



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PEMODELAN SISTEM SUSPENSI KENDARAAN
DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE
SOLIDWORK**

**NASYIATUL AISYIYAH
NRP 2113 105 027**

**Dosen Pembimbing :
Dr. Unggul wasiwitono, ST., M. Eng. Sc**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 141585

**MODELLING OF VEHICLE SUSPENSION
SYSTEM USING SOLIDWORK**

**NASYIATUL AISYIYAH
NRP 2113 105 027**

**Supervisor :
Dr. Unggul Wasiwitono, ST., M. Eng. Sc**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016**

**PEMODELAN SISTEM SUSPENSI KENDARAAN
DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE
SOLIDWORK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

NASYIATUL AISYIYAH

Nrp. 2113 105 027

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc(Pembimbing I)
NIP. 197805102001121001
2. Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, MSc, PhD(Penguji I)
NIP. 19510605197831002
3. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA(Penguji II)
NIP. 196508101991021001
4. Moch.Solichin, ST, MT(Penguji III)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA
Januari , 2016

PERMODELAN SISTEM SUSPENSI KENDARAAN DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE SOLIDWORK

Nama : Nasyiatul Aisyiyah
NRP : 2113 105 027
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc

Abstrak

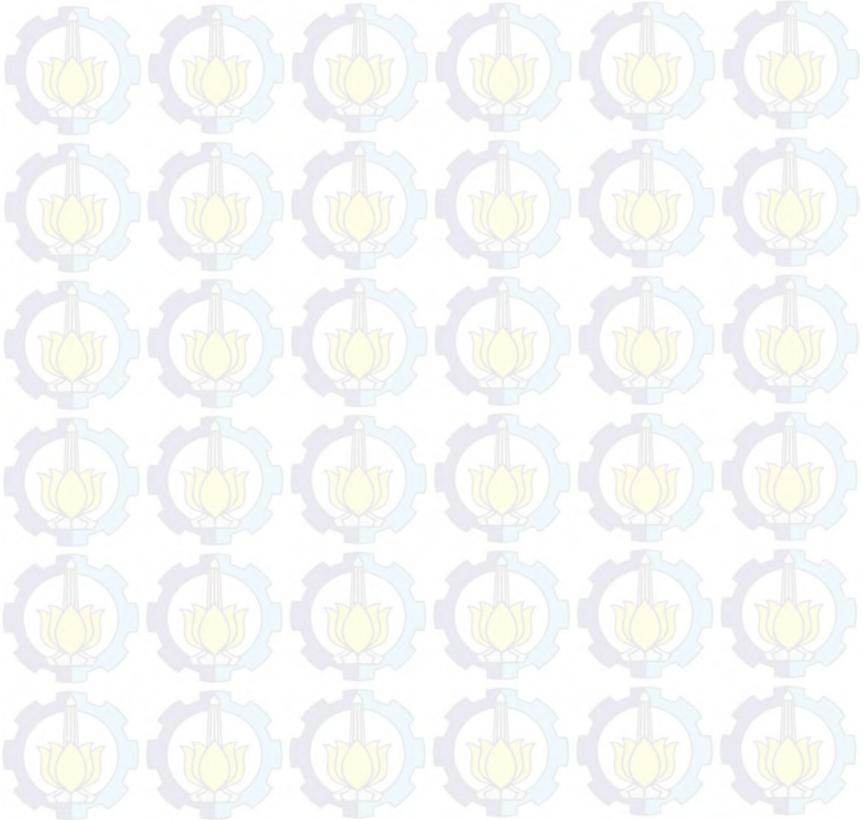
Pembelajaran berbasis virtual lab dapat digunakan sebagai alternatif pengganti untuk mengestimasi keterbatasan perangkat laboratorium. Dengan pembelajaran menggunakan virtual lab memberikan visualisasi dari fenomena yang terjadi pada peralatan yang ingin dianalisa, kinematika ataupun dinamika dari sistem suspensi serta konsep konsepnya yang berkaitan dengan simulasi.

Dalam tugas Akhir ini akan dilakukan permodelan dan simulasi dari sistem suspensi kendaraan, dengan menggunakan tool motion studi pada software solidwork. Langkah awal kendaraan dimodelkan dengan seperempat kendaraan dan diilustrasikan sebagai model 2 DOF dengan massa sprung dan unsprung, model suspensi yang digunakan merupakan tipe suspensi double wishbone. Dikarenakan percobaan ini adalah ditujukan mengetahui gerak kinematik dan dinamik dari suspensi maka parameter dapat dirubah. Perubahan yang dilakukan pada konstruksi double wishbone dengan melakukan variasi penempatan dari upper dan lower arm. Proses percobaan dilakukan dengan memberikan input pada suspensi berupa gerakan vertikal pada roda sebagai ilustrasi sebagai disturbance permukaan jalan. hasil simulasi akan dilakukan analisa apakah hasil simulasi sudah sesuai dengan kondisi real suspensi.

Pemodelan yang dilakukan pada Tugas Akhir ini didapatkan visualisasi sebagai media peraga dalam pembelajaran dengan hasil respon dinamis serta gerak kinematik dari sistem suspensi double wishbone. Pada pemodelan dengan variasi panjang lengan

sistem suspensi didapatkan hasil bahwa dengan perbedaan lengan memiliki pengaruh pada perubahan respon dinamik. Geometri lengan yang lebih panjang memiliki perubahan amplitudo sprung displacement yang lebih tinggi. Pemodelan variasi yang dilakukan untuk input harmonik dan bump menyatakan bahwa respon dinamik untuk input harmonik menghasilkan respon berbentuk sinusoidal

Kata Kunci : Pemodelan Sistem Suspensi; Virtual Lab; Double wishbone



MODELLING OF VEHICLE SUSPENSION SYSTEM USING SOLIDWORK SOFTWARE

Name : Nasyiatul Aisyiyah
NRP : 2113 105 027
Departement : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Dr. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc.

Abstract

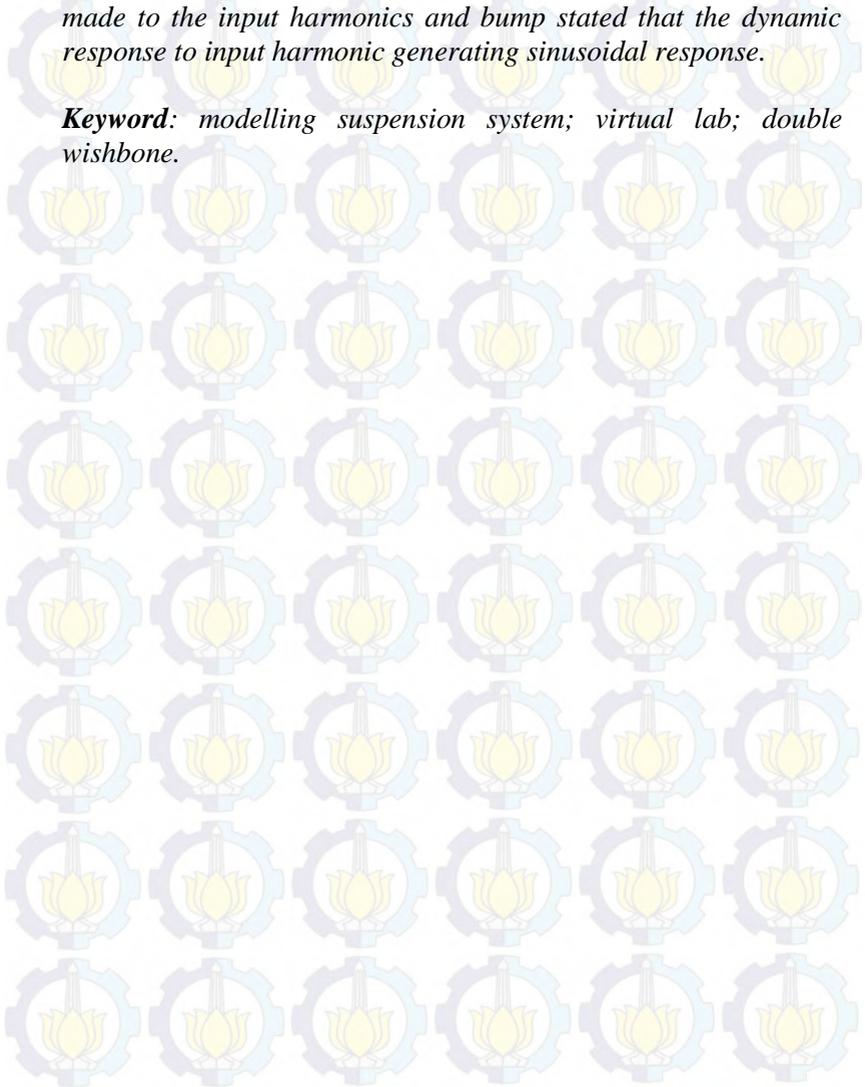
Virtual lab-based learning can be used as an alternative to estimate the limitations of laboratory equipment. By using a virtual learning lab gives visualization of phenomena that occur on the equipment that want to analyzed, the kinematics or dynamics of the suspension system and the concepts be related with the simulation.

In this final project will be carried out modeling and simulation of the vehicle suspension system, using a tool motion studies in solidwork software. The initial steps were modeled vehicles with a quarter car and illustrated as a model 2 DOF with sprung and unsprung mass, suspension models used a double wishbone type suspension. Due to this experiment is as a purpose to know kinematic and dynamic motion of the suspension, the parameters can be changed. the changes made in the construction of a double wishbone with variations placement of upper and lower arm. The experiment carried out by providing input on the suspension in the form of vertical movement on the wheel as an illustration as road disturbance. simulation results will be analyzed whether the simulation results are in accordance with the real conditions of the suspension.

Modeling in this final project obtained visualization as visual media in learning with the results of dynamic response as well as the kinematic motion of double wishbone suspension system. In the modeling of the length-arm suspension system variations showed that the difference in arm having an influence

on the dynamic response. Geometry longer arms have sprung displacement amplitude change higher. Modeling variations made to the input harmonics and bump stated that the dynamic response to input harmonic generating sinusoidal response.

Keyword: *modelling suspension system; virtual lab; double wishbone.*



KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

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

1. Bapak Dr. Unggul Wasiwitono, ST.M.Eng.Sc yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
2. Bapak, Ibu, kakak dan seluruh keluarga yang tidak ada hentinya mendoakan dan memberi semangat selama ini.
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD., Dr.Ir.Agus Sigit Pramono,DEA.,Moch.solichin,ST,MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini
4. Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng selaku dosen wali penulis, yang sudah membantu penulis dalam masa perkuliahan.
5. Segenap dosen dan staff karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, yang telah memberikan ilmunya.
6. Partner Rizkyansyah alif H, Terima kasih selalu memberikan dukungan dan menemani penulis selama ini.
7. Teman teman D3 Teknik Mesin Ella, Diana, Alawi, terima kasih atas dukungannya selama tugas akhir ini
8. Teman-teman seperjuangan "MBP",yang selalu memberi semangat dan menghibur penulis dalam proses mengerjakan Tugas Akhir ini.
9. Teman teman angkatan LJ 2013, terimakasih atas dukungannya dan semangatnya.

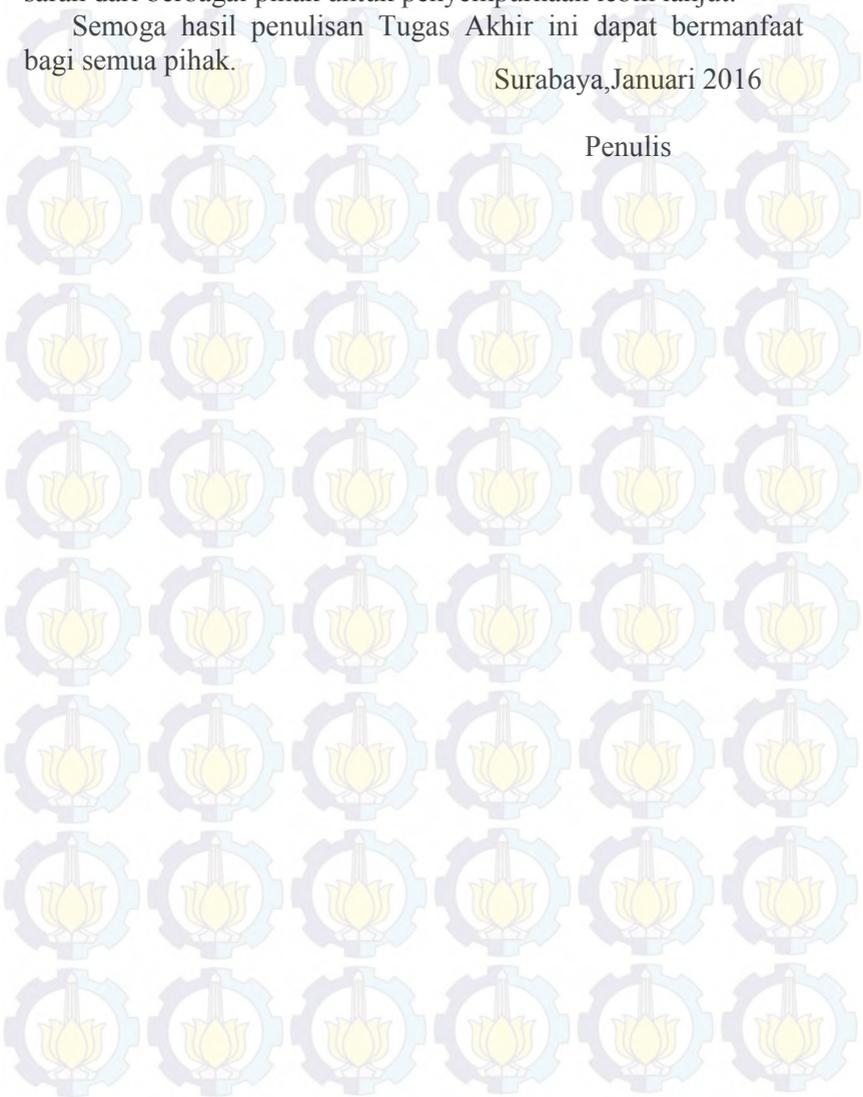
Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari

sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut.

Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis



DAFTAR ISI

LEMBAR JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	viii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Gambaran Umum Suspensi.....	5
2.1.1 Rigid suspension (suspensi <i>dependent</i>).....	7
2.1.2. Sistem Suspensi Independent.....	9
2.2 Mc Pherson.....	10
2.3 Double wishbone.....	12
2.4 Model Sistem dan Dinamika Suspensi.....	13
2.4.1 Pemodelan sederhana setengah kendaraan.....	15
2.4.2 Pemodelan seperempat kendaraan.....	17
2.4.3 Pemodelan kendaraan suspensi double wishbone.....	20
2.5 Solidwork Motion.....	28
2.6 Penelitian Terdahulu.....	32
BAB III METODOLOGI	
3.1 Prosedur Tugas Akhir.....	35
3.3 Prosedur Simulasi dan Analisa.....	35
3.2 <i>Flowchart</i> Tugas Akhir.....	39

BAB IV VALIDASI SOLIDWORK MOTION

4.1 Validasi.....	41
4.1.1 Sistem Satu Derajat Kebebasan (1 DOF) berdasarkan Teori	43
4.1.2 Sistem 2 DOF	50
4.1.3 Pemodelan Matematis Seperempat Kendaraan dengan double wishbone	54

BAB V ANALISA DINAMIS SISTEM SUSPENSI DOUBLE WISHBONE

5.1 Pemodelan sistem suspensi Double Wishbone ..	59
5.2 Simulasi Statik dengan Wheel Vertical	63
5.2.1 Defleksi Pegas	64
5.3 Simulasi Dinamik model dengan input harmonik	66
5.4 Simulasi Dinamik dengan Input Bump	70

BAB VI PENUTUP

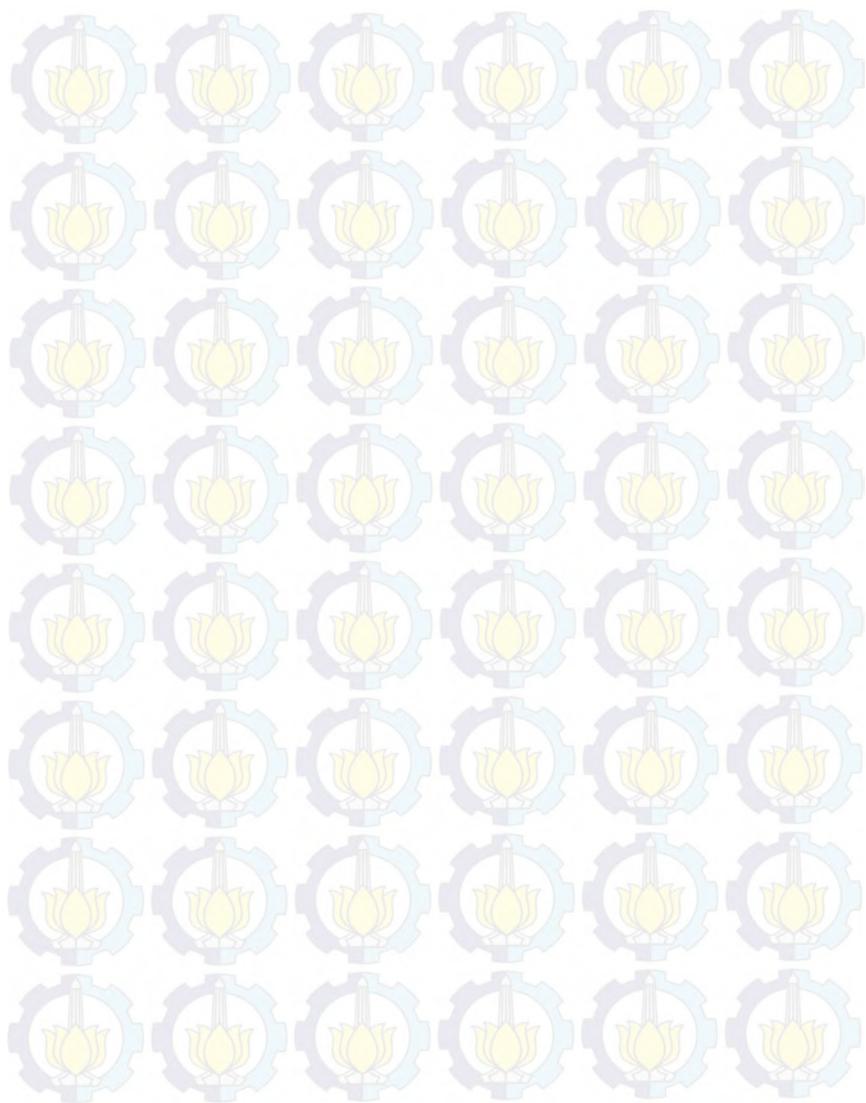
6.1 Kesimpulan	75
6.2 Saran	75

DAFTAR PUSTAKA	76
----------------------	----

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Suspensi Rigid	8
Gambar 2.2	Mc Pherson Suspension	10
Gambar 2.3	McPherson Type L	11
Gambar 2.4	Double Wishbone Suspension	12
Gambar 2.5	Pemodelan Setengah Kendaraan.....	15
Gambar 2.6	Osilasi Sprung Mass	16
Gambar 2.7	Osilasi Unsprung Mass	17
Gambar 2.8	Permodelan Suspensi 2 DOF	18
Gambar 2.9	Free Body Diagram	19
Gambar 2.10	Pemodelan kinematika suspensi independen double wishbone	20
Gambar 2.11	Prinsip suspensi melewati gangguan.....	22
Gambar 2.12	Mekanisme sebagai Input Harmonik	25
Gambar 2.13	Camber Angle	26
Gambar 2.14	Grafik Hubungan antara sudut Camber terhadap Wheel Vertical Motion.....	27
Gambar 2.15	a) add in solidwork motion , b). Type dari motion studi.....	29
Gambar 2.16	Tampilan Lembar kerja motion studi	31
Gambar 2.17	Contoh tampilan hasil analisa dengan motion studi	32
Gambar 3.1	Proses assembly sistem suspensi seperempat kendaraan	37
Gambar 3.2	Prosedur simulasi dengan input bump	38
Gambar 3.3	Prosedur simulasi dengan input harmonik....	39
Gambar 3.4	Flowchart tugas akhir.....	40
Gambar 4.1	Model Solidwork Satu DOF	42
Gambar 4.2	Sistem satu Derajat Kebebasan (1DOF) dengan redaman	44
Gambar 4.3	Perbandingan Hasil Respon getaran bebas	

Simulasi Dan Teoritis.....	46
Gambar 4.4 Perbandingan Hasil Respon Harmonik Simulasi Dan Teoritis	49
Gambar 4.5 Model 2 DOF Solidwork	51
Gambar 4.6 Model Konvensional 2 DOF	51
Gambar 4.7 Perbandingan Hasil Simulasi dan Teori Model 2 DOF	53
Gambar 4.8 Model Double wishbone	54
Gambar 4.9 Model matematis seperempat kendaraan suspensi	55
Gambar 4.10 FBD untuk system seperempat kendaraan ..	55
Gambar 4.11 Ekuivalensi k dan c pengaruh gaya vertical ..	56
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan model konvensional dan model double wishbone.....	57
Gambar 5.1 Model 2D double wishbone	60
Gambar 5.2 Assembly model sistem suspensi double wishbone.....	61
Gambar 5.3 Pemodelan (a). Posis 1 dan (b) Posisi 2	62
Gambar 5.4 Pemodelan (a). Variasi 1 (b). variasi 2	63
Gambar 5.5 Perbandingan Defleksi Pegas vs Wheel Travel.....	64
Gambar 5.6 Perbandingan Respon Dinamik Input harmonic antara konvensional dan model double wishbone.....	66
Gambar 5.7 Perbandingan hasil simulasi Input Harmonik variasi 1-4	68
Gambar 5.8 Perbandingan Respon Dinamik Input Bump antara konvensional dan model double wishbone.....	71
Gambar 5.9 Perbandingan respon Dinamik Input Bump variasi 1-4.....	72



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada proses pembelajaran untuk mata kuliah kinematika dan dinamika maupun mekanika getaran yang berhubungan dengan konsep benda bergerak diperlukannya media untuk memberikan pemahaman dari materi yang diberikan di kelas, khususnya pada jurusan teknik mesin. Pembelajaran yang berbasis virtual laboratorium (virtual lab) merupakan salah satu peralatan penunjang hasil dari kemajuan teknologi informasi dan laboratorium. Pembelajaran berbasis Virtual lab dapat digunakan sebagai alternatif pengganti untuk mengestimasi keterbatasan perangkat laboratorium. Menurut I Ketut Gede Darma Putra, laboratorium merupakan tempat bagi para peserta didik untuk melakukan eksperimen-eksperimen dari teori yang telah diberikan dikelas.eksperimen tersebut dimaksudkan untuk membantu para peserta didik untuk meningkatkan pemahaman dari materi yang telah dipelajari. Laboratorium seharusnya didukung dengan peralatan peralatan yang memadai, namun dengan keterbatasan biaya yang tinggi untuk pengadaan peralatan-peralatan tersebut serta tingginya biaya operasional laboratorium maka pembelajaran dengan menggunakan virtual lab menjadi pilihan yang lebih efisien sebagai pengganti keterbatasan peralatan lab.

