μ_{lat} Avon measurements
 - - - linear approximation $\mu_{\text{lat}} = \mu_{\text{long}}$

Koefisien Gesek Ban Depan Avon pada Kondisi Lintasan Kering



$$\mu_{\text{lat-r}} = \mu_{\text{long-r}} = 2.00 - 1.85e-4 \cdot F_{N-r}$$

◆ $\mu_{\text{lat-r}}$ Avon measurements
 - - - $\mu_{\text{lat-r}}$ and $\mu_{\text{long-r}}$

Koefisien Gesek Ban Belakang Avon pada Kondisi Lintasan Kering

Lampiran 6. Perhitungan *Roll Gradient*

a. Perhitungan *Spring Rate*

$$K_s = 4\pi^2 f_r^2 m_{sm} MR^2$$

$$K_s = 4 * 3.14^2 * 3.85^2 * 288 * 1.1^2 = 50.93 \text{ N/mm}$$

Karena *spring rate* yang dipakai sebaiknya $\pm 20\%$ dari target, sehingga *spring rate* yang dipakai antara 40.74 N/mm dan 61.11 N/mm.

b. Perhitungan *Wheel Rate*

$$\textit{Wheel rate} = \textit{spring rate} / \textit{motion ratio}^2$$

$$\textit{Wheel Rate Depan} = \frac{61300 \text{ N/m}}{1.1} = 50661.16 \text{ N/m}$$

$$\textit{Wheel Rate Belakang} = \frac{61300 \text{ N/m}}{1.1} = 50661.16 \text{ N/m}$$

c. Perhitungan *Roll rate*

$$K_\phi = \frac{\pi(t^2)K_L K_R}{180(K_L + K_R)}$$

$$K_\phi \textit{Depan} = \frac{3.14(1.15^2)50661.16 \text{ N/m} * 50661.16 \text{ N/m}}{180(50661.16 \text{ N/m} + 50661.16 \text{ N/m})} = 584.38 \text{ Nm/deg}$$

$$K_\phi \textit{Belakang} = \frac{3.14(1.15^2)50661.16 \text{ N/m} * 50661.16 \text{ N/m}}{180(50661.16 \text{ N/m} + 50661.16 \text{ N/m})} = 584.38 \text{ Nm/deg}$$

d. Perhitungan *Roll Gradient*

$$\frac{\phi_r}{A_y} = \frac{-W \times H}{K_{\phi F} + K_{\phi R}}$$

$$\frac{\phi_r}{A_y} = \frac{-2825.28 \text{ N} \times 0.19123 \text{ m}}{584.38 \text{ Nm/deg} + 584.38 \text{ Nm/deg}} = 0.483 \text{ deg/g}$$

Lampiran 7. Perhitungan Gaya pada Kondisi *Driving*

Tabel Spesifikasi Mobil FG16

Parameter	Nilai	Satuan
Wheelbase	1.600	m
CG Height	0.230	m
Track Width (Depan)	1.150	m
Track Width (Belakang)	1.100	m
Berat Mobil Termasuk Driver	288	kg
Distribusi Berat Depan	50	%
Distribusi Berat Samping	50	%

Tabel Data Perlombaan *Student Formula Japan 2015*

Braking Event		
Kecepatan Pengereman	16.667	m/s
Jarak Pengereman	12.500	m
Waktu Pengereman	1.500	s
Deselerasi	11.112	m/s ²
G's Pengereman	1.133	g

Skid-Pad Event		
Jari-jari <i>Skid-Pad</i>	9.125	m
Kecepatan Selama Berbelok	11.454	m/s
Waktu Tempuh Satu Putaran	5.003	s
Akselerasi Lateral	14.378	m/s ²
Lateral G's	1.466	g

Acceleration Event		
Kecepatan Maksimal	35.800	m/s
Waktu Pada Kecepatan Maksimal	4.190	s
Jarak Tempuh Akselerasi	75	m
Akselerasi Longitudinal	8.544	m/s ²
Longitudinal G's	0.871	g

