



TUGAS AKHIR - TM 141585

**VALIDASI RESPON GETARAN MULTI  
NODAL - MULTI DOF DARI  
*MECHANICAL VIBRATION EXCITER***

NAUVAL ADHYTIA  
2113 100 096

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

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



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**VALIDATION OF MULTI NODAL – MULTI DOF  
VIBRATION RESPONSE OF MECHANICAL  
VIBRATION EXCITER**

NAUVAL ADHYTIA  
NRP 2113 100 096

Advisor  
Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL ENGINEERING  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2018

**Validasi Respon Getaran Multi Nodal - Multi DoF Dari  
*Mechanical Vibration Exciter***

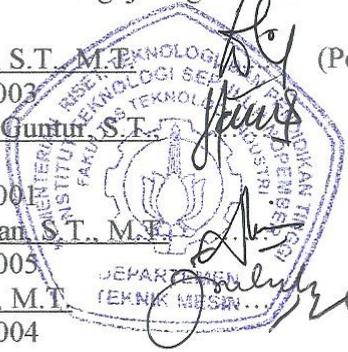
**TUGAS AKHIR**

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

Oleh :

**Nauval Adhytia**  
NRP. 2113 100 096

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Pembimbing)  
NIP. 197004121997032003
  2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng (Penguji I)  
NIP. 197505111999031001
  3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. (Penguji II)  
NIP. 198907052015042005
  4. Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T. (Penguji III)  
NIP. 196807061999031004
- 

**SURABAYA**

**MARET, 2018**

## **Validasi Respon Getaran Multi Nodal - Multi DoF Dari *Mechanical Vibration Exciter***

Nama Mahasiswa : Nauval Adhytia  
NRP : 2113100096  
Jurusan : Teknik Mesin  
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

### **Abstrak**

*Peralatan mesin industri dan manufaktur dapat menghasilkan getaran dengan arah gerak translasi dan rotasi ke arah sumbu tertentu. Getaran dapat berpengaruh terhadap efektifitas kerja suatu mesin, khususnya pada getaran yang berlebihan berakibat pada reduksi life time komponen mesin. Aktualnya getaran di peralatan mesin industri dan otomotif bersifat multi axis, baik heave, translasi, yaw, roll dan pitch. Maka studi mengenai karakteristik getaran pada mesin industri diperlukan untuk mengetahui analisa respon getaran yang terjadi pada satu atau lebih bidang.*

*Penelitian tugas akhir ini menyempurnakan sebuah mekanisme vibration exciter pada penelitian terdahulu yang dapat merepresentasikan getaran pada mesin industri dengan arah gerak heave, rolling dan pitching dalam skala laboratorium. Alat exciter ini tersusun dari massa, pegas dan peredam yang dieksitasi oleh gaya sinusoidal dari mekanisme motor dan penggerak. Untuk memperoleh getaran dengan arah gerak heave, rolling dan pitching maka koefisien pegas suspensi plat exciter diset berbeda  $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$ . Guna mendapatkan respon getaran dari plat exciter, mekanisme tersebut diuji respon getaran multi nodal dengan probe accelerometer yang sudah terkoneksi oscilloscope. Respon getaran dari hasil eksperimen divalidasi menggunakan uji*

*t-berpasangan dengan respon getaran dari metode simulasi dan pemodelan sistem untuk mengetahui kesamaan bentuk respon.*

*Dari penelitian ini penyempurnaan alat simulator getar penelitian terdahulu yang dapat merepresentasikan getaran hingga 3 derajat kebebasan ke arah translasi heave, rotasi rolling dan pitching sehingga didapat hasil respon multi nodal dengan pengaruh variasi amplitudo eksitasi sumber getar dan variasi nilai koefisien pegas suspensi. Data yang didapat berupa respon percepatan pada setiap nodal yang ditampilkan dalam bentuk grafik surface 2D dan 3D root mean square untuk membandingkan nilai percepatan getaran pada masing-masing nodal. Pada penelitian ini memvalidasi bahwa semakin besar amplitudo eksitasi berakibat pada naiknya respon getaran disetiap nodal plat mechanical vibration exciter pada sistem 1 , 2 dan 3 derajat kebebasan. Penelitian ini berhasil memvalidasi hasil eksperimen dan hasil simulasi respon getaran multi nodal-multi DoF dari mechanical vibration exciter pada setiap variasi dengan menggunakan metode uji t-berpasangan menghasilkan 150 hasil “gagal tolak” dan 3 “hasil tolak” .*

***Kata Kunci :*** *Multi dof, multi nodal, mechanical vibration exciter, validasi, heave, rolling, dan pitching.*

## **Validation of Multi Nodal – Multi DoF Vibration Response of Mechanical Vibration Exciter**

Name : Nauval Adhytia  
NRP : 2113100096  
Department : Teknik Mesin  
Advisor : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

### **Abstract**

*Industrial and manufacture machining equipment can produce vibration in translation and rotation direction to the certain axis. Vibration can affect work effectivity a machine, especially excessive vibration that can cause reduction of component lifetime. Actually, vibrations in industrial and otomotive are multiaxial, wheter it heave, translation, yaw, roll, and even pitch. Therefore, study about vibration charasteristicin industrial machining is needed to obtain vibration response analisis of on or more plane.*

*This final project research is perfected the vibration exciter mechanism from previous research. This research represents vibration in industrial machine with heave, rolling, and pitching moving direction in laboratory scale. This exciter equipment is arranged by mass, spring, dan damper that has been excited by sinusoidal of motor and driver mechanism. To achieved vibration with heave, rolling, and pitching moving direction, spring coefficient exciter*

*plate suspension set to different  $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$ . To achieved vibration responses from exciter plate, that mechanism was tested to multi nodal vibration responses using probe accelerometer that has been connected to oscilloscope. Vibration response of this experiment is validated using paired simple T-test with vibration responses from simulation method and system modelling to find response figure similarities.*