Dengan pembelajaran menggunakan virtual lab memberikan visualisasi dari fenomena yang terjadi pada peralatan yang ingin dianalisa, misal fenomena fisika, kinematika ataupun dinamika dari benda serta konsep konsepnya yang berkaitan dengan simulasi. Fenomena

tersebut dapat berupa bagaimana pergerakan suatu benda yang terkait dengan contoh-contoh yang terjadi pada kehidupan sehari-hari. Virtual lab biasanya digunakan dengan menggunakan hardware berupa komputer atau dapat juga software yang nantinya diunggah dalam internet. Berdasarkan apa yang dipaparkan, telah jelas bahwa virtual lab digunakan sebagai alternatif untuk membantu manusia dalam meningkatkan produktivitas dalam menyelesaikan masalah, serta memperkirakan beberapa pilihan penyelesaian dan mengimplementasikan penyelesaiannya.

Sistem suspensi kendaraan pada umumnya digunakan sebagai penopang dari beban chasis dan penumpang serta peredam getaran yang ditimbulkan. Untuk memudahkan dalam proses analisa getaran yang terjadi maupun gerak dinamika dan kinematika sistem suspensi dimodelkan sebagai seperempat kendaraan. Dalam permasalahannya proses banyak penelitian yang telah dilakukan analisa suspensi hanya ditinjau dari gerak dinamik dengan adanya gaya akibat ketidakrataan jalan. Untuk analisa seperempat kendaraan gaya yang diberikan hanya untuk seperempat kendaraan. Penempatan posisi dari suspensi serta pergerakan dari linkage sangat penting dalam sistem suspensi. Parameter posisi secara langsung memberikan dampak pada performa sistem suspensi dan dapat berkaitan dengan stabilitas kendaraan serta indikator lainnya seperti kenyamanan pada sistem control otomotif. Oleh sebab itu parameter geometri merupakan faktor penting untuk menjamin suspensi memiliki perilaku kinematik yang baik. Dalam mendapatkan dinamika dan kinematika perlunya suatu peraga yang dapat memvisualisasikan pergerakan tersebut. Simulasi digunakan untuk memperoleh data eksperimen dan digunakan sebagai

validasi yang menggambarkan sistem kinematika dan dinamika dari bagian kendaraan. Pada studi yang dilakukan fokus pada modeling simulasi untuk mengidentifikasi seperti apa respon yang terjadi pada sistem suspensi tersebut. Sistem yang dimodelkan dengan seperempat kendaraan di terapkan pada suspensi yang telah dimodelkan yang sering digunakan dalam kendaraan perkotaan adalah suspensi double wishbone. Namun tidak memperhatikan struktur suspensi, yang mana dapat memberikan efek yang signifikan dalam gerak dinamik.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam tugas akhir ini permasalahan yang diambil adalah:

1. Bagaimana memodelkan sistem suspensi seperempat kendaraan dengan menggunakan software solidwork sebagai visualisasi gerak baik secara kinematika maupun dinamika.
2. Bagaimana pengaruh panjang arm terhadap respon dinamik dari sistem suspensi.

1.3 Tujuan penelitian

Tujuan dari tugas akhir yang diambil adalah:

1. Didapatkan model sistem suspensi seperempat kendaraan dengan menggunakan software solidwork yang digunakan sebagai media peraga dan pembelajaran untuk mata kuliah kinematika, dinamika dan mekanika getaran.
2. Mengetahui pengaruh panjang arm terhadap respon dinamik dari suspensi kendaraan.

1.4 Batasan Masalah

- a. Kendaraan dimodelkan dengan seperempat kendaraan

- b. Sprung mass (chasis) hanya bergerak arah vertical
- c. Digunakan pada tipe suspensi double wishbone

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil yang diperoleh dalam penelitian ini didapatkan :

1. Dinamika dan kinematika kendaraan yang telah dimodelkan dengan menggunakan solidwork,
2. Sebagai sarana pembelajaran untuk penunjang mata kuliah kinematika, dinamika, dan mekanika getaran.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Gambaran Umum Suspensi

Sistem suspensi merupakan suatu mekanisme benda rigid yang terletak diantara rangka (body) dengan roda kendaraan yang berfungsi untuk meredam getaran atau kejutan (beban dinamis) yang ditimbulkan akibat keadaan jalan yang tidak rata. Suspensi juga berfungsi sebagai tumpuan atau penahan berat kendaraan (beban statis). Sistem suspensi pada dasarnya merupakan bagian dari chassis, chassis terdiri dari atas rangka kendaraan. Sistem suspensi, sistem kemudi dan roda. Suspensi sendiri ditujukan untuk memberikan kenyamanan dan stabilitas kendaraan serta memperbaiki kemampuan cengkeram roda terhadap jalan. Osilasi yang ditimbulkan oleh gangguan (disturbance) permukaan jalan yang bergelombang berpengaruh besar pada kenyamanan kendaraan. Karena apabila jalan yang dilalui terdapat banyak gangguan (disturbance) maka suspensi tersebut mengalami guncangan yang lebih kuat. Untuk mengatasi hal tersebut dipersiapkan suatu mekanisme yang digunakan untuk mengurangi guncangan ketinggian yang dapat diterima oleh penumpang maupun body kendaraan. Akibat dari guncangan maka dapat menimbulkan beberapa masalah yaitu: Penumpang mengalami guncangan yang dirasa tidak nyaman, Mobil sulit dikuasai dan bila terjadi guncangan yang kuat dapat merusak kendaraan atau penumpang dan barang bawaan. Untuk meningkatkan kenyamanan dan kestabilan kemudi, maka dibuatlah susunan spring dan rod yang kemudian dipasang diantara Roda dan bodi kendaraan yang fungsinya adalah untuk mengurangi guncangan dan kejutan.

Dalam sistem suspensi, roda dihubungkan dengan body kendaraan melalui berbagai macam linkage. Suspensi memiliki beberapa bagian yang mendukung fungsi dari suspensi itu sendiri. Bagian utama tersebut diantaranya pegas dan shock absorber (peredam kejut) dan komponen lain seperti arm suspensi, ball joint, dan stabilizer bar. Pegas adalah suatu elemen mesin fleksible yang dapat menyimpan energi dari beban atau gaya yang diberikan dan akan mengembalikan energi tersebut dengan besar yang sama jika beban dihilangkan. Pegas merupakan bagian yang berfungsi untuk menahan berat kendaraan, menjaga ketinggian kendaraan dan menyerap guncangan yang terjadi pada mobil akibat permukaan jalan yang tidak rata.

Peredam kejut (*Shock Absorber*) adalah bagian yang berfungsi meredam gerak axial dari pegas. Pada saat kendaraan mengenai *bump* dan mengalami pantulan selama beberapa kali pada frekuensi naturalnya. Jika hal ini dibiarkan, maka body mobil terus menerus bergerak naik turun, untuk itulah peredam kejut (*shock absorber*) dibuat guna meredam gaya osilasi dari pegas. Peredam kejut ini terdiri dari bagian silinder yang berfungsi sebagai penutup dan tempat pemasangan piston rod. Pada bagian dalam terdapat katup yang berguna untuk mengalirkan fluida.

Arm suspensi digunakan untuk menghubungkan kerangka dengan roda. Pada arm suspensi terdapat poros arm yang dipasang pada kerangka dan ball joint di ujung yang lain nantinya disambungkan pada *steering knuckle*. Dengan konstruksi seperti ini memungkinkan arm suspensi untuk bergerak vertical. Selain itu arm suspensi juga dapat menahan gaya dari arah samping maupun bujur.

Stabilizer bar berfungsi untuk mengurangi kemiringan kendaraan akibat gaya sentrifugal saat kendaraan

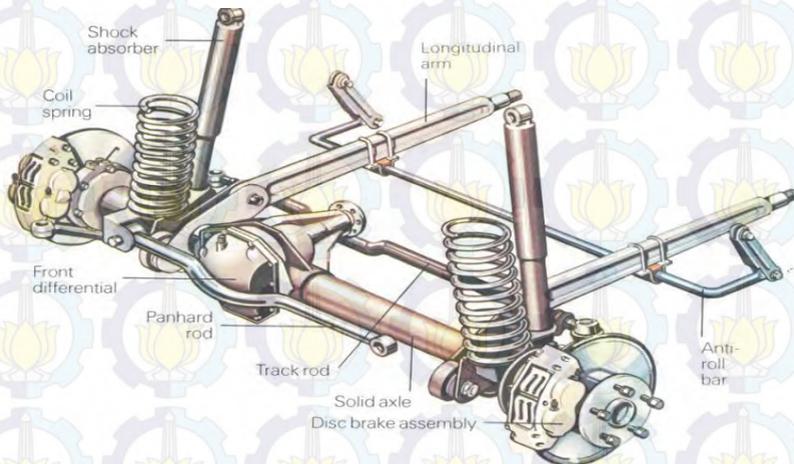
membelok. Untuk suspensi depan, stabilizer bar biasanya dipasang pada ke dua lower arm melalui bantalan karet dan linkage. Pada bagian tengah ke frame pada dua tempat melalui bushing. Umumnya pada saat kendaraan membelok, pegas roda bagian luar (*outer spring*) mengembang dan pegas roda bagian dalam (*inner spring*) tertekan akibatnya stabilizer bar akan terpuntir karena ujung satunya bergerak ke atas dan lainnya ke bawah. Batang stabilizer cenderung menahan terhadap puntiran. Tahanan ini berfungsi mengurangi body roll dan memelihara bodi dalam kemiringan yang aman.

Berdasarkan pada konfigurasi, ada dua jenis sistem suspensi, yakni rigid suspension (*suspensi dependent*) dan suspensi *independent*. Suspensi *dependent* dapat dicirikan dari poros penghubung roda kiri dan kanan merupakan kesatuan utuh serta kaku (*rigid*). Biasanya, suspensi *dependent* dipakai di kendaraan angkut (truk). Pegas yang digunakan untuk menumpu sprung mass biasanya dari jenis pegas daun (*leaf spring*). Suspensi *independent*, umumnya digunakan di roda depan *city car* dan kendaraan penumpang (mini bus). Dari konstruksinya, dapat dilihat bahwa suspensi independent memungkinkan roda kiri untuk bergerak bebas terhadap roda kanan, meski hanya untuk kisaran gerak terbatas. Adapun kombinasi dari keduanya yang disebut *suspension system*.

2.1.1. Rigid suspension (*suspensi dependent*)

Pada suspensi tipe rigid, roda kiri dan kanan dihubungkan oleh *axle* tunggal. *Axle* tersebut dihubungkan ke bodi dengan menggunakan pegas, peredam kejut dan arm kontrol (*control arm*). Karena dihubungkan dengan *axle* tunggal maka pergerakan dari salah satu roda akan

mempengaruhi roda yang lain, serta pergerakan pegas sedikit mempengaruhi geometri roda. Titik berat kendaraan tidak dapat rendah, sehingga menyebabkan mobil yang menggunakan suspensi tipe ini memiliki kualitas kenyamanan lebih rendah bila dibandingkan dengan suspensi independent. Karena suspensi rigid banyak digunakan pada roda depan dan belakang bus dan truck dan pada roda belakang mobil penumpang. Hal ini karena konstruksinya kuat dan sederhana sehingga mempermudah dalam perawatannya tetapi dengan konstruksi yang sedemikian seperti pada gambar 2.1 memerlukan ruang suspensi yang lebih besar. Keuntungan menggunakan sistem suspensi ini adalah perubahan chamber yang disebabkan oleh gerakan axle kecil. Kerugian dari sistem ini kualitas mengendarai serta stabilitas kemudi kurang dan kecederungan terjadi gerakan horizontal.



Gambar 2.1 Suspensi Rigid ^[1]

2.1.2. Sistem Suspensi Independent

Pada suspensi *independent* (suspensi bebas), masing-masing pada roda kiri dan kanan bergerak bebas (*independent*). Kedua roda dapat bergerak secara bebas tanpa saling mempengaruhi. Biasanya suspensi model *independent* digunakan pada roda depan dan belakang mobil penumpang. Perbedaan besar antara suspensi depan dan belakang disebabkan roda depan dapat membelok ketika kendaraan membelok atau melalui jalan yang tidak rata, roda-rodanya menerima gaya dari permukaan jalan. Suspensi berfungsi menyerap gaya-gaya ini agar kendaraan berjalan sesuai dengan arah yang diinginkan. Disamping itu untuk mencegah roda bergoyang, bergerak ke arah depan, belakang, samping, secara berlebihan, atau merubah kemiringan roda, hal ini mempengaruhi kestabilan kendaraan. Karena faktor ini suspensi model *independent* sering digunakan pada roda depan. Sebagai contoh suspensi model *independent* adalah tipe *Mcpherson strut* dan tipe *double wishbone*, *Trailing Arm*, *Semi-Trailing Arm*, dan *Multilink Suspension*.

Berbeda dari suspensi tipe rigid, suspensi tipe ini masing-masing roda baik kanan maupun kiri bergerak bebas (*independent*), satu sama lain tidak saling mempengaruhi layaknya suspensi tipe rigid. Tidak hanya suspensi rigid yang memiliki karakteristik atau sifat-sifat, suspensi model ini juga memiliki sifat-sifat yang membuat suspensi ini sering digunakan. Konstruksi dari suspensi ini lebih rumit dibandingkan dengan rigid tetapi lebih ramping sehingga membutuhkan sedikit ruang. Jika terjadi pergerakan roda dengan jarak tertentu dan geometri roda berubah saat terjadi gerak vertikal. Suspensi ini lebih nyaman dan aman digunakan dikarenakan titik berat

kendaraan dapat rendah. Keuntungan yang lainnya adalah kemampuan cekaman roda (*road holding*) pada permukaan jalan lebih baik.

2.2 *McPherson*

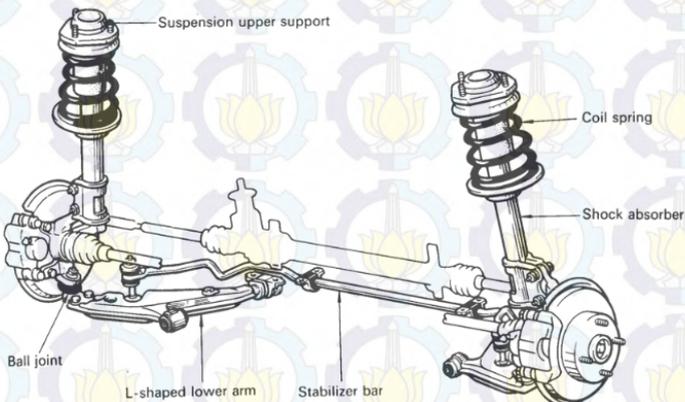
Suspensi tipe ini banyak digunakan pada roda depan. Konstruksi dari suspensi tipe strut adalah: lower arm, strut bar, stabilizer bar dan strut assembly. Ujung *lower arm* dipasang pada suspension member melalui bushing karet dan dapat bergerak naik turun. Ujung lainnya dipasang ke steering knuckle arm melalui ball joint. Sebagai bagian dari suspension *linkage*, shock absorber berfungsi menyerap kejutan dari jalan dan menopang berat kendaraan. Bagian atasnya dipasang pada fender apron melalui bantalan karet dan bearing. Bagian bawah strut diikat dengan baut pada steering knuckle.



Gambar 2.2 *Mc Pherson Suspension* ^[1]

Ada beberapa macam bentuk lower arm yang digunakan untuk menopang roda dan bodi kendaraan.

Diantaranya adalah bentuk arm *lower* berbentuk L. bentuk ini ada yang digunakan pada kendaraan yang mesinnya di depan dan penggeraknya roda depan. Lower arm bentuk L ini dikaitkan pada body dan melalui bushing serta ke steering knuckle melalui *ball joint*. Keuntungannya dapat menahan force dari arah samping maupun arah depan belakang sehingga tidak perlu menggunakan strut bar.



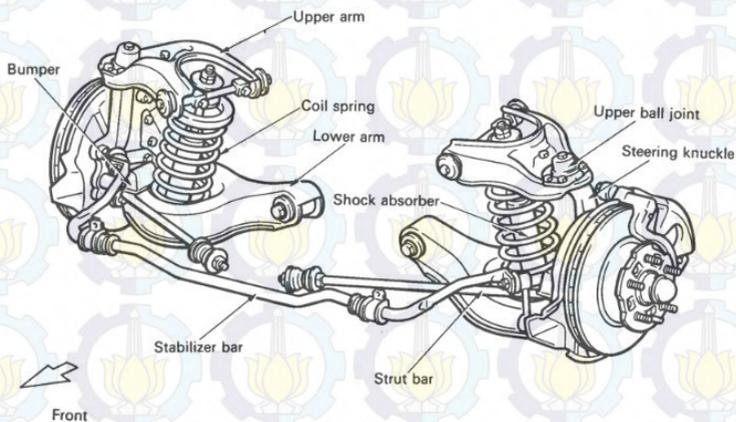
Gambar 2.3 McPherson Type L ^[1]

Beberapa keuntungan dengan menggunakan suspensi ini adalah konstruksi struktur sederhana (ringan) sehingga ruang mesin lebih luas dan biaya pembuatannya lebih murah, memiliki *suspension stroke* yang lebih tinggi dibandingkan dengan tipe yang lain dan memiliki perubahan *camber* yang lebih kecil. Sedangkan kekurangan suspensi jenis ini adalah memiliki *camber recovery* yang terbatas, memungkinkan untuk terjadinya histerisis yang menghambat kerja sistem suspensi dan mengurangi kemampuan aerodinamik karena lokasi pemasangan spring

yang terlalu keatas. Gambar 2.3 diatas menunjukkan bentuk dari *McPherson*.