1. Kondisi *Bump* 2G

$$\text{Gaya Bump} = 2 * \text{massa roda} * g's$$

a. *Bump* Roda Depan

$$\text{Gaya Bump} = 2 * 72 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1412.64 \text{ N}$$

b. *Bump* Roda Belakang

$$\text{Gaya Bump} = 2 * 72 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1412.64 \text{ N}$$

2. Kondisi Pengereman

$$\text{Long. load trans. (N)} = \text{Long. Acc(g)} * \frac{\text{mass(kg)} * \text{cg heigh(m)}}{\text{Wheelbase(m)}}$$

$$\text{Long. load trans. (N)} = 1.15(g) * \frac{288(\text{kg}) * 0.23(\text{m})}{1.6(\text{m})} = 28.805 \text{ kg}$$

a. Gaya Pengereman pada Satu Roda Depan

$$FB = FN * \mu \text{ ban}$$

$$FB = (72 \text{ kg} + 28.05 \text{ kg}) * 9.81 * 1.61 = 1513.15 \text{ N}$$

Bila $FB = F1 - F2$ dan

Momen Pengereman: $MB = M1 + M2 \rightarrow FB \times r_{\text{roda}} = F1 \times a + F2 \times b$

Maka gaya $F1$ dan $F2$ sebagai berikut:

$$345.96 \text{ Nm} = 0.0825 \text{ m} \times F1 + 0.0825 \text{ m} \times F2$$

$$\underline{124.85 \text{ Nm} = 0.0825 \text{ m} \times F1 - 0.0825 \text{ m} \times F2}$$

$$221.11 \text{ Nm} = 0.165 \text{ m} \times F2$$

$$F2 = 1340 \text{ N}$$

$$F1 = 1513.15 + 1340 = 2853.4 \text{ N}$$

b. Gaya Pengereman pada Satu Roda Belakang

$$FB = FN * \mu \text{ ban}$$

$$FB = (72 \text{ kg} - 28.05 \text{ kg}) * 9.81 * 1.9 = 898.31 \text{ N}$$

Bila $F_B = F_1 - F_2$ dan

Momen Pengereman: $M_B = M_1 + M_2 \rightarrow F_B \times r_{\text{roda}} = F_1 \times a + F_2 \times b$

Maka gaya F_1 dan F_2 sebagai berikut:

$$205.35 \text{ Nm} = 0.0825 \text{ m} \times F_1 + 0.0834 \text{ m} \times F_2$$

$$74.11 \text{ Nm} = 0.0825 \text{ m} \times F_1 - 0.0825 \text{ m} \times F_2$$

$$131.24 \text{ Nm} = 0.1659 \text{ m} \times F_2$$

$$F_2 = 791.08 \text{ N}$$

$$F_1 = 898.31 + 791.08 = 1689.39 \text{ N}$$

3. Kondisi Akselerasi

$$\text{Long. load trans. (N)} = \text{Long. Acc (g)} * \frac{\text{mass (kg)} * \text{cg heigh (m)}}{\text{Wheelbase (m)}}$$

$$\text{Long. load trans. (N)} = 0.87(\text{g}) * \frac{288(\text{kg}) * 0.23(\text{m})}{1.6(\text{m})} = 18.01 \text{ kg}$$

a. Gaya Akselerasi pada Satu Roda Depan

$$F_A = F_N * \mu_{\text{ban}}$$

$$F_B = (72 \text{ kg} - 18.05 \text{ kg}) * 9.81 * 1.66 = 879.22 \text{ N}$$

Bila $F_A = F_1 + F_2$, maka $F_1 = 439.61 \text{ N}$ dan $F_2 = 439.61 \text{ N}$

b. Gaya Akselerasi pada Satu Roda Belakang

$$F_A = F_N * \mu_{\text{ban}}$$

$$F_B = (72 \text{ kg} + 18.05 \text{ kg}) * 9.81 * 1.84 = 1624.7 \text{ N}$$

Bila $F_A = F_1 + F_2$, maka $F_1 = 812.35 \text{ N}$ dan $F_2 = 812.35 \text{ N}$