*This research perfected vibration simulator gear from previous research which can represent vibration up to 3 DoF in the direction of heave translation, rolling rotation, and pitching to get multi nodal response results with amplitude excitation vibration source effect and suspension spring value variation. Achieved data will be acceleration response in every nodal presented in 2D and 3D surface graphic root mean square to compare vibration acceleraion value of each nodal. This research validated that the higher excitation amplitude effect on the elevation of vibration response in every mechanical vibration exciter nodal plate in system 1, 2, and 3 DoF. This research has succeeded to validate experiment result and vibration response variation result of multi nodal-multi DoF of mechanical vibration exciter in every variation using paired sample-T test method that has results as follow, 150 “not rejected” and 3 “rejected”.*

**Keyword :** *Multi DoF, multi nodal, mechanical vibration exciter, validation, heave, rolling, and pitching.*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah S.W.T. karena atas rahmat dan hidayah-Nya, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir selama kurang lebih tujuh bulan, dengan judul:

### **Validasi Respon Getaran Multi Modal – Multi DoF Dari *Mechanical Vibration Exciter.***

Penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihaknya yang telah membantu baik secara langsung maupun tidak langsung untuk menyelesaikan tugas akhir ini, terutama kepada:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Subari dan Ibu Triyanti, yang selalu memberikan segala kasih sayang, dukungan, dan doa yang selalu dipanjatkan untuk anak-anaknya.
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis, yang selalu meluangkan waktu dan memberi semangat dikala penulis lelah atau sibuk dengan hal lainnya, juga motivasi-motivasi yang beliau berikan selama dilakukannya bimbingan, baik persiapan seminar proposal tugas akhir maupun persiapan sidang tugas akhir.
3. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng, Moch. Solichin, S.T., M.T, Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., dan Ir. Julendra A M.T. selaku dosen penguji seminar proposal dan sidang tugas akhir yang telah memberikan ilmu, saran dan masukan yang bermanfaat, sehingga tugas akhir ini bisa selesai dengan baik.
4. Ulfah Andaryani, yang sangat spesial di tahun terakhir perkuliahan penulis ini, yang selalu meluangkan waktunya,

memberikan doa dan dukungan kepada penulis selama proses pengerjaan tugas akhir ini

5. Saudari-saudariku Teknik Mesin ITS Angkatan 2013, terutama Arek-arek DPO, yang selalu menemani penulis dan bertukar cerita selama perkuliahan ini.
6. Seluruh anggota laboratorium vibrasi yang telah berjuang bersama dalam menyelesaikan tugas akhir dan mendukung serta men-support penulis.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu. Terima kasih banyak untuk bantuannya selama ini.

Penulis sadar bahwa tugas akhir ini masih belum sempurna, sehingga penulis mengharapkan saran dan kritik yang membangun demi kesempurnaan penelitian selanjutnya. Semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi kita semua. Amiin.

Surabaya, Maret 2018  
Penulis

## DAFTAR ISI

Abstrak.....	ii
Abstract.....	iv
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xx
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1    Latar Belakang.....	1
1.2    Perumusan Masalah.....	4
1.3    Tujuan.....	4
1.4    Batasan Masalah.....	5
1.5    Manfaat.....	5
BAB II.....	7
DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1    Dasar Teori.....	7
2.1.1.    Mekanika Getaran.....	7

2.1.2.	Gerak Harmonik dan <i>Motion of Base</i> .....	8
2.1.3.	<i>Multi Degree Of Freedom</i> .....	11
2.1.4.	Kinematika dan Dinamika.....	14
2.1.5.	Desain <i>helical compresion spring</i> dan menghitung <i>damping</i> .....	16
2.1.6.	Validasi model simulasi .....	19
2.2	Tinjauan Pustaka.....	24
2.3	Pemodelan <i>Mechanical Vibration Exciter</i> .....	44
	.....	50
BAB III.....		51
METODOLOGI .....		51
3.1	Tahap Penelitian .....	51
3.2	Studi Literatur dan Penelitian Terdahulu.....	53
3.3	Identifikasi Masalah .....	53
3.4	Penyempurnaan Penelitian Terdahulu .....	54
3.5	<i>Runing Test</i> alat <i>Mechanical Vibration Exciter</i> ..	59
3.6	Evaluasi .....	60
3.7	Pengambilan Data Parameter dan Respon Getaran	60
3.8	Validasi Data Parameter .....	65
3.9	Analisa Data dan Pembahasan.....	66

3.10	Hasil dan Kesimpulan.....	66
BAB IV	.....	67
HASIL DAN PEMBAHASAN.....		67
4.1	Penyempurnaan Prototipe Alat Simulasi.....	67
4.2	Analisa Pemodelan .....	71
4.2.1	Respon percepatan getaran multi nodal sistem 1 DoF	75
4.2.2	Respon percepatan getaran multi nodal sistem 2 DoF	77
4.2.3	Respon percepatan getaran multi nodal sistem 3 DoF	80
4.3	Analisa Eksperimen.....	84
4.3.1	Sistem <i>1 Degree of Freedom</i> .....	86
4.3.2	Sistem <i>2 Degree of Freedom</i> .....	87
4.3.3	Sistem <i>3 Degree of Freedom</i> .....	88
4.4	Perbandingan <i>Trendline</i> Grafik RMS Respon Pemodelan dan Eksperimen.....	89
4.5	Uji Validasi.....	95
BAB V.....		99
KESIMPULAN DAN SARAN.....		99