2.3 *Double wishbone*

Suspensi model bebas ini banyak digunakan pada roda depan mobil penumpang dan truck kecil. Konstruksinya adalah roda dipasang pada *body* melalui dua arm suspensi (*upper* dan *lower arm*). *Shock absorber* dan pegas koil dipasang diantara kedua arm tersebut di atas, steering knuckle dan frame. Salah satu ujung arm dipasang pada body atau frame melalui bushing, dan ujung lainnya pada steering knuckle melauai ball joint. Bagian atas *shock absorber* diikat pada body atau frame, dan bagian bawahnya ke arm *lower*. Pegas koil terletak diantara *lower arm* dan body._



Gambar 2.4 Double Wishbone Suspension [1]

Karakteristik dari double wishbone geometri letak dari arm yaitu panjang, posisi sudut arm yang menentukan pengaruh terhadap roda bila kendaraan membelok atau

melalui jalan bergelombang. Pengaruh yang ditimbulkan terhadap roda mempengaruhi terhadap system kemudi, cengkaman pada jalan dan keausan pada ban. Bila *upper* dan *lower arm* sejajar dan sama panjang, roda tidak akan miring pada waktu naik dan turun. Hal ini menyebabkan tread (jarak antara roda kiri dan kanan) berubah, sehingga dapat mengakibatkan membeloknya roda tidak nyaman dan keausan ban berlebihan. Suspensi tipe ini memiliki kontrol perubahan *camber* yang hampir sempurna hal ini dikarenakan suspensi ini memungkinkan roda untuk tetap tegak lurus dengan permukaan jalan. Suspensi ini memiliki kekuatan yang lebih kuat dibanding tipe suspensi yang lain karena memiliki 2 arm bagian atas dan bawah dengan begitu tekanan dari samping atas maupun depan dapat teredam dengan baik. Dengan keunggulan yang demikian tipe ini memiliki kekurangan dengan harga yang lebih mahal, dan bobot yang cukup berat dan memerlukan ruang yang lebih besar akibat konstruksi yang lebih rumit.

2.4 Model Sistem dan Dinamika suspensi

Dinamika kendaraan adalah studi tentang gerak seluruh kendaraan, Total derajat kebebasan sistem kendaraan. Setiap gerakan memiliki kecepatan sendiri, percepatan serta frekuensi. Sama halnya dengan sistem suspensi yang menghubungkan roda dengan body kendaraan memungkinkan terjadinya gerak relative, biasa terjadi antara roda dengan body kendaraan tersebut. Dinamika dari roda, profil jalan dan interaksi keduanya sangat critical untuk pengembangan sistem suspensi. sangat banyak digunakan dan dengan model yang sangat sederhana dari roda akan menggambarkan basic vibrasi adalah kontak antara pegas dan peredam secara paralel.

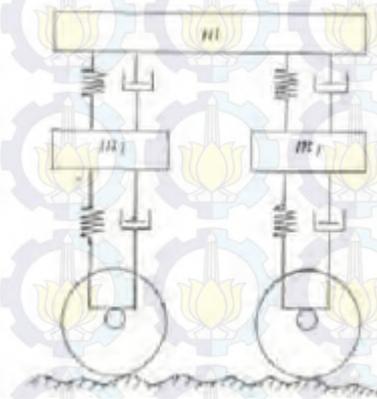
Dalam studi analisis pada dinamika melibatkan model suspensi yang mendasar dengan menggunakan kebebasan yang bermacam macam. Model dinamika dapat memiliki satu, dua atau 3 dimensi dengan variasi *degree of freedom* (DOF). 3 tipe model tersebut (7 DOF model full kendaraan, 4 DOF model setengah kendaraan, dan 2 DOF Model seperempat kendaraan. Seperempat kendaraan secara luas digunakan untuk studi dengan konsep yang berbeda pada suspensi dan gerak dinamika vertikal dari kendaraan. Model ini memasukkan salah satu dari pegas linier maupun non linier atau peredam, dan properties berupa gaya vertikal roda. Model 2D setengah kendaraan,model suspensi 2 atau 4 DOF linier maupun non linier dan model roda biasanya digunakan untuk mempelajari efek yang ditimbulkan oleh gaya vertikal, Seperti respon pitch dan roll. ^[2]

Dalam pemodelan suspensi kendaraan tergantung pada hal yang ingin dicapai misalnya pada handling yang baik atau kenyamanan berkendara. Parameter yang digunakan untuk optimasi pemodelan sistem suspensi dapat berbeda pada setiap kendaraan. Pada industri dan perguruan tinggi dibutuhkan banyak biaya dan waktu untuk melakukan trial eksperimen yang digunakan untuk optimasi kinerja suspensi. Oleh karena itu idealnya digunakan sebuah virtual prototype atau berupa *software* sebagai solusinya. Dalam prakteknya model kendaraan yang digunakan adalah model kompleks, padahal yang dibutuhkan adalah model yang lebih sederhana. Salah satu kesulitan dalam modeling adalah adanya berbagai compliances dan penghubung/ linkage dalam sistem suspensi. Dalam hal ini yang akan dikaji adalah analisa dari suspensi seperempat kendaraan dengan melibatkan peredam dan pegas. Berikut adalah beberapa

ilustrasi pemodelan system suspensi mulai dari paling sederhana hingga yang mendekati keadaan nyata.

2.4.1 Pemodelan sederhana setengah kendaraan

Permasalahan formulasi modeling suspensi sebagai optimalisasi parameter dari model untuk meningkatkan sudut rolling melalui variabel *displacement*. Penyelesaian dari permasalahan optimasi tersebut dengan menggunakan struktur setengah kendaraan. dalam penyelesaiannya dapat menggunakan model matematika dari dinamika kendaraan pada model linier setengah kendaraan. Model kendaraan memiliki input berupa gangguan (*disturbance*), dan output dari sistem berupa rolling angle (ϕ) dan berupa sprung mass displacement (Z).

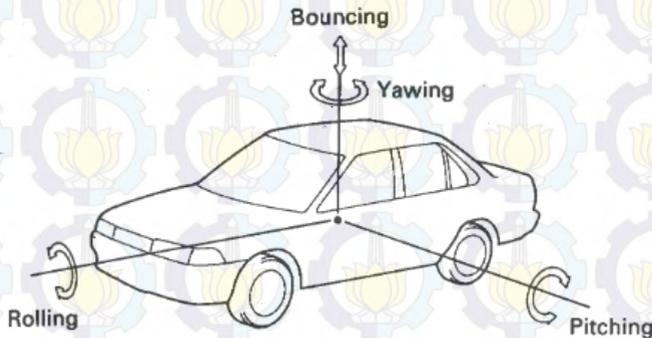


Gambar 2.5 pemodelan Suspensi Kendaraan [2]

Sistem suspensi setengah kendaraan maupun full kendaraan memungkinkan kendaraan untuk dapat bergerak osilasi yang terjadi pada sprung mass maupun unsprung mass.

a. Sprung mass

Sprung mass adalah berat bodi kendaraan dan komponen lainnya yang ditopang oleh pegas. Sedangkan unsprung wight adalah berat roda dan komponen mobil yang tidak di topang oleh ppegas. Pada umumnya makin besar massa dari kendaraan akan menjadikan kendaraan tersebut lebih nyaman karena kemungkinan bodi untuk terguncang semakin kecil. Osilasi sprung weight terdiri dari bouncing, yawing, rolling, pitching.

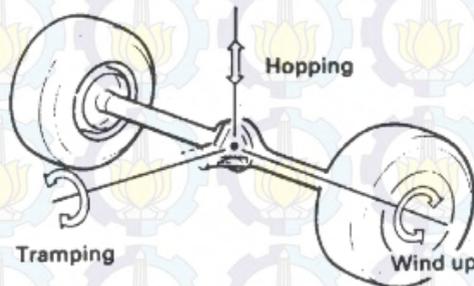


Gambar 2.6 Osilasi *Sprung Mass* ^[3]

- Bouncing adalah gerakan naik turun kendaraan secara keseluruhan saat melalui jalan bergelombang dengan kecepatan tinggi. Disebabkan oleh pegas yang lemah.
- Yawing adalah gerakan bodi kendaraan kekanan dan ke kiri terhadap titik tengah kendaraan.
- Rolling adalah terjadi saat kendaraan membelok atau melalui jalan bergelombang salah satu pegas mengembang dan pegas lain mengkerut.
- Pitching adalah osilasi turun naik bagian depan

dan belakang kendaraan terhadap titik tengah (titik berat) kendaraan, hal ini disebabkan oleh pegas yang lemah.

b. Osilasi pada unsprung weight



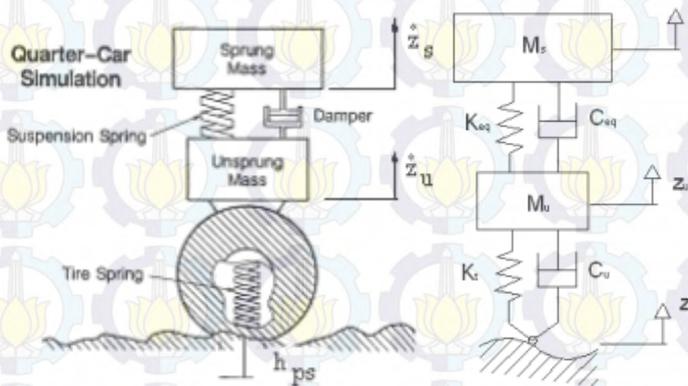
Gambar 2.7 Osilasi *Unsprung Mass* ^[3]

- Hopping merupakan gerakan ke atas atau kebawah roda roda, yang biasanya terjadi pada jalan bergelombang pada kecepatan sedang dan tinggi.
- Tramping merupakan gerakan oskilasi turun naik pada arah yang berlawanan pada roda kiri dan roda kanan. Tramping mudah terjadi pada suspensi tipe rigid.

2.4.2 Pemodelan seperempat kendaraan

Pemodelan sederhana yang digunakan untuk menilai ketidaknyamanan kendaraan akibat getaran biasanya dengan menggunakan *2 degrees of freedom* (DOF), biasanya dikenal dengan model quarter car. Gangguan hanya dilihat dari adanya gerak vertikal dari suspensi. Dalam pemodelan,

ban diwakili oleh kekakuan, sedangkan roda dan elemen yang terkait diilustrasikan sebagai massa dan sistem suspensi diwakili oleh pegas dan peredam yang bekerja secara paralel serta bodi kendaraan diwakili sebagai massa. Penggambaran model yang sangat sederhana dan mungkin dianggap tidak dapat menangkap respon dinamika yang akurat. Gaya yang diberikan akan membuat kombinasi antara kekakuan pegas dan peredam bertidak seperti elemen rigid. Gaya vertikal pada roda harus dikelola oleh hubungan arm suspensi untuk menjamin roda berada pada posisi yang benar dengan referensi permukaan tanah. Dalam teorinya roda sendiri dapat mengisolasi body kendaraan dari gaya yang terjadi oleh permukaan jalan, tetapi elastisitas dan peredam roda tidak cukup cocok untuk mencapai target cekaman jalan dan kenyamanan kecuali jika pada kecepatan yang sangat kecil dan jalan yang mulus.

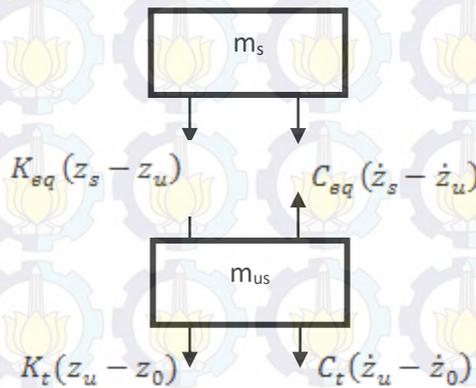


Gambar 2.8 Pemodelan Suspensi 2 DOF [4]

Dalam uraian berikut respon dinamik dari quarter car dengan model adanya pegas dan peredam. Untuk input

harmonik, persamaan gerak dimodelkan kembali untuk menghitung nilai kekakuan dan redaman. Menggunakan gaya yang diberikan melalui kekakuan, biasanya dapat ditulis dalam bentuk persamaan state space secara umum sehingga dapat menghitung nilai dari natural frekuensi dan damping rasio dari sistem. Untuk harmonik input, bodi kendaraan dan penghubung roda dapat dikalkulasi. Parameter yang digunakan untuk perhitungan adalah kekakuan ban, kekakuan dari suspensi, peredam suspensi, massa dari roda/ unsprung mass, sprung mass.

Persamaan gerak dari sistem 2 DOF pada gambar 2.8 didapatkan dengan analisis free body diagram sebagai berikut:



Gambar 2.9 free Body Diagram ^[4]

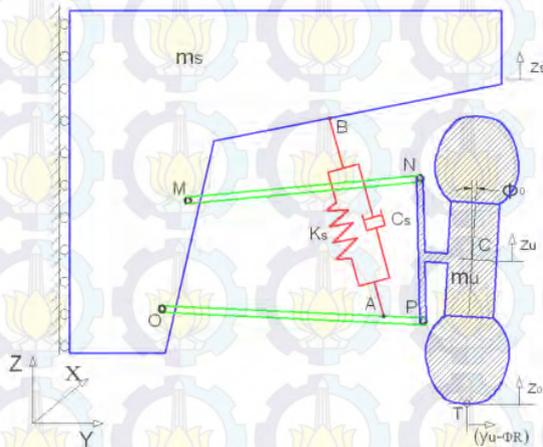
Dari FBD diperoleh persamaan gerak :

$$m_s \ddot{z}_s + C_{eq}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + K_{eq}(z_s - z_u) = 0$$

$$m_u \ddot{z}_u + C_{eq}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + K_{eq}(z_s - z_u) + C_t(\dot{z}_u - \dot{z}_0) + K_t(z_u - z_0) = 0$$

2.4.3 Pemodelan kendaraan suspensi double wishbone

Kebanyakan kendaraan saat ini menggunakan suspensi independent pada roda depan dan banyak yang digunakan juga pada roda belakang. Pada kendaraan niaga (minibus, truk bus) masih tetap menggunakan pegas daun (pegas dependent) diroda belakang. Sistem suspensi dengan suspensi independen berpengaruh sangat besar pada isolasi penampang pada gangguan ketidakrataan jalan, karena gangguan yang dirasakan pada roda kiri pada dasarnya tidak sama dengan gangguan yang dirasakan pada roda kanan, dengan demikian amplitudo gerak isolasi yang dirasakan pada bodi kendaraan dapat diminimumkan.



Gambar 2.10 Pemodelan kinematika suspensi independen double wishbone^[5]

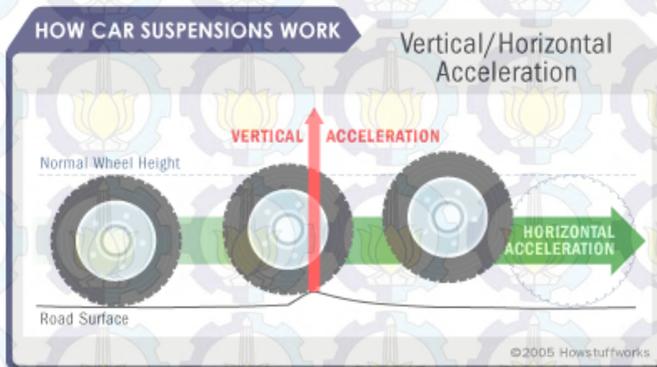
Model suspensi yang digambarkan dalam gambar 2.9 Mencakup upper arm (MN) dan lower arm (OP), strut/

suspensi (AB) menempel pada lower arm. Strut/ suspensi asumsi properti kekakuan dan redaman linier. Lower arm terhubung dengan chasis dan roda melalui revolute joint. Roda dimodelkan dengan kombinasi pegas dan peredam vertikal, sehingga model adalah formulasi yang mempertimbangkan perubahan displacement secara vertikal dari sprung mass dan roda seperti DOF pada permasalahan seperempat kendaraan konvensional. Suspensi independen menjelaskan bahwa roda bergerak secara vertical tanpa mempengaruhi roda lainnya. Banyak bentuk dan desain dari suspensi independen ini, suspensi *double wishbone* dan *McPherson* strut merupakan desain yang paling sederhana dari suspensi ini. Secara kinematik mekanisme suspensi *double wishbone* adalah four bar linkage dengan chasis sebagai ground link dan coupler sebagai link pembawa roda. Mekanisme arm suspensi pada *double wishbone* akan bergerak naik turun. Dalam sistem ini pegas terletak diantara arm bawah (lower arm) dan terhubung dengan chasis atau diantara upper arm dan lower arm. [5]

Dalam pemodelan yang dilakukan dengan pemodelan independent difokuskan pada poin bagaimana karakteristik kinematik maupun dinamika. Pada studi kenyamanan penumpang dioptimasi oleh kekakuan suspensi dan peredam yang diberikan. Model pada suspensi independen (*double wishbone*) dikembangkan untuk meningkatkan kualitas kenyamanan dan mengevaluasi parameter kinematik suspensi.[6]. Pada sistem suspensi dengan model seperempat konvensional sistem menggunakan pegas dan peredam yang dihubungkan dengan masa chasis dan roda sementara itu memungkinkan suspensi untuk mengalami defleksi vertikal. Sedangkan pada sistem suspensi independent roda pembawa secara umum terhubung dengan

chasis melalui suspensi linkage, yang menstimulasi gaya rotasi dari roda akibat gaya vertikal.

Menurut hukum gerak newton, gaya merupakan besaran vektor yang memiliki nilai dan arah, gangguan yang terjadi terhadap roda akibat permukaan jalan mengakibatkan roda untuk bergerak keatas dan kebawah terhadap jalan. Nilai gaya yang tersalurkan dalam roda tergantung dengan tingginya gelombang akibat permukaan jalan. Dengan kata lain roda akan mengalami pantulan vertikal setelah melewati gelombang.pada gambar 2.10 Menerangkan prinsip suspensi ketika melewati gangguan.



Gambar 2.11 Prinsip suspensi melewati gangguan^[6]

Gaya vertikal yang dipindahkan ke bodi kendaraan bergerak dalam arah yang sama (vertikal), dalam kondisi seperti ini roda mengalami pantulan vertikal, jika cekaman terhadap jalan rendah maka roda akan memiliki eksitasi yang besar terhadap jalan. Karena adanya gaya gravitasi maka roda akan kembali pada kondisi semula dengan sistem suspensi menyerap gaya dari gangguan vertikal sehingga

getaran yang timbul tidak mengganggu pengendara.

➤ Unjuk kerja sistem suspensi terhadap gangguan

Dalam simulasi terhadap sistem suspensi dapat dilakukan pengamatan dengan menggunakan beberapa kondisi keadaan. Dalam kenyataannya parameter kendaraan dapat berubah karena adanya beberapa faktor. Antara lain:

- Perubahan koefisien pegas dan koefisien redaman yang disebabkan oleh massa atau perubahan komponen
- Perubahan massa kendaraan yang disebabkan oleh perubahan penumpang, perubahan isi bahan bakar maupun perubahan bentuk bodi kendaraan.
- Perubahan massa roda sebagai akibat lamanya pemakaian atau digantinya roda kendaraan dengan ukuran yang lebih besar atau lebih kecil dari ukuran standart.

Untuk dapat mengetahui unjuk kerja dari sistem suspensi maka dapat dilakukan pengamatan terhadap pengaruh perubahan parameter dengan cara melakukan variasi yaitu dengan nilai masing masing parameter. Dari penjelasan diatas parameter yang mengalami perubahan pada koefisien redaman ataupun massa. Koefisien redaman yang memberikan harga yang berbeda, maka sistem akan memberikan respon yang berbeda. Unjuk kerja dengan koefisien peredam setengah kali harga nominalnya, nilai puncak mengalami penurunan tetapi nilai waktu menjadi lebih besar atau semakin lambat dalam meredam sistem. Jika nilai peredam semakin dua kali nilai nominalnya maka nilai puncak akan semakin besar dengan nilai waktu respon

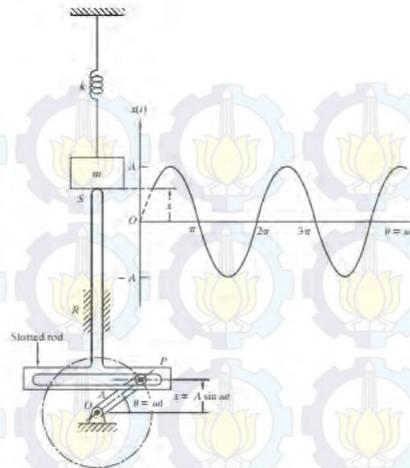
akan semakin kecil atau semakin cepat meredam sistem.