4. Kondisi Berbelok

$$\text{Lat. load trans. (N)} = \text{Lat. Acc (g)} * \frac{\text{mass (kg)} * \text{cg heigh (m)}}{\text{Wheelbase (m)}}$$

$$\text{Lat. load trans. depan (N)} = 1.5(\text{g}) * \frac{144(\text{kg}) * 0.23(\text{m})}{1.15(\text{m})} = 43.2 \text{ kg}$$

$$\text{Lat. load trans. belakang}(N) = 1.5(g) * \frac{144(kg) * 0.23(m)}{1.1(m)} = 45.16 \text{ kg}$$

a. Gaya Lateral Roda Depan Luar

$$FL = FN * \mu \text{ ban}$$

$$FB = (72 \text{ kg} + 43.2 \text{ kg}) * 9.81 * 1.58 = 1785.58 \text{ N}$$

Bila $FL = F2 - F1$ dan

$$\text{Momen Pengereman: } MB = M1 + M2 \rightarrow FB \times r_{\text{roda}} = F1 \times a + F2 \times b$$

Maka gaya $F1$ dan $F2$ sebagai berikut:

$$408.18 \text{ Nm} = 0.0825 \text{ m} \times F1 + 0.0825 \text{ m} \times F2$$

$$147.31 \text{ Nm} = -0.0825 \text{ m} \times F1 + 0.0825 \text{ m} \times F2$$

$$260.87 \text{ Nm} = 0.165 \text{ m} \times F1$$

$$F1 = 1581 \text{ N} \text{ dan } F2 = 1581 + 1785.57 = 3366.57 \text{ N}$$

b. Gaya Lateral Roda Belakang Luar

$$FL = FN * \mu \text{ ban}$$

$$FB = (72 \text{ kg} + 45.16 \text{ kg}) * 9.81 * 1.8 = 2068.88 \text{ N}$$

Bila $FL = F2 - F1$ dan

$$\text{Momen Pengereman: } MB = M1 + M2 \rightarrow FB \times r_{\text{roda}} = F1 \times a + F2 \times b$$

Maka gaya $F1$ dan $F2$ sebagai berikut:

$$472.92 \text{ Nm} = 0.0834 \text{ m} \times F1 + 0.0825 \text{ m} \times F2$$

$$170.67 \text{ Nm} = -0.0825 \text{ m} \times F1 + 0.0825 \text{ m} \times F2$$

$$302.25 \text{ Nm} = 0.1659 \text{ m} \times F1$$

$$F1 = 1821.88 \text{ N} \text{ dan } F2 = 1821.88 + 2068.81 = 3890.69 \text{ N}$$