5.1	Kesimpulan.....	99
5.2	Saran.....	101
DAFTAR PUSTAKA .....		103
BIODATA PENULIS .....		105

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 (a) Eksitasi <i>base motion</i> , (b) FBD eksitasi <i>base motion</i> [1].	9
Gambar 2. 2 (a) Grafik hubungan <i>amplitudo ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i> [1].	11
Gambar 2. 3 Contoh sistem SDoF <i>free vibration</i> [2].	12
Gambar 2. 4 Sistem <i>undamped</i> dengan 3 DoF [1].	13
Gambar 2. 5 Mekanisme dan diagram kinematik <i>slider crank</i> [3].	15
Gambar 2. 6 Mekanisme <i>Scotch Yoke</i> dan diagram kinematika [3].	16
Gambar 2. 7 Grafik <i>displacement X(t)</i> Vs waktu <i>t</i> respon getaran <i>free vibration</i> .	19
Gambar 2. 8 <i>Flowchart</i> validasi eksperimen terhadap model simulasi.	20
Gambar 2. 9 Rancangan meja getar oleh Rachma [4].	25
Gambar 2. 10 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi amplitudo sumber getar [4].	26
Gambar 2. 11 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi frekuensi kerja motor [4].	27

Gambar 2. 12 Desain <i>Mechanical Vibration Exciter</i> oleh Anekar [5].	28
Gambar 2. 13 Grafik amplitudo getar Vs kecepatan putar motor dengan variasi jarak eksentrik massa <i>unbalance</i> .	30
Gambar 2. 14 Torsi input dari mekanisme <i>scotch yoke</i> [6].	31
Gambar 2. 15 Diagram kinematik <i>scotch yoke</i> .	32
Gambar 2. 16 Posisi penyusunan accelerometer untuk <i>multi axis testing</i> [7].	34
Gambar 2. 17 (a) Hasil RMS pada masing masing titik pengujian dan (b) Bode diagram [7].	35
Gambar 2. 18 Model analisa (a) Rancangan mekanisme simulator getaran, dan (b) Prototipe alat simulasi [8].	37
Gambar 2. 19 Grafik Sinusoidal respon percepatan sistem 1 DoF dengan variasi amplitudo eksitasi [8].	38
Gambar 2. 20 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 1 DoF (a) <i>surface</i> 2D, (b) <i>surface</i> 3D [8].	39
Gambar 2. 21 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 1 DoF [8].	40

Gambar 2. 22 <i>A damped cantilever beam case with base excitation</i> [9]. .....	42
Gambar 2. 23 <i>The FEM model of the simulation case</i> [9].	42
Gambar 2. 24 <i>The comparison of the “test data” with the FEM response data</i> [9].....	42
Gambar 2. 25 <i>Updated response got by “two step updating”</i> [9]. .....	43
Gambar 2. 26 <i>Sensitivity analysis (X direction)</i> [9]. .....	44
Gambar 2. 27 Model analisa (a) Rancangan mekasime simulator getaran, dan (b) Prototipe alat simulasi [8]. .....	45
Gambar 2. 28 <i>3 Free Body Diagram alat Mechanical vibration Exciter</i> .....	46
Gambar 3. 1 Diagram alir penyusunan tugas akhir.....	52
Gambar 3. 2 Prototipe alat simulator getaran (a) sebelum disempurnakan (a) setelah disempurnakan .....	55
Gambar 3. 3 Respon Multi Nodal satu DoF [8]......	56
Gambar 3. 4 Respon Multi Nodal 2 DoF [8].....	57
Gambar 3. 5 Respon Multi Nodal 3 DoF [8].....	58
Gambar 3. 6 Diagram alir eksperimen respon getaran multi nodal pada plat <i>exciter</i> .....	61
Gambar 3. 7 Skema alat pengujian.....	62

Gambar 3. 8 Posisi titik pengujian respon getaran multi nodal plat <i>exciter</i> .....	63
Gambar 3. 9 Rekayasa pengujian respon getaran multi nodal dengan 4 posisi nodal.....	64
Gambar 3. 10 Skema validasi penelitian.....	65
Gambar 4. 1 Prototipe alat simulator getaran (a) sebelum disempurnakan (a) setelah disempurnakan .....	68
Gambar 4. 2 Block diagram dengan simulink.....	70
Gambar 4. 3 Grafik Sinusoidal respon percepatan sistem 1 DoF dengan variasi amplitudo eksitasi .....	73
Gambar 4. 4 Grafik sinusoidal respon percepatan sudut (a) <i>rolling</i> dan (b) <i>pitching</i> sistem 3 DoF.....	74
Gambar 4. 5 Bode diagram sistem 1 DoF.....	75
Gambar 4. 6 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 1 DoF (a) <i>surface</i> 2D, (b) <i>surface</i> 3D .....	76
Gambar 4. 7 Bode diagram sistem 2 DoF.....	78
Gambar 4. 8 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal untuk Fn 1 (a) 2D <i>surface</i> , (b) 3D <i>surface</i> .....	79

Gambar 4. 9 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal untuk Fn 2 (a) 2D <i>surface</i> , (b) 3D <i>surface</i> .....	80
Gambar 4. 10 Bode diagram sistem 3 DoF .....	81
Gambar 4. 11 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 3 DoF pada Fn1 (a) 2D <i>surface</i> (b) 3D <i>surface</i> .....	82
Gambar 4. 12 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 3 DOF pada Fn2 (a) 2D <i>surface</i> (b) 3D <i>surface</i> .....	83
Gambar 4. 13 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 3 DoF pada Fn3 (a) 2D <i>surface</i> (b) 3D <i>surface</i> .....	84
Gambar 4. 14 Grafik keluaran <i>digital oscilloscope</i> .....	85
Gambar 4. 15 Grafik sinusoidal respon getaran hasil <i>filtering</i> dan <i>smoothing</i> pada 1 DoF.....	85
Gambar 4. 16 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 1 DoF .....	87
Gambar 4. 17 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 2 DoF .....	88
Gambar 4. 18 Grafik <i>surface</i> respon multi nodal sistem 3 DoF .....	89
Gambar 4. 19 Grafik RMS respon multi nodal Eksperimen Vs Simulasi pada sistem 1 DoF.....	91

Gambar 4. 20 Grafik RMS respon multi nodal Eksperimen Vs Simulasi pada sistem 2 DoF .....	92
Gambar 4. 21 Grafik RMS respon multi nodal Eksperimen Vs Simulasi pada sistem 3 DoF .....	93
Gambar 4. 22 Grafik respon percepatan sudut sistem 2 DoF .....	94
Gambar 4. 23 Grafik respon percepatan sudut sistem 3 DoF .....	94