Adanya perubahan koefisien kekakuan pegas akan menyebabkan sistem juga memberikan respon yang berbeda. Unjuk kerja sistem dengan harga koefisien kekakuan pegas lebih kecil maka dapat menyebabkan nilai puncak dari respon naik dengan waktu yang besar. Jika koefisien pegas memiliki dua kali lebih besar maka respon yang dapat terjadi adalah nilai puncak lebih kecil dan waktu untuk kembali ke posisi semula lebih cepat.

Dengan perubahan massa kendaraan unjuk kerja dengan massa yang lebih kecil maka respon yang dihasilkan akan berbeda beda terhadap setiap massa yang diberika.

➤ **Input Gaya Harmonik**

Gaya osilasi akan berulang dengan sendirinya secara terus menerus seperti pada contoh kasus pendulum sederhana atau dapat terjadi secara tidak teratur. Seperti pada permasalahan gaya perpindahan tanah selama gempa bumi. Jika gaya berulang ulang dalam interval waktu yang sama disebut dengan gaya periodik. Tipe sederhana dari gaya periodik adalah gaya harmonik. Gaya yang disalurkan pada massa seperti pada gambar 2.11 merupakan salah satu contoh sederhana dari gaya harmonik. Pada sistem poros engkol dengan jari jari A berputar terhadap poin O, dan berakhir pada poin P, mekanisme sliding pada slot, yang dibatasi dengan vertikal guide R. Ketika poros engkol berputar pada kecepatan sudut ω , pada point S dikarenakan gaya maka masa dan pegas dari sistem berpindah dari posisi tengah.



Gambar 2.12 Mekanisme sebagai input harmonik [7]

$$x = A \sin \theta = A \sin \omega t \quad [7]$$

Bagian dari variasi pada konstanta pegas, damping dan gaya dapat mempengaruhi dinamika vertikal dari sistem. Ketika permukaan lintasan dan sudut camber memberikan peningkatan displacement kontak antara permukaan tanah. Pengaruh kinematika pada dinamika handling telah dijelaskan pada banyak penelitian. Secara umum kinematika suspensi sangat berpengaruh besar pada tranfer gaya lateral, sudut camber roda dan sudut toe. Pengaruh adanya gerak dinamika suspensi terjadinya perubahan sudut pada roda sehingga memungkinkan kendaraan kehilangan kemampuan cekaman terhadap jalan. Hal yang dapat berpengaruh adalah perubahan sudut camber pada roda.

➤ *Camber*

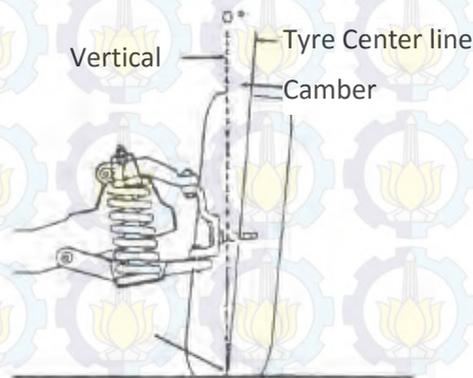
Camber adalah sudut yang dibentuk antara kemiringan roda dan garis vertikal bila dilihat dari

depan kendaraan. Bila miring kearah luar disebut *camber positif*, dan bila miring ke arah dalam disebut *camber negatif*.

Untuk optimasi kinerja putaran roda suspensi seharusnya memberikan sudut *camber* yang kecil pada saat roda berotasi. Roda dihubungkan pada chasis oleh mekanisme suspensi, yang mana harus berputar mengikuti defleksi roda.

a. *Camber positif* untuk memungkinkan terbentuknya *camber nol* saat kendaraan diberi beban dan mengurangi beban pada steering.

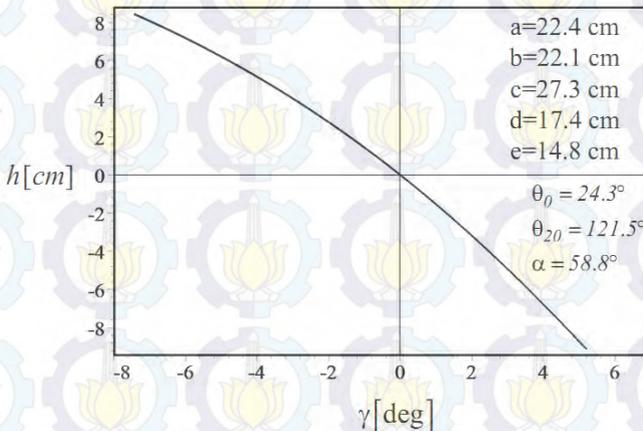
b. *Camber negatif* berfungsi untuk mengutamakan kendaraan dapat lurus dan stabil. *camber negatif* mengurangi *ground camber* (kemiringan kendaraan saat membelok) dan menyempurnakan kemampuan belok. *Camber nol* menyebabkan stabilitas pengemudi berkurang.



Gambar 2.13 Camber Angle ^[8]

Dalam sebuah analisa kinematika sudut *camber* biasanya dihubungkan dengan gerakan vertikal dari roda. Dimana untuk *camber* sendiri memiliki batasan sudut yang

harus dipenuhi guna mencapai kestabilan berkendaraan. Hubungan kinematika dapat dinyatakan dalam grafik sudut *camber* terhadap *vertical motion* dari roda



Gambar 2.14 Grafik Hubungan antara sudut *Camber* terhadap *Wheel Vertical Motion* ^[9]

Sudut *camber* erat hubungannya terhadap karakteristik kendaraan terutama saat melakukan *cornering* (belokan). Negatif *camber* biasanya membuat kendaraan membutuhkan energi lebih saat berbelok namun memiliki grip yang lebih baik. Sedangkan *chamber* positif membuat kendaraan lebih mudah dibelokkan, namun memiliki grip yang kecil sehingga rawan untuk terjadi *understeer* maupun *oversteer*. *Camber* negatif umumnya menghasilkan gaya lateral negatif sehingga akan melawan gaya sentrifugal akibat gerak belok kendaraan dan memperkecil sudut slip. Hal ini membuat kendaraan mampu melaju lebih cepat saat ditikungan sehingga bisa dikatakan kendaraan memiliki grip

lebih. Namun karakteristik *camber* ini juga tergantung pada jenis ban yang digunakan.

2.5 Solidwork motion

Solidwork motion termasuk salah satu tool yang dapat digunakan untuk mengevaluasi kinerja mekanisme mekanik dari rigid bodi menggunakan sebuah gerakan simulasi. Hal ini memungkinkan untuk mensimulasikan efek yang dipengaruhi beberapa parameter dari sistem. Parameter yang ada pada solidwork motion terdiri dari spring, damper, gravitasi, komponen contact dan bushing untuk secara efektif akan divisualisasikan. *Motion* yang dapat diterapkan pada sistem mekanik yaitu berupa motor, dan gaya. *Solidwork motion analysis* memungkinkan untuk menjadi penyelesaian dari dua type masalah yang berkaitan dengan gerak pada solidbodi yaitu kinematika dan dinamika.

- Kinematika merupakan studi tentang gerak rigid bodi tanpa mempertimbangkan gaya yang dapat menghasilkan gerak tersebut, sehingga yang ditinjau hanya pergerakannya.
- Dinamika merupakan gerak yang dari solid bodi sebagai akibat dari adanya gaya eksternal yang diberikan pada bodi/komponen.

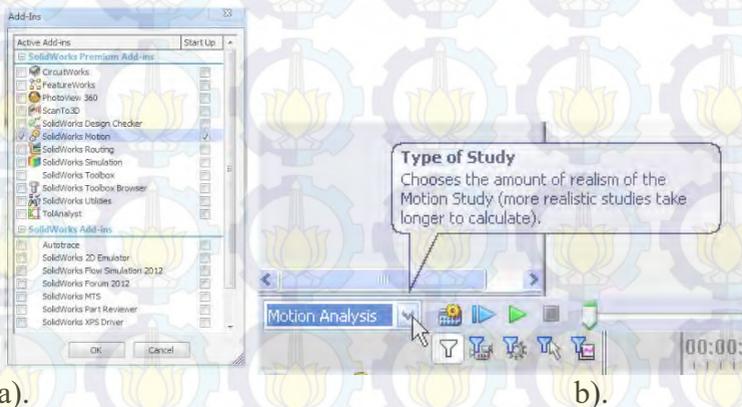
Dalam solidwork *motion* terdapat beberapa tipe simulasi yang dapat dilakukan yaitu:

a. *Animation* merupakan simulasi *motion* sederhana dengan mengabaikan properties komponen misalnya gaya inersia, kontak antar komponen, dan gaya. *Animation* biasanya hanya cocok digunakan untuk melakukan verifikasi dari mate yang dilakukan benar atau digunakan

sebagai simulasi contoh bahwa komponen assembly dapat disimulasikan.

b. *Basic motion* merupakan simulasi yang harus memperhatikan beberapa properti dari komponen assembly, misalnya properti gaya luar yang harus diberikan. Dalam *basic motion* proses assembly part harus benar benar sesuai.

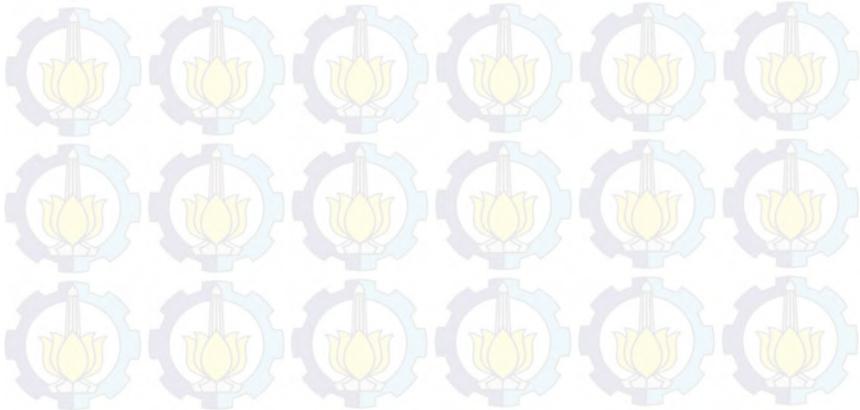
c. *Motion analysis* merupakan *tool* yang paling handal dari simulation motion yang dapat menggambarkan semua fitur analisis yang diperlukan seperti properti inersia dari komponen, gaya luar, kontak antara solidbodi, serta mate.

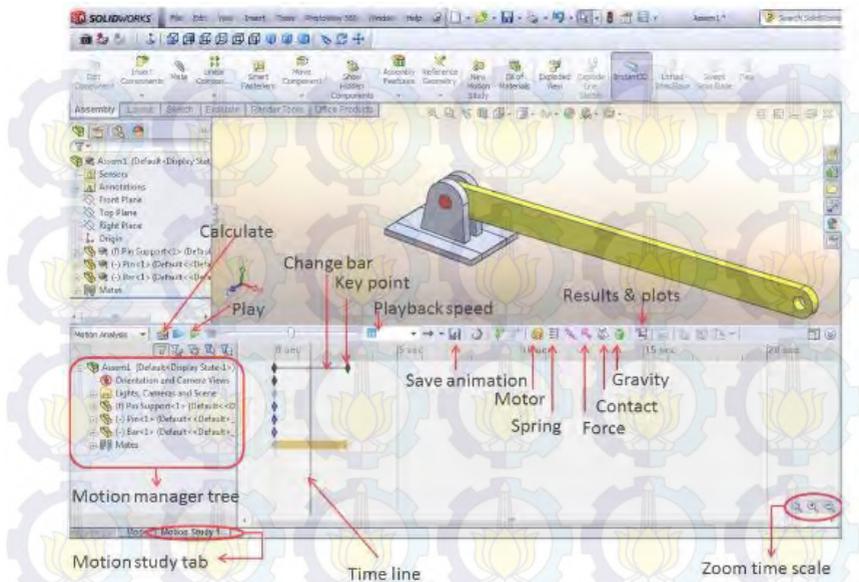


Gambar 2.15 a) add in solidwork motion , b). Type dari motion studi ^[10]

Terdapat properties dalam motion studi yang digunakan untuk meningkatkan resolusi dari proses analisis. *Frame per second* pengaturan yang dapat dimodifikasi dari rentang nilai 25 sampai 2000 iterasi untuk memperoleh hasil gerak dinamika yang sesuai. Sehingga semakin besar iterasi atau nilainya maka hasil grafik yang diperoleh semakin baik.

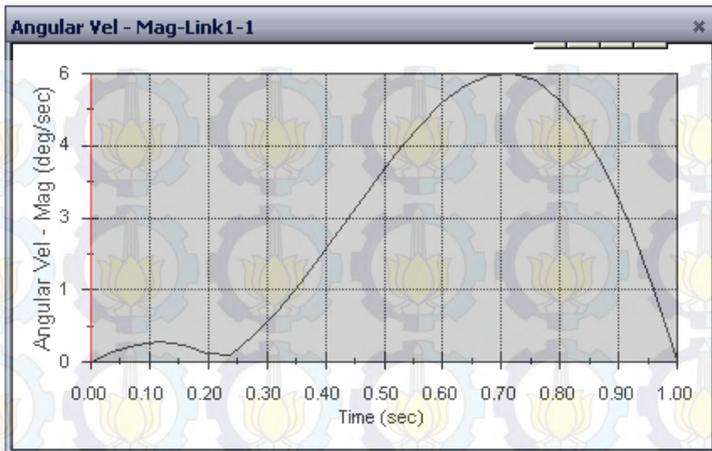
Motion analysis sendiri hanya dapat digunakan pada saat part sudah terassembly, sehingga langkah awal yang dilakukan untuk memulai analisa gerak pada simulasi gerakan suatu mekanisme dengan solidwork motion adalah pada proses *assembly*. Dimana dalam proses tersebut bagian *diassembly* dilakukan *mate* atau membatasi derajat kebebasan dari sistem mekanis dan menentukan jangkauan gerakan. *Mate* merupakan hal krusial untuk motion analisis, dimana terdapat beberapa tipe *mate* yang harus digunakan sesuai fungsi masing masing agar sistem terkonfigurasi dengan baik. Untuk memulai menjalankan simulasi pada motion studi kita harus menambahkan gaya yang dapat berupa motor atau *force*. Setelah itu melakukan *running* sama halnya dengan menggunakan software lainnya. Waktu simulasi/durasi pada saat simulasi telah dijalannka oleh waktu terbaik yang telah ditetapkan pada solidwork motion manager. Hal itu dikarenakan solidwork motion telah mengatur durasi untuk analisis pada hanya untuk 5 second oleh karena itu parameter ini perlu dilakukan modifikasi yang diinginkan.





Gambar 2.16 Tampilan Lembar kerja motion studi [10]

Hasil output dalam simulasi menggunakan solidwork motion berupa grafik. Untuk memudahkan penggunaan sudah terdapat icon yang digunakan, dalam icon terdapat pilihan hasil yang diinginkan dapat berupa eksitasi, kecepatan, percepatan, ataupun kecepatan sudut.



Gambar 2.17 Contoh tampilan hasil analisa dengan motion studi.^[10]

Dari penjelasan diatas sudah dapat disimpulkan bahwa keunggulan dari motion studi adalah sebagai alat yang dapat menggambarkan gerak suatu benda secara kinematik dan dinamik. Dengan penambahan parameter parameter pendukung, serta pemberiaan input. Kinematik berupa visualisasi gerak yang menggambarkan gerak nyatanya serta dilengkapi dengan grafik perubahan kondisi. Sedangkan kelemahan menggunakan motion studi adalah terbatasnya pada komponen yang lebih kompleks dikarenakan akan membutuhkan pembatasan gerak yang lebih banyak. Sehingga biasanya pada saat motion studi akan timbul *error* akibat redandunt mate.

2.6 Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai suspensi sudah pernah dilakukan oleh berberapa peneliti. Pertama Shujun pada penelitiannya yang berjudul *kinematic analysis of the double wishbone*

suspension in ADAMS. Pada penelitiannya Shujun ditujukan untuk mengetahui karakteristik kinematik suspensi yang sangat berperan penting pada kinerja kemudi. Merancang sistem suspensi double wishbone dengan menggunakan *software ADAMS*. Konsep dari penelitiannya adalah dengan melakukan simulasi dari model rancangan suspensi dan melakukan perbandingan hasil simulasi dengan hasil dari test kinematika. Kinematik suspensi kendaraan dianalisis dengan menggunakan model. Dari hasil penelitian menunjukkan bahwa model baru pada double wishbone memenuhi persyaratan akurasi.^[11]

Penelitian kedua adalah Duygu Güler dengan tesisnya yang berjudul “*Dynamic Analysis of Double Whisbone Suspension*”. Pada tesisnya guler memodelkan suspensi double wishbone untuk mengetahui respon yang ditunjukkan. pemodelan dilakukan dengan menggunakan Metode Finite Elemen (FEM) dimana pada penelitiannya guler ingin mengetahui respon getaran sebagai fungsi fleksibilitas link dan link load. Kesimpulannya guler menjelaskan bahwa flexibilitas link sangat berpengaruh terhadap getaran yang terjadi pada suspensi. Sehingga untuk fungsi tertentu link dari suspensi harus dipertimbangkan. Pada penelitian ini panjang serta kekuatan dari link tidak menjadi topik bahasan akan tetapi posisi penempatan dari link, sehingga hanya sebatas analisa kinematik saja bukan dinamik.^[12]

Penelitian tentang suspensi juga dilakukan oleh Guido Koch pada tesisnya yang berjudul *Design and Modeling of a Quarter-Vehicle Test Rig for Active Suspension Control*. Pada thesisnya Guido melakukan penelitian terhadap gerak dinamik nonlinier dari system suspensi aktif. Konsep test rig adalah dengan menambahkan actuator dan sensor

konfigurasi. Kedua mengidentifikasi gerak dinamik test rig dan dilakukan validasi. Penelitian dilakukan dengan memodelkan seperempat kendaraan yang diintegrasikan pada test rig untuk mengurangi masa test rig dan merealisasikan suspensi aktif dengan *high bandwidth*. Dari thesis dapat disimpulkan bahwa dengan memodelkan seperempat kendaraan dan diuji test rig nonlinear telah menghasilkan gerak dinamika yang baik dan dapat digunakan pada desain control dan simulasi.^[13]

Penelitian juga dilakukan firdaus ja'far mengenai analisa kinematis dan kekuatan sistem suspensi mobil listrik ITS brajawahana. Pada tugas akhir kali ini akan dianalisa kinematika dari sistem suspensi pada mobil listrik ITS Brajawahana, dengan menggunakan bantuan *tool motion study* pada software *SolidWorks*, dimana dikarenakan ukuran geometri *link* dan *knuckle* suspensi *double whisbone* milik honda estilo sudah tidak bisa dirubah lagi, maka perubahan dilakukan pada penempatan link tersebut. Proses percobaan dilakukan dengan memberikan input pada suspensi berupa gerakan vertikal sehingga dihasilkan grafik *camber angle* fungsi *vertical displacement* dari roda. Begitu juga untuk *roll centre* dimana posisi *roll center* yang didapat berdasarkan variasi posisi dari *link* Dari hasil variasi selanjutnya dibandingkan dan dipilih desain yang paling mendekati keinginan sehingga dihasilkan sistem suspensi yang sesuai dengan kebutuhan. Selain itu pada tugas akhir ini akan dianalisa pula kekuatan dari suspensi *Double Whisbone*, dimana yang menjadi fokus utama adalah pada bagian lower arm. Pada bagian tersebut lebih dimungkinkan terjadi kegagalan karena langsung berhubungan dengan titik kontak gaya yang berasal dari berat kendaraan..^[14]

BAB III METODOLOGI

3.1 Prosedur Tugas Akhir

Tahapan-tahapan dalam pengerjaan tugas akhir kali ini secara garis besar dapat dibagi menjadi beberapa hal yaitu:

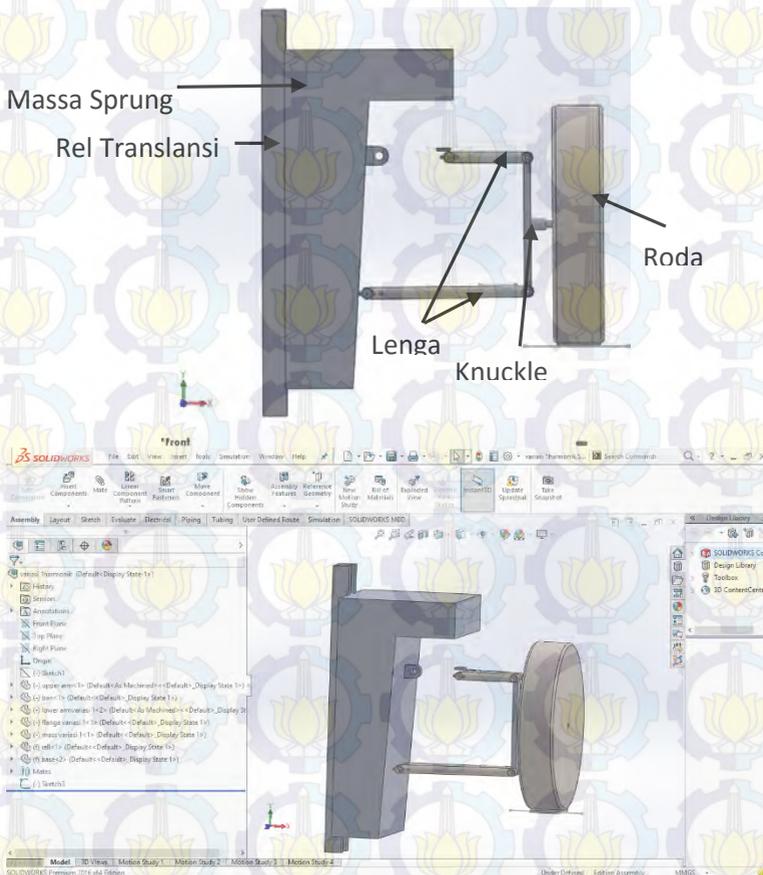
- Metode pertama adalah studi literatur mulai dari dasar teori yang ada di buku sampai penelitian-penelitian terdahulu pada bidang yang sama sebagai dasar pada pengerjaan tugas akhir. Berupa studi tentang sistem suspensi, mekanisme suspensi serta yang mempengaruhi suspensi dalam memberikan kenyamanan.
- Metode kedua mendefinisikan suspensi menjadi parameter-parameter yang akan diperhatikan pada pengerjaan tugas akhir kali ini. Parameter tersebut dapat meliputi massa, koefisien pegas maupun peredam. Serta melakukan kajian pada teknologi yang sudah ada sebagai penunjang proses validasi pada pemodelan yang sudah dibuat.
- Metode ketiga mengolah data dengan komputer. Proses pengolahan data dengan melakukan pemodelan dengan bantuan software berupa solidwork. Solidwork merupakan software yang digunakan untuk analisis yang terfokus pada proses *assembly* suatu bagian bagian untuk dapat diselesaikan. Dari pemodelan yang disesuaikan dengan model suspensi maka kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui karakteristik dari suspensi, melakukan pengolahan data dan mengambil kesimpulan.

3.2 Prosedur Simulasi dan Analisa

Proses yang akan dilakukan untuk pemodelan sistem suspensi adalah sebagai berikut:

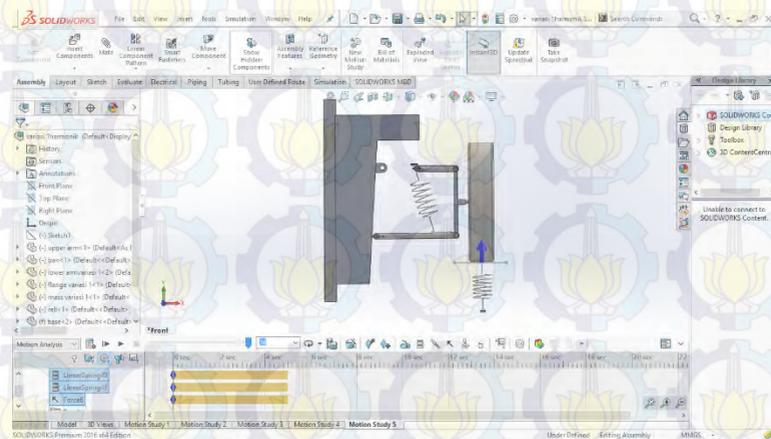
1. Hal pertama yang dilakukan adalah studi literatur yang berhubungan dengan proses pengerjaan tugas akhir, Studi literatur dilakukan untuk menambah wawasan dan landasan tentang materi yang akan dibahas dalam tugas akhir ini. materi dapat diambil dari teks book maupun jurnal untuk mendapatkan data penunjang validasi.
2. Melakukan validasi model dengan menggunakan solidwork dan menggunakan teori berdasarkan persamaan gerak dari model.
3. Mendefinisikan Parameter parameter yang nantinya akan digunakan pada simulasi dan analisa. Pada model sederhana yang sering digunakan, Parameter tersebut meliputi massa kendaraan sesuai dengan yang ditopang kendaraan, konstanta dari kekakuan dan redaman. Dimana parameter tersebut dapat dirubah rubah. Begitu pula pada model suspensi dengan parameter tambahan meliputi posisi penempatan link suspensi, geometri dari arm divariasikan. Dimana penempatan dan geometri arm memberikan pengaruh yang signifikan terhadap proses simulasi. Direncanakan proses variasi penempatan link arm lower dan upper terlihat pada gambar 3.1 dan 3.2.
4. Memvariasikan panjang arm lower dan upper kurang ± 10 cm
5. Pemodelan yang dibuat adalah model seperempat kendaraan, yaitu dengan menggunakan model sederhana *2 degree of freedom* (2 DOF) dan menggunakan model yang lain yang lebih kompleks dengan model suspensi independent.
6. Contoh suspensi independent yang digunakan sebagai acuan yaitu suspensi *double wishbone quarter car* dan kemudian dimodelkan sebagai model 3D pada software *Solidworks*.

7. Dari kedua model tersebut kemudian di-*assembly* dan di-*mate* agar sesuai dengan gerak nyata dari sistem suspensi untuk dilakukannya validasi. validasi dari kedua model tersebut adalah displacement dari kendaraan. Proses assembly sesuai dengan gambar 3.1



Gambar 3.1 Proses assembly sistem suspensi seperempat kendaraan

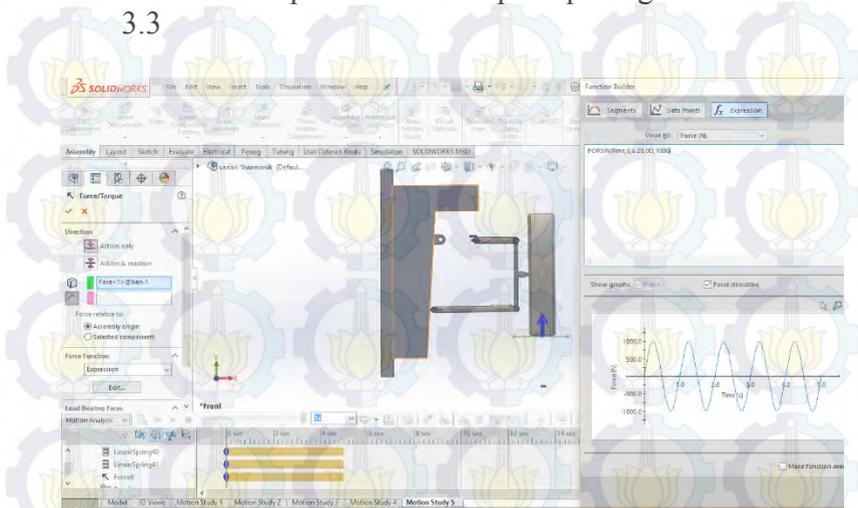
8. Melakukan *motion analysis* pada gambar suspensi yang sudah *diassembly* dengan variasi yang sudah dirancang pada desain eksperimen. Pada *Solidworks* *motion analysis* dapat dilakukan dengan memilih tool *motion study*. Kemudian memberikan input gaya pada bagian roda. Gaya yang diberikan berupa harmonik maupun dapat berupa gaya vertikal mewakili bump. Setelah itu *dirun*, dan diplot menggunakan fitur *result and plot*
9. Dalam simulasi dimana pertama dilakukan definisi material dari suspensi, pemilihan material disini sangat penting. Karena material suspensi sendiri tidak diketahui sehingga pada awal simulasi diasumsikan suspensi memiliki material plain carbon steel. Untuk menentukan massa sprung dilakukan perupahan dimensinya.



Gambar 3.2 Prosedur Simulasi dengan Input Bump

10. Menentukan input berupa harmonik atau bump untuk digunakan mengetahui respon yang terjadi. Input pada

solidwork dapat diberikan seperti pada gambar 3.2 dan 3.3

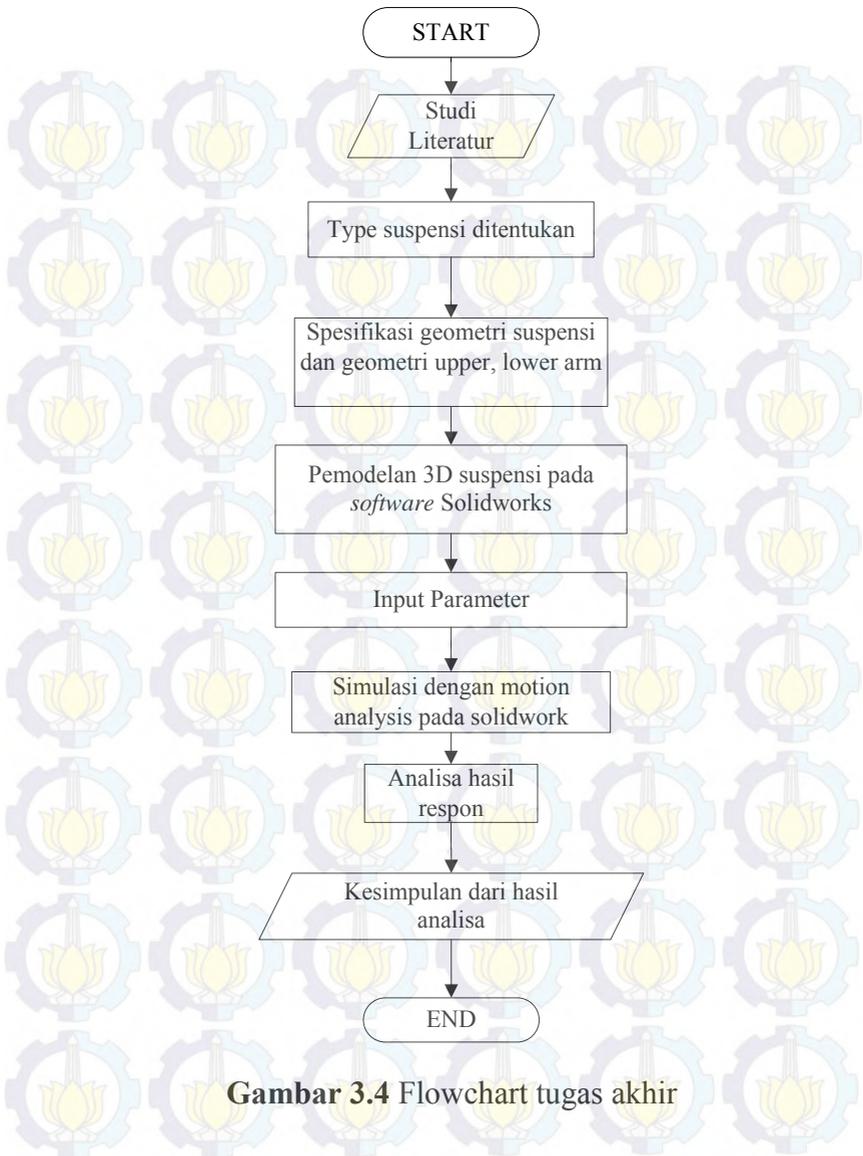


Gambar 3.3 Prosedur simulasi dengan input harmonik

11. Hasil simulasi dari setiap geometri arm didapatkan respon dinamik dan kinematik sesuai dengan karakteristiknya masing masing dan kemudian dijadikan output terakhir dari pengerjaan tugas akhir kali ini.

3.3 Flowchart Tugas Akhir

Flowchart tugas akhir ini adalah sebagai berikut:



Gambar 3.4 Flowchart tugas akhir

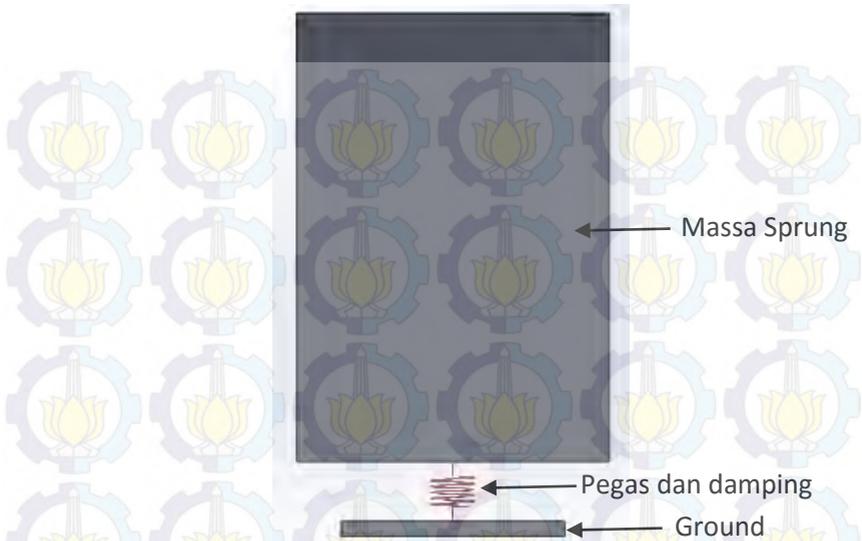
BAB IV

VALIDASI SOLIDWORK MOTION

4.1 Validasi

Persamaan gerak getaran digunakan untuk melakukan validasi pada model yang telah dibuat dalam solidwork. Untuk tujuan tersebut maka sistem dapat didekati dengan persamaan gerak getaran bebas satu derajat kebebasan (1 DOF) dengan redaman maupun dengan sistem 2 (DOF). Dalam persamaan gerak getaran sistem dapat dimodelkan dengan bentuk konvensional yang diilustrasikan dengan adanya massa sprung yang ditopang oleh pegas dan damping. Bentuk konvensional dapat lebih mudah untuk dianalisa dengan persamaan getaran dengan mengasumsikan gerak yang terjadi pada sistem hanya secara vertical. Berbeda dengan model suspensi independent dimana ada pengaruh linkage yang mempengaruhi hasil respon dinamika dari sistem.

Model sistem pada solidwork dapat diilustrasikan pada gambar 4.1, dimana massa sprung merupakan massa chassis kendaraan dengan asumsi massa yang ditopang oleh seperempat kendaraan, massa sprung ditopang pegas dan damping yang merupakan sistem suspensi. Sistem disimulasikan dengan tanpa adanya gaya luar atau dianalisa dengan getaran bebas.



Gambar 4.1 Model Solidwork Satu DOF

Dimana massa yang digunakan dalam simulasi diambil dengan asumsi

Massa sprung (m) = 150 kg;

Konstanta pegas (k) = 75.000 N/m;

Konstanta damper (c) = 500 Ns/m;

Kondisi awal dari pemodelan solidwork dapat diketahui dengan melakukan simulasi. Kondisi awal pada solidwork mengacu pada amplitudo yang terjadi, kondisi awal tersebut bertujuan untuk mengetahui perubahan defeksi dari pegas, dimana pegas mengalami kompresi atau tertarik dengan mengacu kondisi setimbangnya. Kondisi awal dalam solidwork sudah dilakukan penambahan defleksi statis, sehingga untuk memperoleh kondisi awal yang nantinya

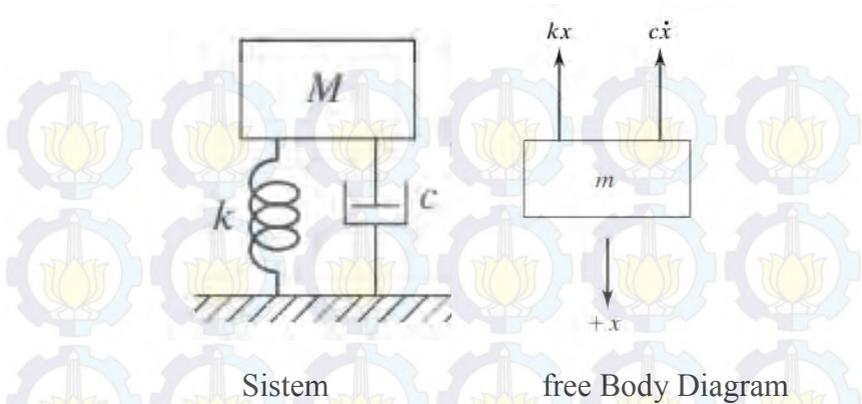
digunakan dalam perhitungan harus dilakukan pengurangan antara amplitudo dengan kondisi diam. Kondisi awal merupakan kondisi dimana pegas yang terdapat diantara sprung dan *base* belum mengalami defleksi . Dari hasil simulasi pada solidwork posisi awal pada solidwork pegas mengalami tarikan dimana dapat dilihat pada amplitudo yang terjadi sebesar 0.41926 m dan saat setimbang pada posisi 0.39949 m.

Dalam menggunakan *motion studi* pada solidwork untuk model konvensional dilakukan dengan memodelkan sistem sesuai dengan gambar 4.1. untuk getaran bebas massa tanpa adanya gaya luar, hanya dipengaruhi oleh massa sprung model dan gaya gravitasi, sedangkan untuk input harmonik, massa diberikan berupa gaya luar berupa harmonik eksitasi, dan untuk step pada solidwork terdapat dipilih input step dengan memberikan besaran gaya pada inputannya.

4.1.1 Sistem Satu Derajat Kebebasan (1 DOF) berdasarkan Teori

a) Getaran bebas

Model seperempat kendaraan yang dianalisis dengan menggunakan getaran bebas 1 (DOF) dapat dimodelkan seperti pada gambar 4.2



Gambar 4.2 Sistem satu Derajat Kebebasan (1DOF) dengan redaman

Persamaan gerak getaran bebas dengan redaman sebagai berikut:

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + kx = 0$$

Dari menggunakan data untuk melakukan validasi sistem maka ditentukan nilai parameter. Dari data tersebut yang nantinya akan dilakukan perbandingan antara hasil teoritis dengan hasil pemodelan dengan menggunakan solidwork.

Dimana :

massa (m) = 150 kg;

konstanta pegas (k) = 75.000 N/m;

konstanta damping(C) = 500 N s/m;

Data diatas dapat ditentukan frekuensi, damping ratio untuk menentukan hasil responnya.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{75000}{150}} = 22.36068 \text{ rad / s}$$

$$C_c = 2m\omega_n = 2 \times 150 \times 22.36068 = 6708.204$$

$$\zeta = \frac{C}{C_c} = \frac{500}{6708.204} = 0.074536$$

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n = \sqrt{1 - 0.0074536^2} \times 22.36068 = 22.29848 \text{ rad / s}$$

Dengan nilai $\zeta = 0.07453$ dapat dikatakan bahwa sistem tersebut underdamped, sehingga respon dinamika pada sistem dapat diperoleh dari persamaan total respon berikut:

Initial kondisi :

$x_0 = 0.01977 \text{ m}$;Diperoleh dari hasil simulasi dengan solidwork dimana amplitudo tertinggi dikurangkan dengan posisi sprung saat setimbang.

$$\dot{x}_0 = 0$$

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ x_0 \cos \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t + \frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n} \sin \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t \right\}$$

Maka

$$x(t) = e^{-1.6665t} \{0.01977 \cos 22.29848t + 0.00148 \sin 22.29848t \} + 0.3994$$

Penambahan nilai 0.39949 m karena pada solidwork kondisi awal dari model sudah mengalami penambahan defleksi statis. Nilai 0.39949 merupakan kondisi dimana

model setimbang, Sehingga dalam analisa harus memiliki nilai parameter yang sama, sehingga ditambahkan nilai sebesar tersebut untuk mendapatkan posisi yang sama.