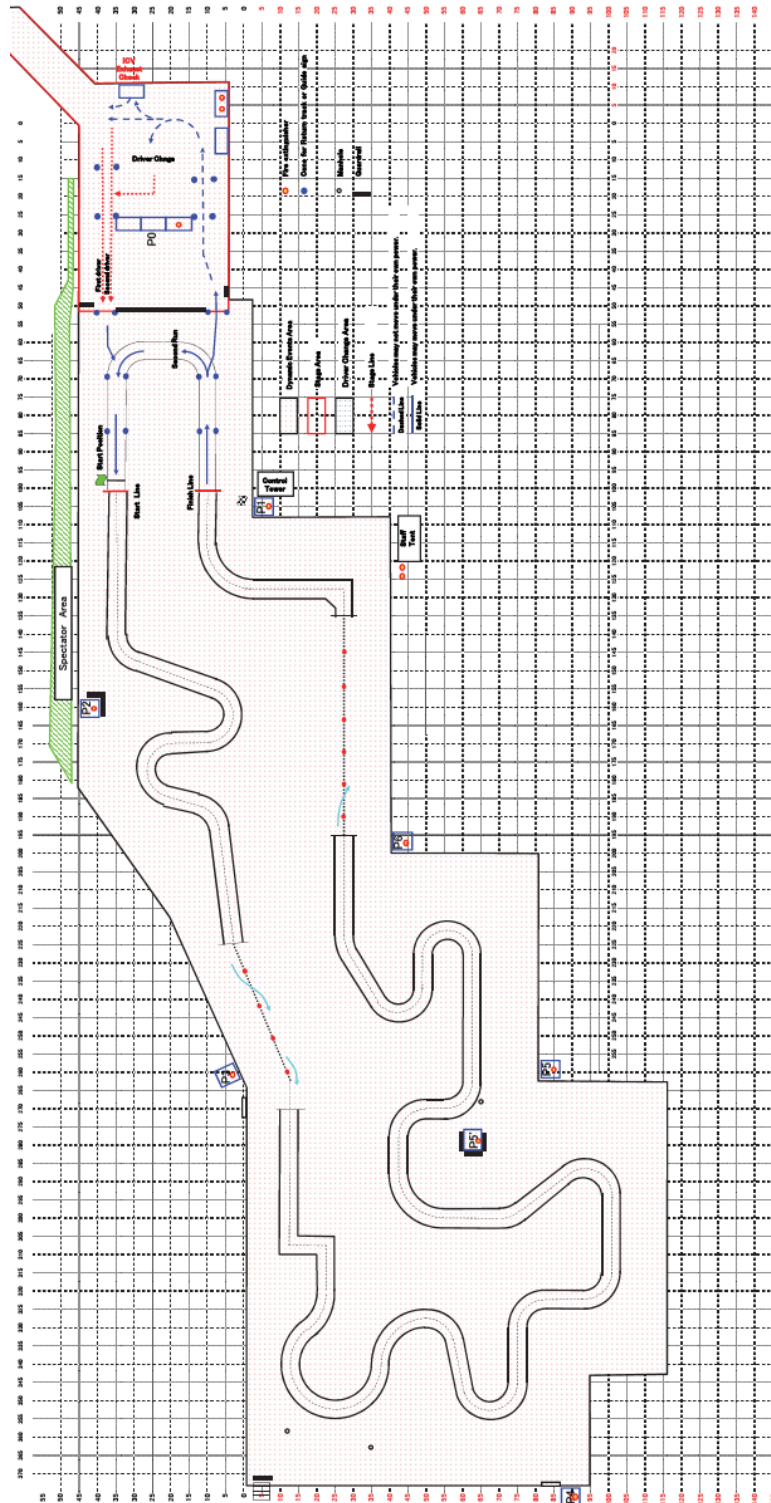
Lampiran 8. Perhitungan Faktor Keamanan Komponen

$$FS = FS_{material} \times FS_{stress} \times FS_{geometry} \times FS_{failure} \times FS_{reliability}$$


$$FS = 1.0 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.1 \times 1.1 = 1.21$$

- *FS material* = 1,0; karena material sudah teruji.
- *FS stress* = 1.0; karena beban statis dan dinamik dianalisis dengan metode yang akurat.
- *FS geometri* = 1,0; karena pengerjaannya dimanufaktur ber toleransi medium.
- *FS failure* = 1.1; karena analisis dilakukan menggunakan teori yang mempunyai akurasi cukup tinggi.
- *FS reliability* = 1.1; karena reliabilitasnya sekitar 90%.

Lampiran 9. *Layout Lintasan Autocross Student Formula Japan 2016*



Lampiran 10. Kartu Bimbingan Tugas Akhir Skripsi

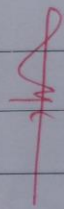


UNIVERSITAS NEGERI YOGYAKARTA
FAKULTAS TEKNIK

KARTU BIMBINGAN PROYEK AKHIR/ TUGAS AKHIR SKRIPSI

FRM/OTO/04-00
27 MARET 2008

Nama Mahasiswa : Widhihastu Dharma Setiawan
NIM : 12504241039
Judul PA/TAS : Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16 (FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi *Finite Element Analysis* (FEA)
Dosen Pembimbing : Muhkamad Wakid, S.Pd. M.Eng