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Klasifikasi tipe <i>exciter</i> berdasarkan karakteristik kerja [5].....	29
Tabel 3. 1 Perbandingan nilai respon sistem 1 DoF dengan metode simulasi dan eksperimen [8].....	58
Tabel 4. 1 Tabel validasi eksperimen terhadap simulasi ...	97

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Getaran berlebih adalah suatu hal yang tidak diharapkan terjadi dalam sebuah sistem kerja pada suatu instalasi mesin terutama pada *rotating equipment*. Getaran pada suatu mesin terjadi karena adanya gerakan *rotating unbalance* yang menjadi salah satu faktor terjadinya kasus getaran tersebut pada proses permesinan seperti pada mesin bubut, mesin *milling* dan mesin *drilling*. Getaran ke arah translasi yang bergerak terhadap satu sumbu gerak atau getaran dengan arah rotasi pada sebuah bidang adalah salah satu efek dari getaran berlebih. Getaran berlebihan memberikan efek peningkatan terjadinya cacat pada suatu produk serta mempengaruhi kualitas kinerja permesinan. Tak hanya pada proses permesinan tetapi efek getaran ini juga terdapat pada mesin industri seperti kompresor, pompa, turbin dan *rotating equipment* lainnya. Lamanya operasi kerja mesin dan besarnya amplitude getaran mempengaruhi frekuensi natural sistem sehingga *life time* mesin berkurang dan biaya perawatan mesin meningkat.

Untuk mengurangi resiko kerusakan suatu mesin akibat getaran, perlu dilakukan suatu perawatan secara preventif. Salah satu kegiatan perawatan preventif yang paling umum adalah

melakukan pengukuran getaran suatu mesin secara berkala, untuk itu perlu dilakukan pengukuran pada *multi nodal*. Maka dari itu, untuk menggambarkan getaran multi DoF dalam skala laboratorium dibuatlah *mechanical vibration exciter* yang dapat diukur respon getaran pada multi nodalnya. Aplikasi sistem *mechanical vibration exciter* banyak diterapkan di industri salah satunya seperti pada instalasi peralatan pompa diatas plat/bidang datar yang memiliki jarak tumpuan terhadap posisi pompa. Pemilihan posisi penempatan pompa menentukan respon getaran yang terjadi. Sedangkan pada manufaktur aplikasi respon getaran multi nodal dapat terjadi pada proses pemakanan CNC dan *drilling* benda kerja, posisi titik *drilling* terhadap cekam dapat berpengaruh pada besar respon getaran yang terjadi dan kemungkinan terjadinya cacat manufaktur.

Oleh karena itu, telah dibuat sebuah alat *mechanical vibration exciter* yang terdiri dari massa, pegas dan peredam. Rancang bangun dari alat *exciter* yaitu massa utama berupa plat logam berbentuk persegi yang ditopang oleh 4 buah suspensi di setiap sudut plat dan peredam sistem dari gaya gesek antar komponen yang bergerak. Sumber eksitasi pada sistem berupa gaya sinusoidal dari penggerak motor dan mekanisme *scotch yoke* yang di rangkai tepat pada titik berat plat *exciter*. Mekanisme alat *mechanical vibration exciter* dapat merepresentasikan getaran yang terjadi pada peralatan permesinan, mesin industri dan

otomotif. Untuk mendapatkan getaran di plat *exciter* dengan arah gerak *heave*, *pitch*, dan *roll* maka nilai koefisien pegas diset berbeda pada setiap pegas yang digunakan. Penelitian ini dilakukan dalam skala laboratorium di Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis, Departemen Teknik Mesin-ITS.

Penelitian tentang *mechanical vibration exciter* sudah pernah dilakukan sebelumnya oleh Aditya Haq pada 2017, namun pada penelitiannya masih terjadi *error* yang besar akibat rangka yang ikut bergetar ketika beroperasi di frekuensi natural sistem berdasarkan evaluasi tersebut, sehingga perlu disempurnakan. Penelitian ini dititik beratkan pada penyempurnaan *mechanical vibration exciter* dengan membuat *base* rangka *mechanical vibration exciter* lebih *rigid*, dan memvalidasi hasil simulasi dengan hasil eksperimen. Untuk lebih merepresentasikan karakteristik getaran yang terjadi pada kondisi aktual maka dilakukan variasi nilai amplitudo eksitasi sumber getar dan nilai koefisien pegas sistem. Hasil dari penelitian berupa data sinusoidal dan RMS percepatan getaran ditiap nodal. Alat yang digunakan untuk memperoleh data karakteristik respon getaran multi nodal dengan menggunakan sensor *accelerometer* yang dihubungkan dengan *digital oscilloscope*. Data respon getaran hasil eksperimen selanjutnya digunakan untuk memvalidasi dengan hasil eksperimen dan pemodelan untuk mendapatkan keselarasan *trend line data*.

## 1.2 Perumusan Masalah

Dari latar belakang maka permasalahan yang dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana menyempurnakan *mechanical vibration exciter* yang sudah dibuat pada penelitian terdahulu sehingga lebih *rigid* untuk merepresentasikan getaran pada peralatan permesinan dan industri dengan arah gerak *heave, pitch, dan roll*?
2. Bagaimana respon getaran multi nodal pada plat *exciter* saat beroperasi di frekuensi natural sistem?
3. Bagaimana pengaruh variasi amplitudo sumber getar dan keofisien pegas suspensi terhadap respon getaran di plat *exciter*?
4. Bagaimana validasi hasil simulasi terhadap hasil eksperimen?

## 1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Menyempurnakan alat *mechanical vibration exciter* yang sudah dilakukan pada penelitian terdahulu sehingga lebih *rigid* untuk merepresentasikan getaran pada peralatan permesinan dan industri dengan arah gerak *heave, pitch, dan roll*.