Dari persamaan total respon dan simulasi pada solidwork dapat diplot grafik sebagai gambar 4.4. sebagai berikut:



Gambar 4.3 Perbandingan Hasil Respon getaran bebas Simulasi Dan Teoritis

Pada gambar 4.3 diatas menjelaskan bahwa hasil dari simulasi dan dengan menggunakan analisis secara teoritis menghasilkan bentuk grafik yang signifikan sama. Dari grafik massa sprung antara hasil simulasi akan beresilasi hingga waktu kurang dari 3 detik untuk berada pada kondisi stabil, begitu pula hasil dari perhitungan berdasarkan teori

waktu yang diperlukan untuk berada pada kondisi stabil 3 detik. Amplitudo yang dicapai massa sprung antara hasil simulasi dan hasil teori memiliki nilai amplitudo maksimum sebesar 0.41926 m. getaran bebas dengan adanya damper terdapat bebarapa karakteristik respon yang dihasilkan, pada kasus ini perpindahan massa sprung hasil simulasi yang terjadi adalah underdamping, dimana dengan analisa menggunakan getaran bebas maka massa akan berada pada kondisi stabil dalam waktu tertentu, mengingat bahwa getaran bebas terjadi akibat dari baban massa itu sendiri.

Pada grafik diatas dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi dan teori sama-sama dianalisa dengan menggunakan getaran bebas. Sehingga didapatkan respon dari keduanya ditunjukkan dengan terjadinya osilasi dengan amplitudo 0.41926 dan akan stabil pada waktu 3 detik kembali pada posisi setimbangnya.

b). Getaran Harmonik

Hasil simulasi dengan solidwork didapatkan grafik pada gambar 4.5, Dengan data: $m = 150 \text{ kg}$; $k = 20000 \text{ N/m}$; $C = 1000 \text{ Ns/m}$ dan dengan gaya luar $F_0 = 1000 \text{ N}$; $\omega = 10 \text{ Hz}$ dari data yang sama akan dilakukan perhitungan secara teori dengan menggunakan persamaan gerak getaran.

Pada model satu derajat kebebasan seperti pada gambar 4.1 dilakukan validasi model dengan memberikan input berupa gaya harmonik (sinusoidal). Gaya harmonik berupa gaya luar dengan besar gaya tertentu dan pada

frekuensinya. Dari pemodelan dengan solidwork dilakukan simulasi dengan motion study dengan parameter yang telah ditentukan.

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t$$

Maka respon getaran yang terjadi dapat diperoleh dari data data berikut :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{20000}{150}} = 11.54701 \text{ rad / s}$$

$$C_c = 2m\omega_n = 2 \times 150 \times 11.54701 = 3464.102$$

$$\zeta = \frac{C}{C_c} = \frac{1000}{3464.102} = 0.00289$$

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n = \sqrt{1 - 0.00289^2} \times 11.54701 = 11.547 \text{ rad / s}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{62.831}{11.54701} = 5.441324$$

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k} = \frac{1000}{20000} = 0.05 \text{ m}$$

$$X = \frac{\delta_{st}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} = 0.0017 \text{ m}$$

karena nilai r besar dengan $\zeta > 0$ maka $\phi = 180^\circ$

$$X_0 \cos \phi_0 = x_0 - X \cos \phi = -0.12395$$

$$X_0 \sin \phi_0 = \frac{-\zeta \omega_n X \cos \phi_0 + X \omega \sin \phi}{\omega_d} = -0.007583$$

$$X_0 = (X_0 \cos \phi_0^2 + X_0 \sin \phi_0^2)^{1/2} = 0.124186$$

Dengan total respon

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) + X \cos(\omega t - \phi)$$

maka

$$x(t) = 0.124186 e^{-0.00335t} \cos(11.547t - 0.001048) + 0.0017 \cos(62.831t - 180)$$



Gambar 4.4 Perbandingan Hasil respon harmonik Simulasi Dan Teoritis

Pada gambar 4.4 merupakan grafik perbandingan antara hasil simulasi dengan hasil teori menunjukkan trenline yang signifikan sama. Dimana pada kedua trenline memiliki amplitudo yang sama dengan bentuk sinusoidal. Amplitudo yang dicapai akibat pemberian gaya F_0 untuk hasil simulasi memiliki amplitudo sebesar 0.12571 m, waktu yang ditunjukkan pada grafik dibatasi hingga 3 detik. Amplitudo hasil simulasi tersebut didapatkan dengan melakukan pengurangan 0.47769 m merupakan kondisi setimbang massa dengan pengaruh pegas. gaya harmonik merupakan gaya yang terjadi secara berulang ulang dengan melewati titik setimbangnya, memiliki amplitudo dan frekuensi yang sama. Respon dengan bentuk sinusoidal akan terjadi jika memberikan gaya luar dengan bentuk sinusoidal atau harmonik. Dengan waktu tak hingga jika memberikan gaya luar berupa harmonik maka hasil respon akan sama pada waktu tak hingga pula.

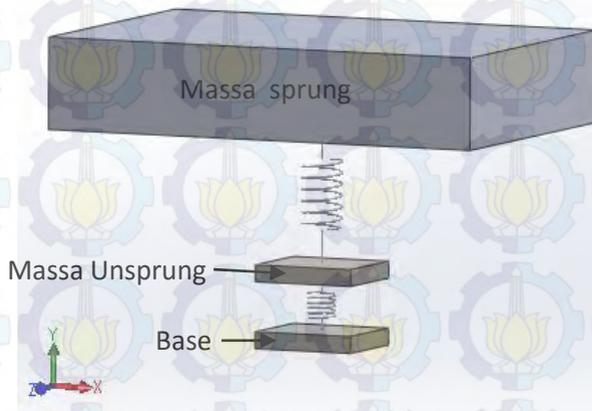
Pada grafik diatas dapat disimpulkan bahwa dengan memberikan gaya luar berupa gaya harmonik (sinusoidal) sebesar F_0 , maka respon yang akan ditunjukkan adalah berbentuk sinusoidal hingga waktu yang ditentukan.

4.1.2 Sistem 2 DOF

Pemodelan sistem 2 DOF pada solidwork diilustrasikan seperti pada gambar 4.7. Dengan data $m_s = 450$ kg; $m_u = 43$ kg; $K_{eq} = 1000$; $C_{eq} = 1000$; $K_t = 13500$ N/m; $C_t = 1400$ Ns/m

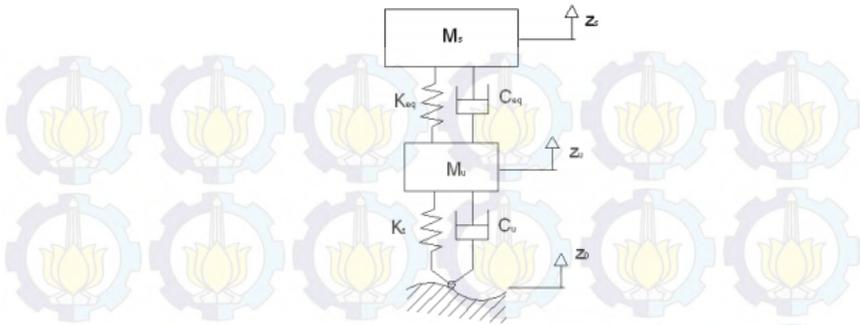
Dari data tersebut dilakukan simulasi pada solidwork dengan memberikan parameter yang telah disebutkan. Dari model konvensional 2 DOF seperti pada

gambar 4.5. Model tersebut nantinya akan dibandingkan dengan model double wishbone dengan model terdapat lengan (arm) suspensi serta bagian penghubung lainnya seperti knuckle dan join maupun roda.



Gambar 4.5 Model 2 DOF Solidwork

Perhitungan dengan menggunakan model 2 DOF berdasarkan persamaan geraknya untuk mendapatkan total respon dari model. Input yang diberikan pada model 2 DOF ini berupa input step. Untuk mendapatkan Persamaan gerak dari model konvensional 2 DOF dimodelkan sebagai berikut:



Gambar 4.6 Model Konvensional 2 DOF

Didapatkan persamaan gerak sebagai berikut:

$$m_s \ddot{z}_s + c_{eq} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_{eq} (z_s - z_u) = 0$$

$$m_u \ddot{z}_u + c_{eq} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_{eq} (z_s - z_u) + c_t (\dot{z}_s - \dot{z}_0) + k_t (z_s - z_0) = 0$$

Dari persamaan gerak diatas untuk mendapatkan responnya dilakukan dengan menggunakan transformasi laplace kemudian dijadikan transfer function. Sebagai berikut:

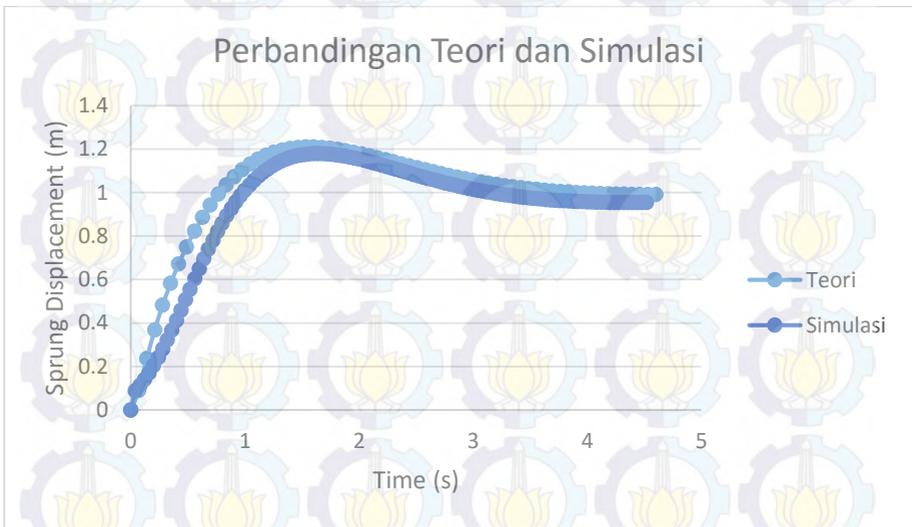
$$(m_s s^2 + c_{eq} s + k_{eq}) Z_s(s) - (c_{eq} s + k_{eq}) Z_u(s) = 0$$

$$(m_u s^2 + (c_{eq} + c_t) s + k_t + k_{eq}) Z_s(s) - (c_{eq} s + k_{eq}) Z_u(s) = +c_t s + k_t Z_0(s)$$

$$\frac{Z_s(s)}{Z_0(s)} = \frac{N_s(s)}{D_s(s)} = \frac{(c_t s + k_t)(c_{eq} s + k_{eq})}{(m_u s^2 + (c_{eq} + c_t) s + k_t + k_{eq}) - (m_s s^2 + c_{eq} s + k_{eq}) - (c_{eq} s + k_{eq})}$$

Sistem dengan model 2 DOF dilustrasikan dalam bentuk model konvensional seperti pada gambar 4.6 untuk

mendapatkan respon dinamika pada hasil transfer function digunakan software matlab untuk menerjemahkan transfer function tersebut. Sehingga dihasilkan respon dinamik dari hasil perhiungan sebagai berikut:



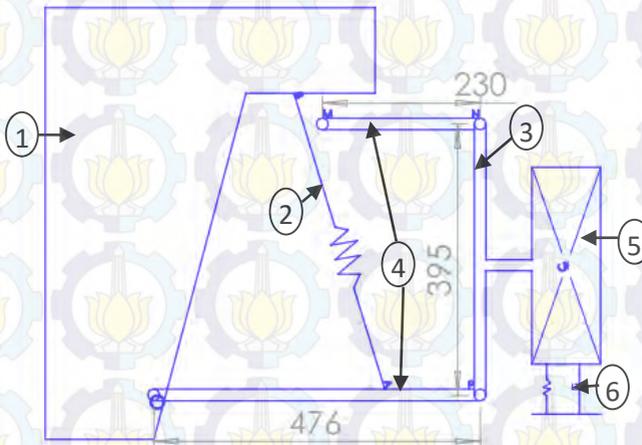
Gambar 4.7 Perbandingan Hasil Simulasi dan Teori Model 2 DOF

Grafik diatas didapatkan trenline yang hampir sama pada hasil simulasi dan teori. Input yang berbeda yang digunakan pada solidwork dan teori mengakibatkan hasil yang dihasilkan berbeda. Grafik teori diperoleh dari software matlab dengan Input step, dan pada input step solidwork terdapat beberapa pengaturan Time respon dan input gaya. Sehingga mengakibatkan grafik simulasi lebih baik keakurasiannya. Amplitudo tertinggi dari hasil teori sebesar 1.209 m, sedangkan untuk hasil simulasi 1.179 m. input step

memberikan dampak pada waktu 3 detik maka respon akan berada pada amplitudo 1 m.

4.1.3 Pemodelan Matematis Seperempat Kendaraan dengan double wishbone

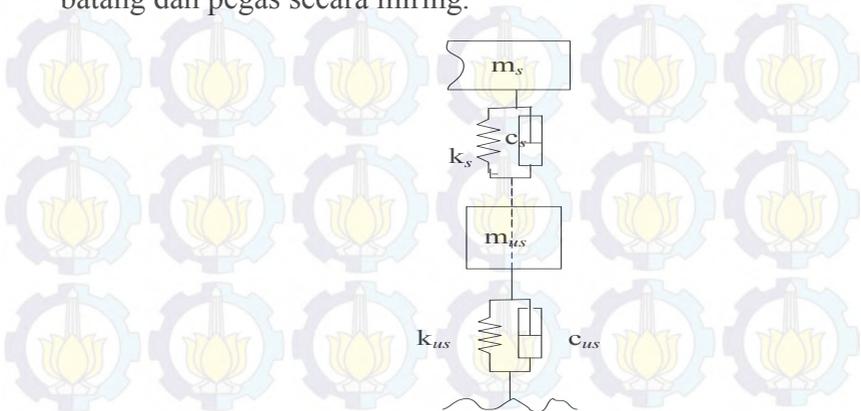
Gambar sistem untuk pemodelan dinamis sistem suspensi seperempat kendaraan (2DOF) adalah sebagai berikut:



Gambar 4.8 Model Double wishbone

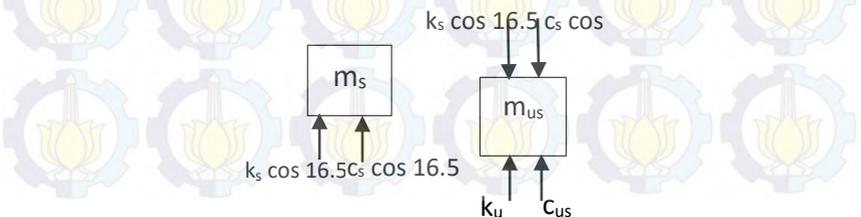
model double wishbone dapat digambarkan dengan model konvensional seperti pada gambar 4.8 dimana posisi suspensi pada double wishbone dengan nilai K sebesar 75 kN/m jika diterapkan pada model konvensional harus dilakukan perhitungan begitu pula pada nilai konstanta damping. gerak secara vertical yang digunakan analisa memungkinkan model dari suspensi seperti gambar FBD 4.9. nilai konstanta pegas dari konvensional merupakan nilai

konstanta pegas equivalen secara seri antara lengan berupa batang dan pegas secara miring.



Gambar 4.9 Model matematis seperempat kendaraan suspensi

m_s merupakan massa sprung dimana terdiri dari berat rangka dari model seperempat kendaraan, sedangkan massa sprung merupakan berat dari roda kendaraan. k_s merupakan konstanta pegas yang menghubungkan antara massa sprung dan lengan (arm) suspensi, k_{us} konstanta pegas pada roda kendaraan. Besar sudut yang terbentuk pada model double wishbone didapatkan 16.5° hasil tersebut didapatkan dari kondisi dimana panjang lengan suspensi dan posisi suspensi disesuaikan dengan model double wishbone. Dari gambar pada pemodelan di atas dapat dibuat *Free Body Diagram* sebagai berikut:



Gambar 4.10 FBD untuk system seperempat kendaraan

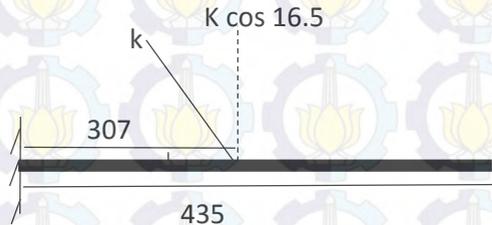
Dari FBD di atas didapatkan persamaan gerak sebagai berikut :

$$(+)\Sigma F_y = 0$$

$$m_{us}\ddot{z}_{us} - k_{us}(z_r - z_{us}) - c_{us}(\dot{z}_r - \dot{z}_{us}) + k_s \cos 16.5 z_{us} + C_s \cos 16.5 = 0$$

$$\downarrow (+)\Sigma F_y = 0$$

$$m_s\ddot{y}_s - k_s \cos 16.5 z_s - c_s \cos 16.5 = 0$$

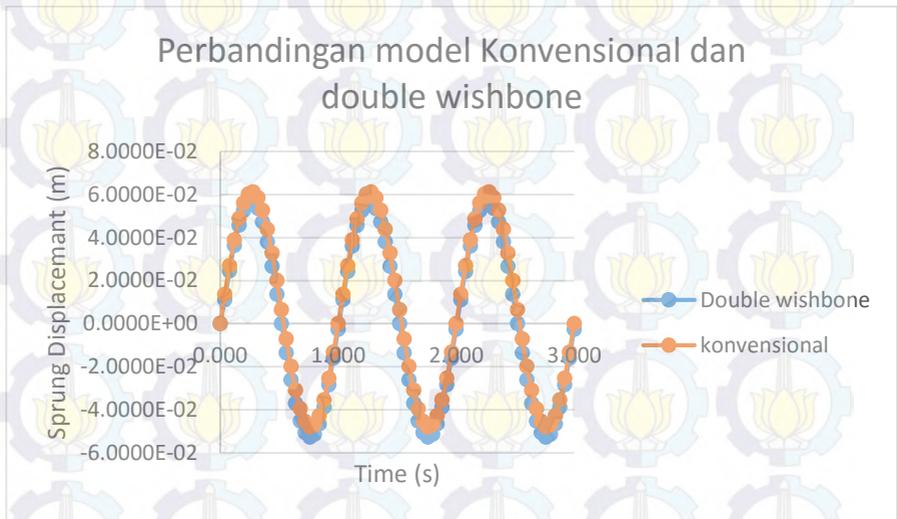


Gambar 4.11 Ekuivalensi k dan c pengaruh gaya vertical

Nilai konstanta Pegas maupun konstanta damper yang digunakan pada model double wishbone dengan kondisi posisi suspensi memiliki kemiringan sebesar θ . Nilai k dan c yang digunakan pada model konvensional merupakan nilai k dan c ekuivalen dari nilai dengan posisi miring, Sehingga nilai k dan c yang digunakan merupakan $k \cos \theta$. Pengaruh lengan dapat diabaikan dikarenakan gaya yang terjadi hanya ditinjau pada arah vertical, sehingga terjadinya momen dan gaya dalam arah horizontal pada lengan suspensi dapat diabaikan.