Bimb. Ke-	Hari/Tanggal Bimbingan	Materi Bimbingan	Catatan Dosen Pembimbing	Ttd. Dosen Pembimbing
	19/11	2/II	<p>masalah elemen banyak! Abot abot</p> <p>- ket ket diperbaiki!</p> <p>- pustaka dicari yg lebih up to date!</p>	

Keterangan :

- Mahasiswa wajib bimbingan minimal 6 kali
Bila lebih dari 6 kali, kartu ini boleh dicopy.
- Kartu ini wajib dilampirkan pada laporan PA/TAS



UNIVERSITAS NEGERI YOGYAKARTA
FAKULTAS TEKNIK

KARTU BIMBINGAN PROYEK AKHIR/ TUGAS AKHIR SKRIPSI

FRM/OTO/04-00
27 MARET 2008

Nama Mahasiswa : Widhihastu Dharma Setiawan
NIM : 12504241039
Judul PA/TAS : Perancangan Sistik Suspensi Mobil Formula Garuda 16 (FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi *Finite Element Analysis* (FEA)
Dosen Pembimbing : Muhkamad Wakid, S.Pd. M.Eng

Bimb. Ke-	Hari/Tanggal Bimbingan	Materi Bimbingan	Catatan Dosen Pembimbing	Ttd. Dosen Pembimbing
			Baca panduan	
	Selasa	Bab 1-5	Skripsi ya!	
	13/12/2016		panduan / file penting untuk dipahami	
	Rabu	Bab 1-5	elemente	
	4/1/2017		in - mch	
			depan -> (kama) kembali -> Testi 79 sama	

Keterangan :

1. Mahasiswa wajib bimbingan minimal 6 kali
Bila lebih dari 6 kali, kartu ini boleh dicopy.
2. Kartu ini wajib dilampirkan pada laporan PA/TAS



UNIVERSITAS NEGERI YOGYAKARTA
FAKULTAS TEKNIK

KARTU BIMBINGAN PROYEK AKHIR/ TUGAS AKHIR SKRIPSI

FRM/OTO/04-00
27 MARET 2008

Nama Mahasiswa : Widhihastu Dharma Setiawan
NIM : 12504241039
Judul PA/TAS : Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16 (FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi *Finite Element Analysis* (FEA)
Dosen Pembimbing : Muhkamad Wakid, S.Pd. M.Eng

Bimb. Ke-	Hari/Tanggal Bimbingan	Materi Bimbingan	Catatan Dosen Pembimbing	Ttd. Dosen Pembimbing
	Selasa	Bab 1-5	Kesalahan Elemen	
	10/1/2017		Pembahasan dikaitkan dengan teori	
			Penulisan Daftar Pustaka	
			kesimpulan	

Keterangan :

1. Mahasiswa wajib bimbingan minimal 6 kali
Bila lebih dari 6 kali, kartu ini boleh dicopy.
2. Kartu ini wajib dilampirkan pada laporan PA/TAS

Lampiran 11. Bukti Selesai Revisi Tugas Akhir Skripsi



UNIVERSITAS NEGERI YOGYAKARTA
FAKULTAS TEKNIK

BUKTI SELESAI REVISI PROYEK AKHIR D3/S1

FRM/OTO/11-00
27 Maret 2008

Nama Mahasiswa : Widhihastu Dharma Setiawan
No. Mahasiswa : 12504241039
Judul PA D3/S1 : Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16
(FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi *Finite Element Analysis* (FEA)
Dosen Pembimbing : Muhkamad Wakid, S.Pd. M.Eng.

Dengan ini Saya menyatakan Mahasiswa tersebut telah selesai revisi.

No	Nama	Jabatan	Paraf	Tanggal
1	Muhkamad Wakid S.Pd. M.Eng.	Ketua Penguji		25-1-2017
2	Drs. Moch. Solikin, M.Kes.	Sekretaris Penguji		25-1-2017
3	Dr. Tawardjono Us., M.Pd.	Penguji Utama		25-1-2017

Keterangan :

1. Arsip Jurusan
2. Kartu wajib dilampirkan dalam laporan Proyek Akhir D3/S1