2. Menganalisis respon getaran multi nodal pada plat *exciter* saat beroperasi di frekuensi natural sistem.
3. Memvalidasi hasil simulasi dengan hasil eksperimen.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Sumber getar sistem hanya dari gaya eksitasi motor penggerak DC yang dihubungkan dengan mekanisme pegas penggerak ke plat.
2. Sumber getar berada tepat segaris dititik berat plat *exciter*.
3. Plat *exciter* diasumsikan *rigid* dan tidak mengalami bending dikarenakan beban plat dan sistem penggerak.
4. Frekuensi operasional motor ditentukan di kondisi frekuensi natural pertama sistem dengan kecepatan putar konstan.
5. Mekanisme penggerak dianggap tidak bermasa dan dimodelkan sebagai *motion of base*.
6. Koefisien pegas pada plat *exciter* dikondisikan linear.
7. Massa *probe accelerometer* ketika di lakukan pengambilan data dapat diabaikan.

#### **1.5 Manfaat**

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menyempurnakan *mechanical vibration exciter* pada penelitian terdahulu untuk dapat merepresentasikan kondisi getaran yang terjadi pada peralatan permesinan, mesin industri dan otomotif sehingga dapat mempermudah penelitian getaran dengan *error* sekecil mungkin terhadap hasil simulasi.
2. Penelitian mengenai alat *mechanical vibration exciter* dapat dijadikan dasar ilmu pengetahuan untuk mendukung penelitian selanjutnya mengenai *Dinamic Vibration Absorber (DVA)* dan *Energy Harvesting* dari getaran.
3. Sebagai modul pembelajaran dan praktik ilmu mekanika getaran di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

## **BAB II**

### **DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab dua ini, dijabarkan landasan teori dari topik tugas akhir penulis. Diantaranya adalah mekanika getaran, gerak harmonik & *motion of base, multi degree of freedom*, Kinematika dan dinamika teknik, desain *helical compression spring* dan penelitian terdahulu terkait *mechanical vibration exciter* dan eksperimen getaran multi nodal pada plat.

#### **2.1 Dasar Teori**

##### **2.1.1. Mekanika Getaran**

Mekanika getaran didefinisikan sebagai gerakan berulang dalam interval waktu tertentu yang melewati titik keseimbangan dari suatu sistem yang terdiri dari massa pegas dan peredam. Getaran dari sebuah sistem melibatkan transfer energi antara energi potensial dan energi kinetik. Getaran berdasarkan sumber getarnya dibagi menjadi dua kelompok umum, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas terjadi pada suatu sistem yang disebabkan oleh eksitasi sesaat yang berupa defleksi awal, sedangkan getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena gaya eksitasi secara terus menerus terhadap massa sistem. Massa sebuah sistem diasumsikan *rigid body* yang bergerak dengan inersia tertentu, inersia dari massa ditentukan oleh arah pergerakan sistem

yaitu transversal sebagai massa partikel ( $M$ ) atau pergerakan rotasi dengan massa sebagai inersia polar ( $J_o$ ). Analisa pendekatan yang digunakan untuk menyelesaikan kasus mekanika getaran ada 2 metode utama yaitu *Newton law's equation* dan *energy equation*.

Getaran yang terjadi pada suatu sistem berdasarkan arah gerak dan sumbu putarnya dibedakan sebagai berikut :

1. *Heave*, pergerakan linear suatu benda dengan arah vertikal (*up/down*)
2. *Pitch*, gerak rotasi naik turun benda dari sisi ke sisi di sekitar sumbu lateral Y
3. *Roll*, pergerakan rotasi dari benda terhadap sumbu X mengakibatkan bidang miring ke kanan atau ke kiri.
4. *Yaw*, pergerakan rotasi dari benda terhadap sumbu vertikal atau sumbu Z.

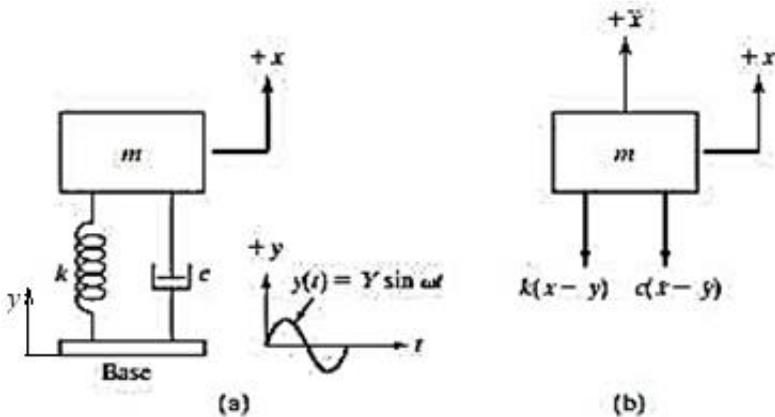
Arah getaran menentukan derajat kebebasan yang dimiliki oleh suatu sistem. Semakin banyak jumlah arah gerak yang terjadi pada sistem maka sebanding dengan derajat kebebasan sistem tersebut. Getaran pada sistem berdasarkan jumlah derajat kebebasannya dapat di klasifikasikan menjadi (SDoF) *Single Degree of Freedom* dan (MDoF) *Multi Degree of Freedom*.

### **2.1.2. Gerak Harmonik dan *Motion of Base***

Gerak harmonik adalah pergerakan dari sebuah sistem yang terdiri dari pegas, massa, dan peredam dimana pergerakan

sistem berulang dalam suatu interval waktu. Sedangkan *motion of base* menggambarkan pergerakan suatu massa terhadap *base* dengan disuport oleh pegas dan peredam. *Base* sendiri merupakan bidang yang dianggap tidak bermassa sebagaimana ilustrasi pada gambar 2.1.