Simulasi dengan menggunakan solidwork untuk mendapatkan respon dari gerak dinamik antara model double

wishbone dan model konvensional. parameter nilai k dari hasil konvensional 35817.598 N/m diatas digunakan dalam simulasi sehingga didapatkan grafik respon sebagai berikut:

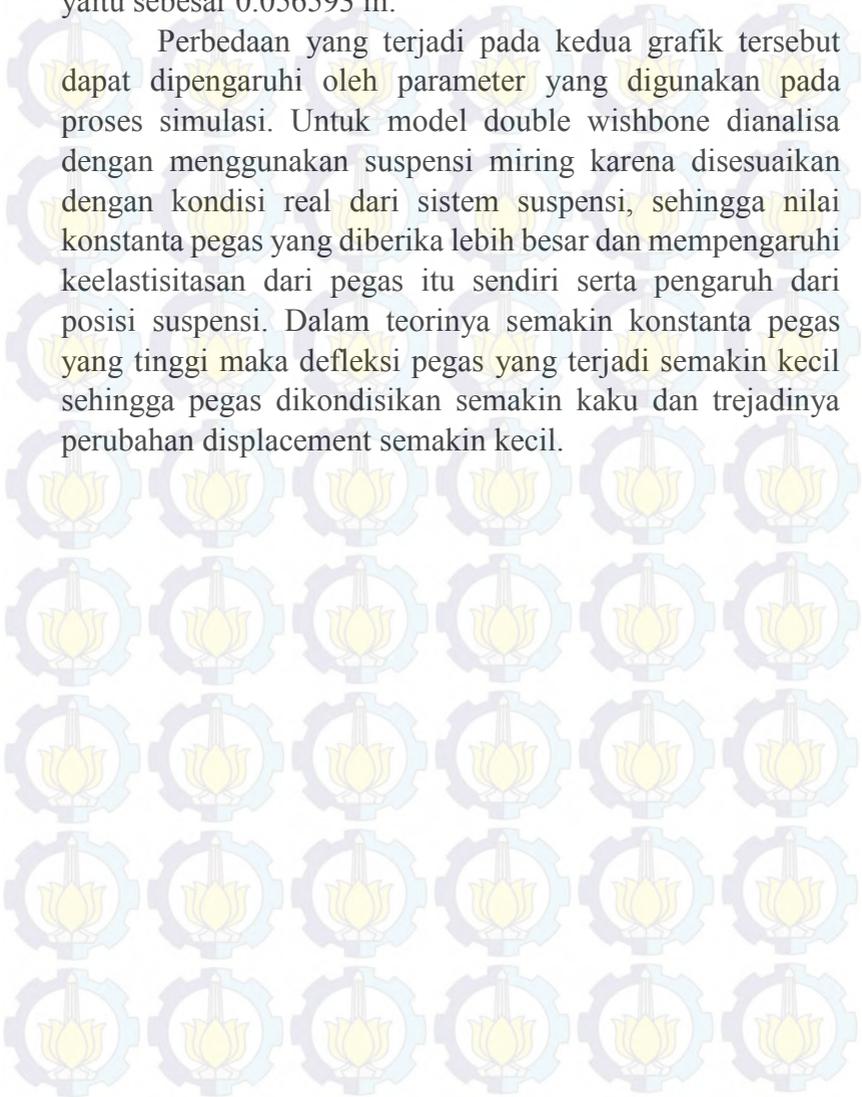


Gambar 4.12 Grafik Perbandingan model konvensional dan model double wishbone

Grafik 4.12 tersebut menunjukkan tentang membandingkan respon dinamik yang dihasilkan oleh model suspensi konvensional dengan model suspensi double wishbone. pada grafik tersebut dapat terlihat bahwa trenline dari grafik menunjukkan kesamaan berupa bentuk sinusoidal, hal tersebut dikarenakan pada input yang diberikan berupa harmonik (sinusoidal). Hasil model suspensi konvensional menunjukkan hasil yang lebih tinggi dibandingkan dengan hasil untuk model double wishbone yaitu sebesar 0.061158 m

sedangkan untuk hasil model double wishbone lebih rendah yaitu sebesar 0.056593 m.

Perbedaan yang terjadi pada kedua grafik tersebut dapat dipengaruhi oleh parameter yang digunakan pada proses simulasi. Untuk model double wishbone dianalisa dengan menggunakan suspensi miring karena disesuaikan dengan kondisi real dari sistem suspensi, sehingga nilai konstanta pegas yang diberika lebih besar dan mempengaruhi keelastisitan dari pegas itu sendiri serta pengaruh dari posisi suspensi. Dalam teorinya semakin konstanta pegas yang tinggi maka defleksi pegas yang terjadi semakin kecil sehingga pegas dikondisikan semakin kaku dan trejadinya perubahan displacement semakin kecil.



BAB V

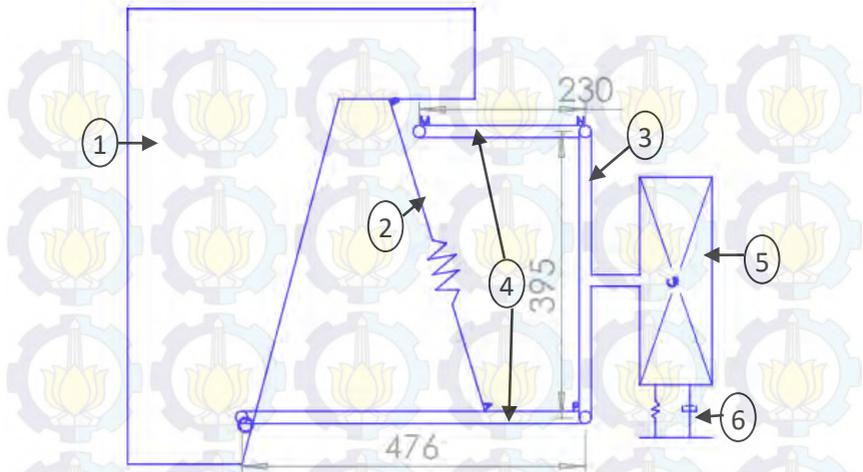
ANALISA DINAMIS SISTEM SUSPENSI DOUBLE WISHBONE

Pada tugas akhir kali ini akan dianalisa kinematika dan dinamika pemodelan sistem suspensi kendaraan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak solidwork. Adapun pada bab ini akan disajikan proses pemodelan sistem suspensi yang terdiri dari beberapa pembahasan meliputi:

- Pemodelan sistem suspensi double wishbone dengan variasi posisi linkage
- Simulasi statik dengan wheel vertical travel
- Simulasi dinamik model dengan input harmonic
- Simulasi dinamik dengan input bump

5.1 Pemodelan sistem suspensi Double Wishbone

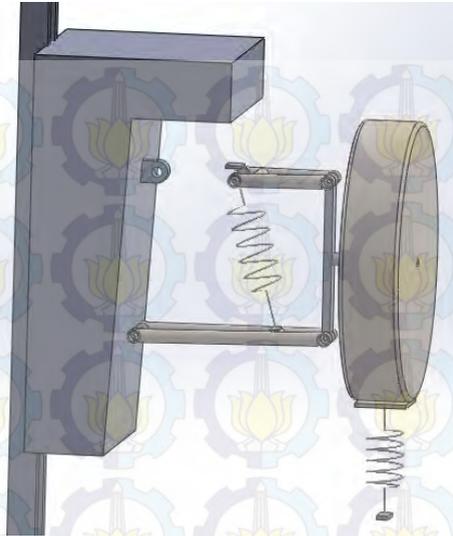
Pemodelan sistem suspensi double wishbone pada tugas akhir ini menggunakan salah satu software desain yaitu solidwork. Gambar sistem suspensi sendiri meliputi Knuckle, arm, dan hub. Geometri yang digunakan dari suspensi adalah suspensi double wishbone milik Honda estilo. Pada gambar 5.1 dibawah menunjukkan pemodelan sistem suspensi seperempat kendaraan dengan tipe suspensi double wishbone. Tipe double wishbone dimodelkan dengan memberikan model seperempat kendaraan, karena pada model seperempat kendaraan lebih mudah digunakan untuk menganalisa gerak dinamika dan kinematika dari suspensi. Pegerakan dari arm, analisa defleksi pegas ataupun analisa perubahan camber pada roda.



Gambar 5.1 Model 2D double wishbone

Dimana :

1. Massa Sprung
2. Pegas dan Peredam
3. Knuckle
4. Upper arm dan lower arm
5. Tire
6. Pegas dan peredam tire



Gambar 5.2 Assembly model sistem suspensi double wishbone

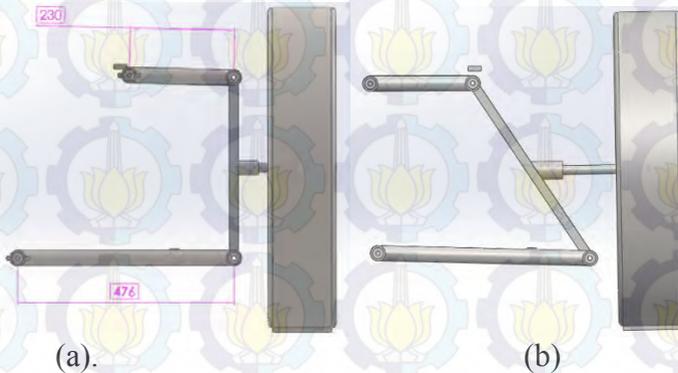
Untuk analisa kinematis, geometri dari sistem suspensi sangatlah berperan penting terutama untuk suspensi jenis double whisbone. Besar camber, roll centre, dan defleksi pegas sangat tergantung pada panjang arm atas, arm bawah, posisi knuckle dan titik kontak roda. Tabel 5.1 dibawah ini menunjukkan spesifikasi sistem suspensi yang akan dianalisa pada subbab selanjutnya.

Tabel 5.1 Spesifikasi Acuan geometri sistem suspensi

Sistem Suspensi	
Tipe	<i>Double Wishbone</i>
Panjang Arm Atas	230 mm

Panjang Arm Bawah	476 mm
Panjang Knuckle	395 mm

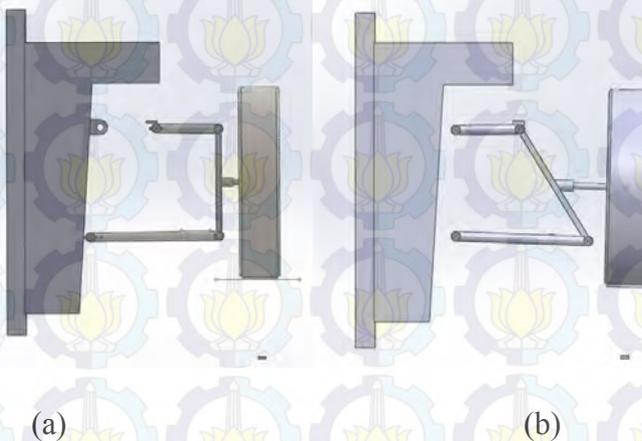
Tabel 5.1 diatas akan menjadi dasar dari simulasi motion analysis pada SolidWorks untuk mengetahui pengaruh penempatan link (arm suspensi) terhadap defleksi pegas, dan respon dinamika akibat input berupa harmonik dan bump. Massa sprung dapat bergerak secara translasi akibat gaya yang ditransferkan oleh lengan akibat dari gaya vertical yang mengenai roda. Beban dari massa sprung disesuaikan dengan beban chassis yang ditopang oleh seperempat kendaraan dengan adanya sistem suspensi yang menopang massa sprung mengakibatkan pergerakannya terbatas. Sistem suspensi dalam model hanya digambarkan dengan adanya pegas pada model double wishbone.



Gambar 5.3 Pemodelan (a). Posis 1 dan (b) Posis 2

Pemodelan variasi 1 dan 2 merupakan pemodelan dengan panjang lower arm ± 10 dari geometri acuan yaitu model double wishbone Honda estilo. Pada variasi 1

memiliki posisi pemodelan dengan variasi posisi arm pada titik N sejajar dengan titik P dan titik Q sebagai acuan nol, sehingga posisi knuckle menjadi lurus dengan posisi 90 derajat dari roda. Sedangkan pada variasi 2 memiliki pemodelan dengan perubahan posisi dari titik M sejajar dengan Q, sehingga hal tersebut mengakibatkan knuckle membentuk sudut. Dalam hal ini roda akan mengikuti perubahan posisi knuckle tetapi pada tugas akhir kali ini roda tetap diposisikan dalam kondisi normal.



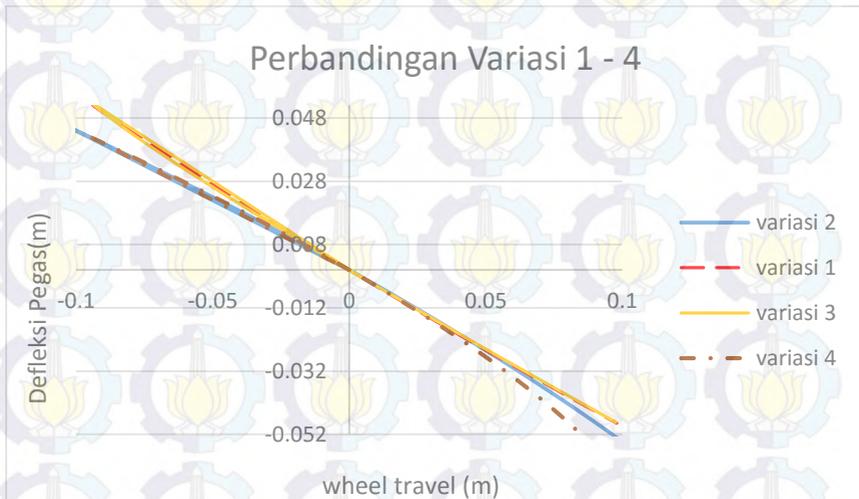
Gambar 5.4 Pemodelan dinamik (a).1 Variasi (b).
variasi 2

5.2 Simulasi Statik dengan Wheel Vertical

Simulasi statik ditujukan untuk mengukur defleksi yang terjadi pada pegas akibat gaya dari vertical dari roda. Variasi yang dilakukan untuk mendapatkan defleksi dengan mengubah posisi dari link .

5.2.1 Defleksi Pegas

Dengan menggunakan fitur motion study pada solidworks, defleksi pegas untuk masing-masing variasi juga dapat diplotkan. Hasil simulasi juga dibagi dengan variasi perubahan posisi link maka dari 4 variasi dapat dibandingkan dengan defleksi yang terjadi pada pegas. Dimana hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 5.5



Gambar 5.5 Perbandingan Defleksi Pegas vs Wheel Travel

Pada gambar 5.5 diatas dapat dilihat bahwa masing-masing variasi memiliki trenline grafik untuk defleksi pegas yang berbeda. Perbedaan yang terjadi hanya pada titik kompresi maksimum dan tarik maksimum, perbedaan yang terjadi cukup besar. Untuk standar pegas sendiri tidak ada batasan khusus yang harus dipenuhi hanya saja berdasarkan spesifikasi pegas yang digunakan ada batas maksimum dan minimum dari defleksi yang harus dipenuhi dimana dengan

menggunakan spesifikasi pegas jenis D2 Thuv Reihnland untuk honda estillo defleksi tarik maksimum sebesar (50,8 mm) dan kompresi maksimum sebesar (50,8 mm). Pegas memiliki fungsi yang sangat penting dalam suspensi. Besar defleksi yang dialami pegas sangat erat kaitannya dengan keamanan dan kenyamanan. Akan tetapi jika hanya dilihat dari faktor defleksi pegas saja sangat sulit untuk menentukan kriteria tersebut, jadi pada analisa defleksi pegas hanya faktor kekuatan materialnya saja yang dianalisa. Dengan besar konstanta pegas yang sama pada masing-masing variasi maka tegangan yang terjadi pada suspensi hanya dipengaruhi oleh besar defleksi pegas. Semakin besar defleksi semakin besar gaya pegas yang terjadi begitu pula dengan sebaliknya. Sebab gaya pegas memiliki rumusan konstanta pegas dikalikan dengan defleksi pegas. Dari tabel berikut defleksi kompresi maksimum dan kompresi maksimum dari pegas.

Tabel 5.2 Perbandingan Defleksi Pegas dari Variasi

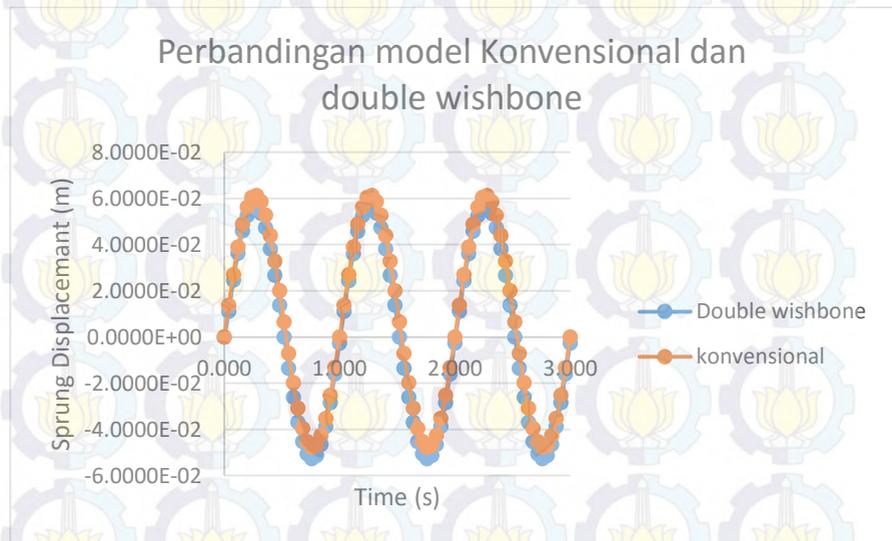
Variasi	Defleksi Kompresi Maksimum (mm)	Defleksi Tarik Maksimum (mm)	Total Defleksi (mm)
Standar	50,8	50,8	101,6
1	49.391	50.626	100.017
2	48.818	44.213	93.031
3	49.158	50.404	99.562
4	48.888	42.064	90.952

Besar defleksi pegas sangat berpengaruh terhadap gaya pegas yang bekerja pada suspensi untuk selanjutnya diterima oleh body kendaraan. Semakin besar defleksi yang terjadi maka semakin besar gaya yang terjadi. Jika dilihat dari segi keamanan maka defleksi yang kecil yang lebih baik

karena memiliki gaya pegas yang lebih kecil sehingga tegangan yang terjadi pada suspensi lebih kecil dibandingkan dengan variasi yang lain yang memiliki defleksi yang lebih besar.

5.3 Simulasi Dinamik model dengan input harmonik

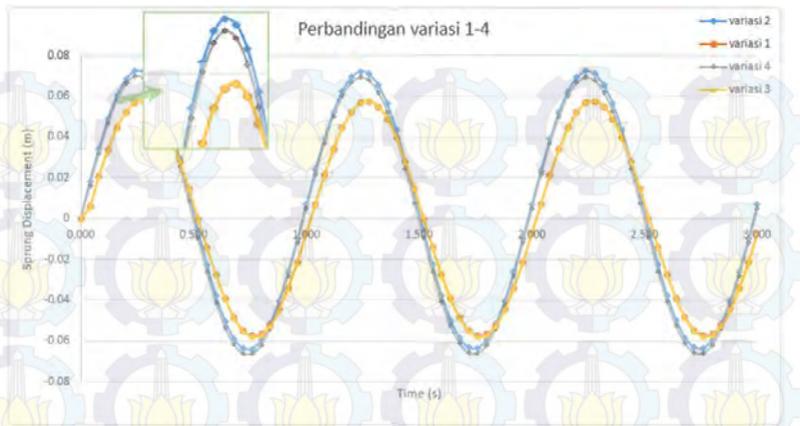
Simulasi dinamika dengan input harmonik dalam subbab pembahasan kali ini adalah diterapkan pada massa sprung dan unsprung terhubung dengan link suspensi dimana dengan adanya hal tersebut dapat merubah sifat respon dinamik. Dengan memberikan gaya vertical berupa eksitasi 0.01 m pada roda pada frekuensi 1 Hz. Ketika terjadi gerak vertical pada roda juga akan mempengaruhi sudut camber dari roda.



Gambar 5.6 Perbandingan Respon Dinamik Input harmonik antara konvensional dan model double wishbone.

Pada grafik 5.6 menunjukkan bahwa perbandingan respon dinamik yang dihasilkan oleh model suspensi konvensional dengan model suspensi double wishbone. pada grafik tersebut dapat terlihat bahwa trenline dari grafik menunjukkan kesamaan berupa bentuk sinusoidal, hal tersebut dikarenakan pada input yang diberikan berupa harmonic (sinusoidal). Tetapi Terdapat perbedaan yang cukup tinggi antara model konvensional dengan model double wishbone dimana hasil model suspensi konvensional menunjukkan hasil yang lebih tinggi dibandingkan dengan hasil untuk model double wishbone yaitu sebesar 0.061158 m sedangkan untuk hasil model double wishbone lebih rendah yaitu sebesar 0.056593 m.

Perbedaan yang terjadi pada kedua grafik tersebut dapat dipengaruhi oleh parameter yang digunakan pada proses simulasi. Untuk model double wishbone dianalisa dengan menggunakan suspensi miring karena disesuaikan dengan kondisi real dari sistem suspensi, sehingga nilai konstanta pegas yang diberikan lebih besar dan mempengaruhi keelastisitasan dari pegas itu sendiri serta pengaruh dari posisi suspensi. Dalam teorinya semakin konstanta pegas yang tinggi maka defleksi pegas yang terjadi semakin kecil sehingga pegas dikondisikan semakin kaku dan trejadinya perubahan displacement semakin kecil.