*Base* memiliki *displacement* sebesar  $y(t)$  dan massa sistem memiliki *displacement* sebesar  $x(t)$  dari kondisi statis kesetimbangannya terhadap waktu  $t$ . Kemudian perubahan panjang pegas disimbolkan sebagai  $(x - y)$  dan kecepatan relatif peredam antara *base* dengan sistem adalah sebesar  $(\dot{x} - \dot{y})$ . Dari *free body diagram* gambar 2.1 (b) dapat dijabarkan persamaan gerak 2.1 :



Gambar 2. 1 (a) Eksitasi *base motion*, (b) FBD eksitasi *base motion* [1].

$$m \ddot{x} + c (\dot{x} - \dot{y}) + k (x - y) = 0 \dots\dots\dots (2.1)$$

Jika  $y = Y \sin \omega t$ , maka persamaan 2.1 menjadi

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\
 &= k Y \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\
 &= A \sin(\omega t - \alpha) \dots\dots\dots (2.2)
 \end{aligned}$$

Dimana  $A = Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1} \left[ \frac{c\omega}{k} \right]$ , A adalah gaya harmonis yang bekerja pada sistem. Dari persamaan 2.2 respon *steady state*  $x_p(t)$  dari massa adalah sebagai berikut :

$$x_p(t) = \frac{Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana sudut fasa saat *steady state*:

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \dots\dots\dots (2.4)$$

Dengan identitas trigonometri persamaan 2.3 dan 2.4 dapat disederhanakan menjadi persamaan 2.5

$$x_p(t) = X(\omega t - \phi) \dots\dots\dots (2.5)$$

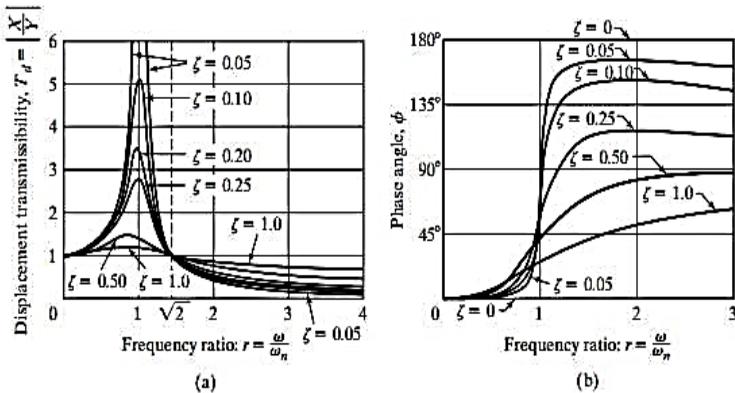
Nilai X dan  $\phi$  adalah amplitudo dan sudut fasa dari suatu respon, dimana didapatkan dari persamaan 2.6 dan 2.7

$$\frac{x}{y} = \left[ \frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{0.5} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \dots\dots\dots (2.7)$$

Persamaan diatas menunjukkan seberapa besar amplitudo yang terjadi pada massa utama dan respon getaran dari sistem. Dari fenomena *base motion* didapat grafik hubungan *amplitude ratio*

dan *phase angle* dengan *frequency ratio* yang dapat dilihat pada gambar 2.2.

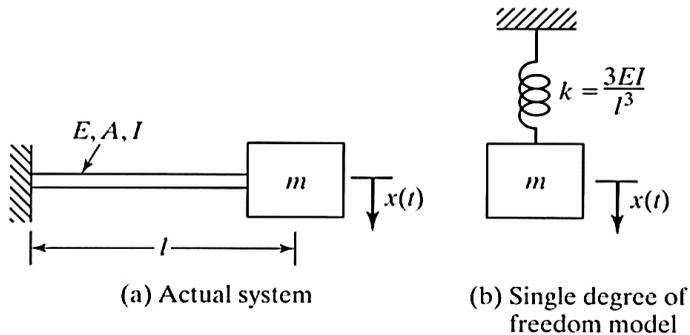


Gambar 2. 2 (a) Grafik hubungan *amplitudo ratio* dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio* [1].

### 2.1.3. Multi Degree Of Freedom

Derajat kebebasan atau *Degree of Freedom* (DoF) dapat didefinisikan sebagai jumlah minimum dari koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari bagian-bagian sistem pada sembarang waktu. Sistem dengan derajat kebebasan satu seperti pada gambar 2.3, hanya memiliki satu koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. Sedangkan sistem dengan derajat kebebasan

lebih dari satu membutuhkan dua atau lebih koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya [2].



Gambar 2. 3 Contoh sistem SDoF *free vibration* [2].

Pada gambar 2.3 menunjukkan sistem satu derajat kebebasan dengan model matematis. Untuk menentukan besar pergerakan dianalisa dengan hukum kekekalan massa.

$$M_{eq}\ddot{x} + C_{eq}\dot{x} + K_{eq}x = 0 \dots\dots\dots (2.8)$$

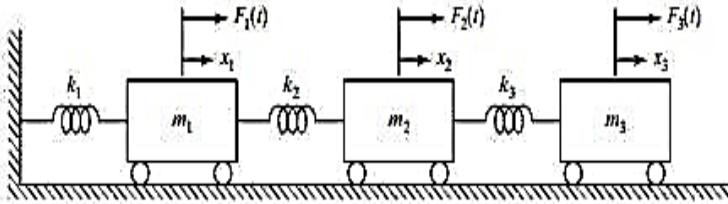
Dimana  $M_{eq}$  = Massa ekuivalen

$C_{eq}$  = Koefisien redam ekuivalen

$k_{eq}$  = Koefisien pegas ekuivalen

Sistem yang bergetar secara kontinu tersusun dari dua atau lebih massa dan diantara massa satu ke massa lain dihubungkan oleh pegas dapat dimodelkan sebagai *multi degree of freedom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Freedom* (MDoF) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem

MDoF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDoF. Secara sederhana, sistem MDoF dengan 3 derajat kebebasan dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya  $F_1(t)$ ,  $F_2(t)$  dan  $F_3(t)$  pada gambar 2.4 berikut.



Gambar 2. 4 Sistem *undamped* dengan 3 DoF [1].

Dari gambar 2.4 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$M_i x_i + K_i x_i = \sum_j F_{ij} \dots \dots \dots (2.9)$$

Persamaan 2.9 di atas terdiri dari  $j=1$ ,  $j=2$  dan  $j=3$  sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 & 0 \\ -K_2 & K_2 + K_3 & -K_3 \\ 0 & -K_3 & K_3 \end{bmatrix}, [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.10 ke persamaan 2.9, maka akan didapatkan persamaan 2.11 :

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 & 0 \\ -K_2 & K_2 + K_3 & -K_3 \\ 0 & -K_3 & K_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(2.11)$$

### 2.1.4. Kinematika dan Dinamika

Kinematika Mekanisme akan menggambarkan pergerakan suatu mekanisme sesuai dengan *degree of freedom* nya. Salah satu jenis mekanisme yang umum digunakan adalah *slider crank* pada mesin motor bakar, mekanisme yang merubah gerakan rotasi dari poros engkol menjadi gerakan transversal pada *slider*. Mekanisme *slider crank* terdiri dari 3 komponen utama yaitu poros engkol, *connecting rod* dan piston yang dihubungkan dengan sambungan pin seperti pada gambar 2. 5. Setiap mekanisme yang bergerak dapat dianalisa perpindahan posisi, kecepatan dan percepatan dari setiap *link* dengan mengikuti persamaan umum 2.11 jika diketahui sudut ( $\phi_2$ ), kecepatan sudut ( $\omega_2$ ), dan percepatan sudut ( $\alpha_2$ ) [3].

$$\phi_3 = \sin^{-1} \left\{ \frac{L_1 + L_2 \sin \phi_2}{L_3} \right\} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$L_4 = L_3 \cos \phi_3 - L_2 \sin \phi_2 \dots\dots\dots (2.13)$$

Kemudian persamaan kecepatan sudut ( $\omega$ ) dan kecepatan linearnya (v) pada 2.15

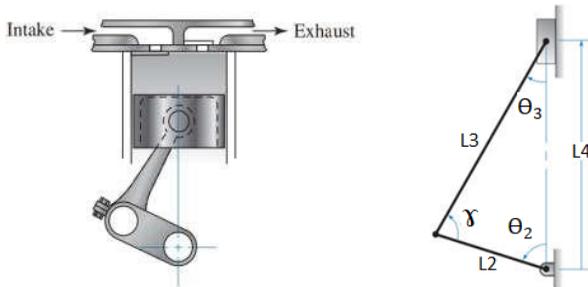
$$\omega_3 = -\omega_2 \left( \frac{L_2 \cos \theta_2}{L_3 \cos \theta_3} \right) \dots \dots \dots (2.14)$$

$$v_4 = -\omega_2 L_2 \sin \theta_2 + \omega_3 L_3 \sin \theta_3 \dots \dots \dots (2.15)$$

Persamaan percepatan sudut ( $\alpha$ ) dan percepatan linearnya ( $a$ ) dapat dilihat pada 2.17

$$\alpha_3 = \frac{\omega_2^2 L_2 \sin \theta_2 + \omega_2^2 L_3 \sin \theta_2 - \alpha_2 L_2 \cos \theta_2}{L_3 \cos \theta_3} \dots \dots \dots (2.16)$$

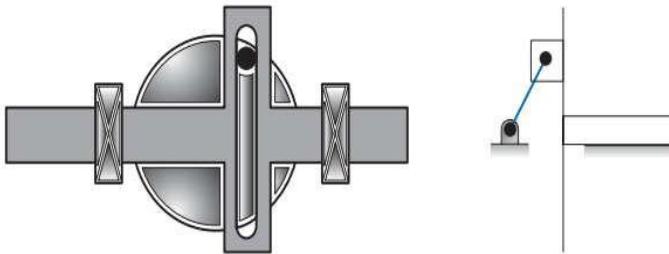
$$a_4 = -\alpha_2 L_2 \sin \theta_2 - \alpha_3 L_3 \sin \theta_3 - \omega_2^2 L_2 \cos \theta_2 - \omega_3^2 L_3 \cos \theta_3 \dots \dots \dots (2.17)$$



Gambar 2. 5 Mekanisme dan diagram kinematik *slider crank* [3].

Mekanisme *scotch yoke* merupakan mekanisme yang umumnya digunakan untuk merubah gerak rotasi menjadi pergerakan geser. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5, pin pada *rotating link* bergerak geser di dalam slot *yoke*. Berdasarkan pergerakan *input* dan *output* pada mekanisme *scotch yoke* mirip dengan pergerakan *slider crank*, tetapi gerakan *siding* yang terjadi berupa gerak sinusoidal murni. Mekanisme *scotch yoke* memiliki keuntungan dalam pemakaiannya yaitu dimensi dan ukuran yang

lebih kecil dibandingkan dengan mekanisme *slider crank* serta komponen yang bergerak lebih sedikit namun tingkat terjadinya keausan lebih tinggi terutama terjadi pada bagian slot [3]. Mekanisme *scotch yoke* yang memiliki pergerakan menyerupai mekanisme *slider crank* maka ada beberapa aspek yang diperhatikan untuk menentukan dimensi mekanisme *scotch yoke*.



(a) Mekanisme *Scotch Yoke*                      (b) Diagram kinematika

Gambar 2. 6 Mekanisme *Scotch Yoke* dan diagram kinematika

[3].