Gambar 5.7 Perbandingan hasil simulasi Input Harmonik variasi 1-4

Pada gambar 5.7 diatas dapat dilihat dilihat bahwa setiap variasi memiliki trenline grafik sprung displacement yang hampir sama satu sama lain. Analisa trenline dengan bentuk sinusoidal akibat amplitudo displacement pada roda terhadap tanah. Pada grafik trenline memiliki frekuensi yang sama, dimana terjadi perbedaan pada amplitudo displacement yang lebih besar pada beberapa variasi. Terlihat amplitudo tertinggi pada variasi 2 dan variasi 4, variasi 2 memiliki amplitudo tertinggi pada 0.07225 m sedangkan pada variasi 4 yang memiliki amplitudo yang hampir sama sebesar 0.069 m. Sedangkan pada variasi 1 dan 3 memiliki amplitudo yang yang terbentuk lebih rendah dari grafik sebelumnya. Untuk variasi 1 amplitudo tertinggi sebesar 0.05755 m dan pada variasi 3 memiliki trenline yang hampir sama dengan amplitudo sebesar 0.05778 m. dari hasil grafik tersebut tentunya untuk mengetahui pengaruh dari posisi linkage pada respon dinamik dibandingkan dengan hasil respon model konvensional. Dari model konvensional trenline tidak jauh

berbeda. Untuk konvensional memiliki amplitude tertinggi sebesar 0.05845 m.

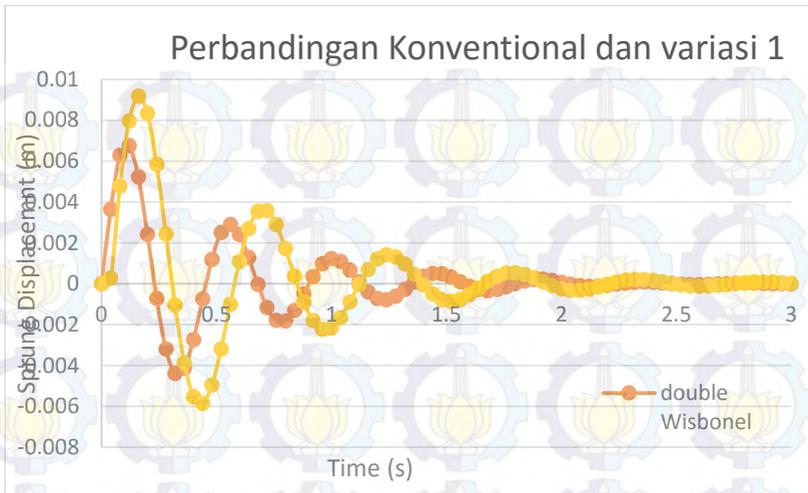
Dari hasil simulasi dengan menggunakan motion study pada solidwork untuk sprung displacement akan dilihat pengaruh dari perubahan link yang sesuai dengan standar. Pada umumnya model dari suspensi yang digunakan pada double wishbone digunakan pada variasi 1 dan 3 dimana lower arm lebih panjang dibandingkan upper arm. Berdasarkan kinematika mekanisme posisi dari suatu link akan tergantung pada panjang dari engkol dan batang penghubung dan tidak dipengaruhi oleh lebar atau ketebalan dari batang. Dengan pengaruh upper arm yang lebih pendek maka terbatas pergerakan secara vertical, sehingga posisi amplitude dari model rendah. Berbeda pada variasi 2 dan 4 dengan panjang upper arm yang lebih panjang akan menimbulkan gerakan yang lebih lebar, sehingga mengakibatkan amplitude yang terjadi lebih besar. Wheel track yang lebih besar akan mempengaruhi sudut camber yang terjadi pada roda juga akan lebih membesar sehingga posisi mobil akan tidak stabil.

Dari analisa sprung displacement pada masing masing variasi suspensi double wishbone, maka dapat disimpulkan jika variasi model 1 adalah yang terbaik karena memiliki sprung displacement 0.05755 m untuk variasi 3 juga baik karena memiliki sprung displacement 0.0577 m. dengan amplitudo yang kecil maka terjadinya guncangan yang lebih kecil pada penumpang. Untuk variasi yang ke 2 cenderung kurang baik untuk kenyamanan guncangan, dengan memiliki amplitude yang tinggi. Begitu juga pada variasi model 4 yang memiliki amplitudo yang hampir sama dengan variasi 2.

5.4 Simulasi Dinamik dengan Input Bump

Dengan menggunakan fitur motion study pada solidworks, respon dinamik berupa sprung acceleration untuk masing-masing variasi juga dapat diplotkan. Hasil simulasi juga dibagi dengan variasi perubahan posisi link maka dari 4 variasi dapat dibandingkan dengan sprung Displacement yang terjadi pada suspensi. Dimana hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 5.8

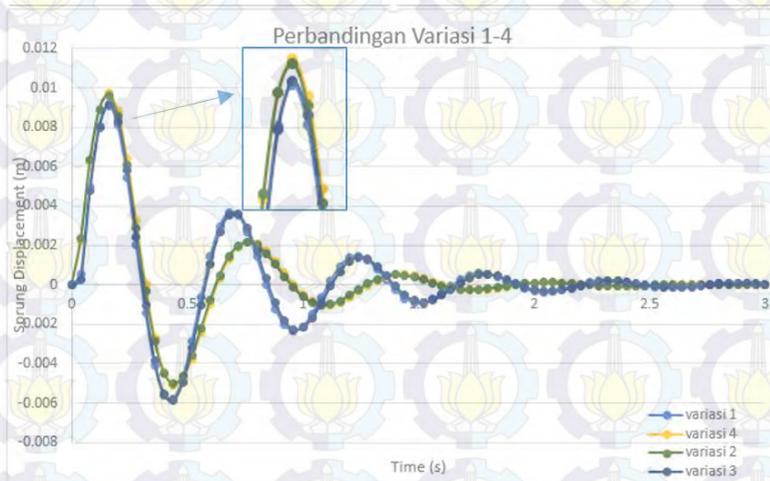
Respon dari kinematik dan dinamika dan model konvensional juga dapat dievaluasi dengan menggunakan eksitasi bump. Hasil simulasi yang dianalisa dengan bump berupa sprung displacement. Respon dinamik di evaluasi untuk amplitudo eksitasi sebesar 0.1 m pada roda, hal tersebut mempertimbangkan pada pemberian kenyamanan, serta gaya vertical yang ideal serta menjaga kemampuan road holding dari suspensi. Respon dinamik dan kinematik secara lanjut dievaluasi pada puncak tertinggi dari respon. Dari hasil simulasi menggunakan motion study pada solidwork untuk respon dinamik sprung Displacement dapat dievaluasi adanya pengaruh dari perubahan link yang sesuai dengan standar.



Gambar 5.8 Perbandingan Respon Dinamik Input Bump antara konvensional dan model double wishbone.

Pada gambar 5.8 di atas merupakan grafik perbandingan antara model konvensional dengan model double wishbone. Dari respon tersebut didapatkan bahwa model konvensional memiliki respon yang lebih tinggi dibandingkan dengan model double wishbone. Model konvensional amplitudo sebesar 0.0091018 m, sedangkan untuk model double wishbone memiliki nilai amplitudo sebesar 0.006376 m. Model konvensional memiliki amplitudo lebih besar dipengaruhi oleh konstanta pegas yang digunakan model konvensional merupakan nilai ekuivalen dari model double wishbone, dimana nilai konstanta pegas konvensional lebih kecil dibandingkan model double wishbone. Dengan nilai konstanta pegas yang lebih kecil maka defleksi pegas lebih besar sehingga amplitudo yang terjadi akan lebih besar. Input bump merupakan input dimana

sistem melewati satu kali gundukan sehingga respon yang diperoleh akan terjadi amplitudo yang besar saat kondisi awal mengenai gundukan, setelahnya akan terjadi beberapa osilasi sebelum sistem stabil. Osilasi akan berhenti pada waktu tertentu dengan adanya pengaruh dari redaman. Pada hasil tersebut sistem akan berhenti dan kembali ke posisi awal pada waktu 2.5 detik.



Gambar 5.9 Perbandingan respon Dinamik Input Bump variasi 1-4

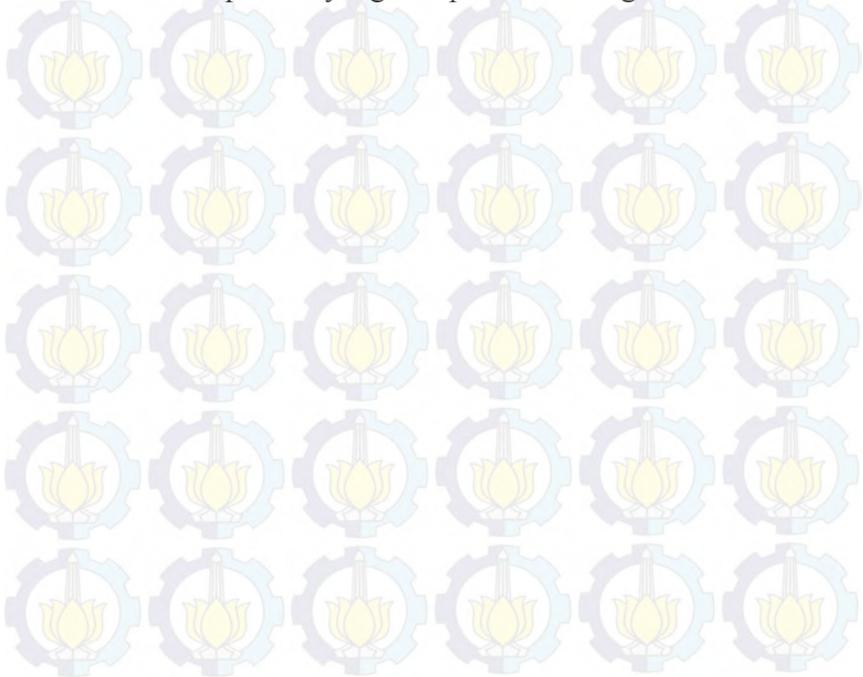
Pada gambar 5.9 mengilustrasikan respon sprung Displacement dari variasi 1 hingga 4 yang telah dibuat berupa model double wishbone. Pada model variasi 1 hingga 4 memiliki trenline yang berbeda. Perbedaan yang signifikan terjadi pada besarnya amplitudo dari sprung Displacement. Untuk suspensi dengan model lengan atas (upper arm) pendek atau variasi yang dilakukan pada model 1 dan 3

didapatkan trenline yang sama. Perbedaan amplitudo tidak signifikan, untuk variasi 1 dengan posisi poin N berada pada titik sejajar dengan poin P dihasilkan amplitudo tertinggi 0.00910 m dengan membutuhkan waktu untuk stabil pada waktu yang relative lebih lama yaitu pada 3.30 detik . Pada variasi 3 dengan model posisi arm posisi poin M sejajar dengan Poin O yang menjadi acuan, maka dari simulasi dihasilkan amplitudo tertinggi relative sama dengan variasi 1 yaitu sebesar 0.00918 m dengan menempuh waktu untuk berada pada kondisi stabil 3.4 detik. Hasil simulasi variasi 2 dan 4 dengan perbedaan model upper arm lebih panjang dengan posisi yang sama pada variasi 1 dan 3. Variasi 2 memiliki hasil amplitudo tertinggi 0.009641 m, Dengan waktu untuk stabil pada 3 detik, sedangkan variasi 4 memiliki amplitudo tertinggi 0.00977 m, Dengan waktu stabil pada 3.2 Detik.

Dari hasil simulasi menggunakan motion study pada solidwork untuk respon dinamik sprung Displacement dapat dievaluasi adanya pengaruh dari perubahan link yang sesuai dengan standar. Berdasarkan kinematika mekanisme Displacement dari suatu link dengan adanya gaya akan tergantung pada panjang dari engkol dan batang penghubung dan tidak dipengaruhi oleh lebar atau ketebalan dari batang. Variasi 1 dan 3 memiliki Displacement yang lebih kecil dengan pengaruh upper arm yang lebih pendek maka perpindahan posisi arm akan lebih rendah sehingga Displacement yang ditimbulkan arm akan lebih kecil pergerakan secara vertical. Berbeda pada variasi 2 dan 4 dengan panjang upper arm yang lebih panjang akan menimbulkan gerakan yang lebih lebar, sehingga mengakibatkan amplitude yang terjadi lebih besar. Wheel track yang lebih besar akan mempengaruhi sudut camber

yang terjadi pada roda juga akan lebih membesar sehingga posisi mobil akan tidak stabil.

Dari analisa sprung Displacement pada masing masing variasi suspensi double wishbone, maka dapat disimpulkan jika variasi model 1 adalah yang terbaik karena memiliki sprung displacement 0.00910 m diartikan bahwa perpindahan yang terjadi kecil, untuk variasi 3 juga baik karena memiliki sprung displacement 0.00918 m. dengan amplitudo yang kecil maka terjadinya guncangan yang lebih kecil pada penumpang. Untuk variasi yang ke 2 cenderung kurang baik untuk kenyamanan guncangan, dengan memiliki amplitudo yang tinggi. Begitu juga pada variasi model 4 yang memiliki amplitudo yang hampir sama dengan variasi 2.



BAB VI

PENUTUP

6.1 KESIMPULAN

Dari pembahasan pada bab-bab sebelumnya, maka dapat disimpulkan bahwa:

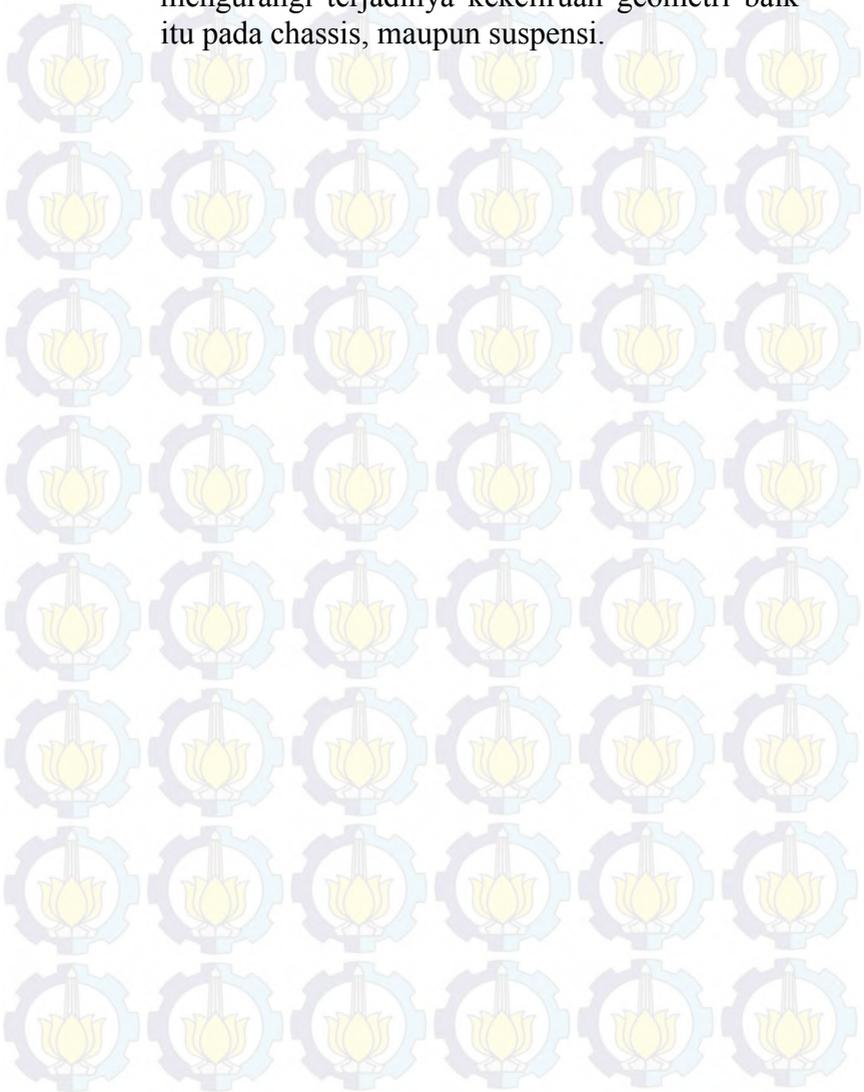
1. Pemodelan suspensi yang terbentuk dengan model double wishbone dapat digunakan sebagai gerak visualisasi secara kinematik dan dinamik
2. Perubahan geometri pada arm memiliki pengaruh pada perubahan respon dinamika suspensi, dimana dengan geometri arm yang lebih panjang memiliki perubahan amplitudo sprung displacement yang lebih tinggi.
3. Pemodelan variasi yang dilakukan untuk input harmonik dan bump, variasi 1 memiliki respon yang paling baik untuk kenyamanan, dimana pada variasi ini untuk input harmonik memiliki amplitude terkecil 0.05755 m. sedangkan untuk input bump 0.00910 m.

6.2 SARAN

Adapun beberapa saran yang dapat diambil dari tugas akhir ini antara lain

1. Simulasi yang dilakukan pada Solidworks dilakukan pada komputer dengan spesifikasi tinggi karena berpengaruh terhadap hasil yang ditampilkan.

2. Proses assembly dilakukan dengan baik sehingga mengurangi terjadinya kekeliruan geometri baik itu pada chassis, maupun suspensi.



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anonim.2000.**Sistem Suspensi Dan Ban.Jakarta :** Isuzu training center.
- [2] Bala Raju and R. venkatachalam, 2013, **Analysis of vibration of automobile suspension system using full car model.** International Journal of Scientific & Engineering.
- [3] Genta,G and marrelo,L,2009,**The automotive chassis volume I.**Netherland.springer.
- [4] Ahmad Faheem, Firoz Alam and Varikan Thomas.2006.**The suspension Dynamic analysis for quarter car model and half car.**Dhaka.TInternational Conference on Thermal Engineering.
- [5] Krishna Prasad Balike.2010.**Kineto-Dynamic analyses of vehicle suspension for optimal synthesis.**Canada.Concordia University Montreal, Quebec.
- [6] Kamal M. 2011. **Studi on Dynamic behaviour of wishbone suspension system.**international conference mechanical engineering.
- [7] Singiresu D. Rao. 2010.**Mechanical Vibrations fifth edition.**prentice hall.
- [8] Dimas Arcci.2011. **Rekondisi Sistem Kemudi Dan Sistem Suspensi mobil.**Yogyakarta:Universitas Negeri Yogyakarta.
- [9] Jazar, Reza N. 2008. **“Vehicle Dynamics : Theory and Applications”.** New York: Springer.
- [10] Solidwork corporation.1995-2010.**An Introduction to motion analysis Aplications with solidwork**

motion, student workbook.USA.300baker avenue concord.

[11] Shujun Yang, Yong Bao, Yang Liu, Cheng Li.2006. **kinematic analysis of the double wishbone suspension in ADAMS.** Yanshan University: College of Vehicle and Energy

[12] Güller. 2006. **“Dynamic Analysis of Double Whisbone Suspension”.** Turkey. Thesis Submitted to the Graduate School of Engineering and Sciences.izmir Institute of Technology.

[13] Guido Koch, Enrico Pellegrini, Sebastian Spirk and Boris Lohmann.2010. **Design and Modeling of a Quarter-Vehicle Test Rig for Active Suspension Control.** Germany : Institute of Automatic Control. Technische Universit“at M“unchen.

[14] Firdaus J.S, 2015, **Analisa Kinematis Dan Kekuatan Sistem Suspensi Mobil Listrik Its Brajawahana** .Surabaya.Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Bojonegoro, pada tanggal 19 Juni 1992. Penulis merupakan anak bungsu dari 5 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Dharma Wanita Sukosewu (2000-2001), SDN sukosewu No.72 (2001-2004), SMPN 6 Bojonegoro (2004-2007), SMAN 4 Bojonegoro (2007-2010), D3 Teknik Mesin, FTI, ITS Surabaya (2010-2013). Setelah lulus dari pendidikan D3, penulis melanjutkan pendidikan jenjang S1 di Jurusan Teknik Mesin, FTI, ITS Surabaya dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2113105027.

Di Jurusan Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Desain Otomotif sebagai bahasan Tugas Akhir.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, silakan menyampaikan melalui email nasyia92@gmail.com