### 2.1.5. Desain *helical compression spring* dan menghitung *damping*

*Spring* adalah salah satu tipe *mechanical link*, dimana paling sering diaplikasikan bersama massa dan peredam. Setiap pegas didesain khusus untuk menerima energi sesuai dengan arah pembebanan, jenis pegas berdasarkan penggunaannya adalah sebagai berikut: *torsion spring*, *compression spring*, *ekstension spring*, *leaf spring*, *air spring* dsb. Tipe *spring* yang paling biasa

digunakan di sehari-hari adalah *helical spring*, terdiri dari koil spiral dengan material kawat yang umumnya digunakan adalah baja dan stainlesssteel. Jenis *helical compression spring* adalah pegas spiral yang di desain dengan kusus untuk menyerap energi dari pembebanan tekan arah aksial. Parameter yang mempengaruhi desain karakteristik koefisien pegas adalah jari-jari koil ( $R$ ), diameter kawat ( $D$ ), modulus geser material ( $G$ ), jumlah lilitan aktif koil ( $N_a$ ), jarak *pitch* antar kawat ( $p$ ) dan defleksi statis ( $\delta_s$ ). Parameter-parameter tersebut memiliki hubungan sebagaimana persamaan 2.18 dan 2.19 [10].

$$k = \frac{G \times D^4}{64 \times N_a \times R^4} \dots \dots \dots (2.18)$$

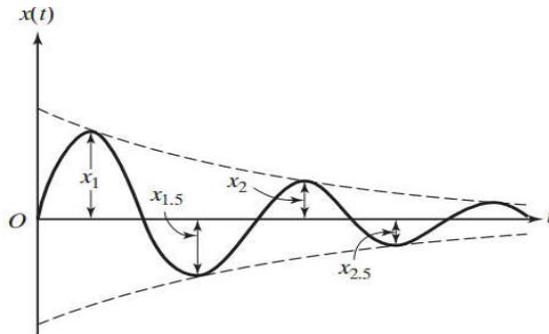
$$p = D + \frac{\delta_s}{N_a} \dots \dots \dots (2.19)$$

Dalam mendesain *helical compression spring* perlu diperhatikan frekuensi natural pegas itu sendiri untuk menghindari efek resonansi getaran dari pegas sendiri yang disebut *surgin*. Pegas hendaknya tidak memiliki frekuensi natural yang sama atau mendekati dengan frekuensi operasional sistem untuk mencegah resonansi getaran. *Surgin* pada pegas berakibat pada kecenderungan pegas mengalami *fatigue failure*. Frekuensi natural pegas dapat diketahui dengan persamaaan 2.20, dengan parameter ( $\omega_n$ ) [10] frekuensi natural pegas [rad/s].

$$\omega(n) = \frac{n D}{8R^2 N_a} \sqrt{\frac{G}{2p}} \dots \dots \dots (2.20)$$

*Damping* atau peredam pada umumnya diklasifikasikan menjadi 2 jenis yaitu *viscous damping* dan *coulumb damping*. *Viscous damping* adalah jenis peredam yang paling banyak digunakan pada analisa mekanika getaran, ketika sistem mekanisme bergetar pada media fluida seperti udara, gas, air atau minyak. Tahanan yang ditimbulkan oleh fluida terhadap bodi yang bergetar mengakibatkan energi terdissipasi. *Coulomb damping* atau biasa disebut *dry-damping* adalah tahanan yang disebabkan oleh gaya gesek antara komponen solid. Untuk mencari *damping factor* pada mekanisme jadi dapat diperoleh melalui metode *logaritmik decreement* dengan mencari nilai respon *free vibration damped* seperti gambar 2.7. Metode *logaritmik decreement* membutuhkan data *displacement* getaran di awal hingga displacement sama dengan 0, kemudian dianalisa dengan persamaan 2.21.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left( \frac{x_1}{x_{n+1}} \right) = \pi \frac{c}{m\omega_n} \dots \dots \dots (2.21)$$

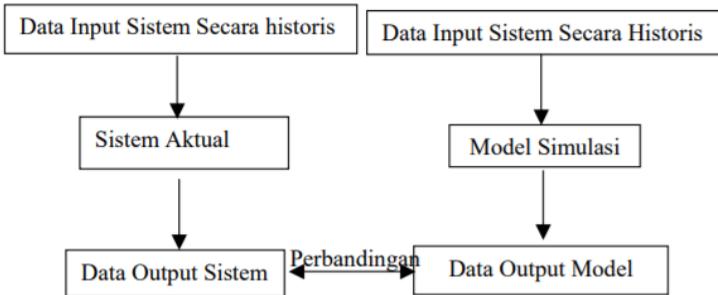


Gambar 2. 7 Grafik *displacement*  $X(t)$  Vs waktu  $t$  respon getaran *free vibration*.

### 2.1.6. Validasi model simulasi

Validasi adalah proses penentuan apakah model, sebagai konseptualisasi atau abstraksi, merupakan representasi berarti dan akurat dari sistem nyata (Hoover dan Perry, 1989); validasi adalah penentuan apakah mode konseptual simulasi (sebagai tandingan program komputer) adalah representasi akurat dari sistem nyata yang sedang dimodelkan. Validasi model simulasi dilakukan dengan partisipasi analis, pengambil keputusan dan manajer sistem. Uji validasi model adalah apakah pengambil keputusan dapat mempercayai model yang digunakan sebagai bagian dari proses pengambilan keputusan. Tidak ada teknik tunggal untuk melakukan validasi model. Prosedur validasi model simulasi tergantung dari sistem yang sedang dimodelkann dan lingkungan pemodelan. Beberapa metode validasi adalah:

1. Perbandingan output simulasi dengan sistem nyata.
2. Metode Delphi.
3. Pengujian *Turing*.
4. Perilaku ekstrim



Gambar 2. 8 *Flowchart* validasi eksperimen terhadap model simulasi.

Membandingkan *output* ukuran kinerja model simulasi dengan ukuran kinerja yang sesuai dari sistem nyata adalah metode yang paling sesuai untuk melakukan validasi model simulasi. Jika ukuran kinerja sistem nyata cukup tersedia, uji statistik umum seperti uji t digunakan dimana kita menguji hipotesis kesamaan nilai rata-rata. Kadang-kadang uji F juga dapat digunakan untuk menguji kesamaan ragam sistem nyata dengan model simulasi. Beberapa metode nonparametrik lainnya juga bisa digunakan, misalnya *ChiSquare*, *Pearson* dan *Kolmogorov Smirnov*.

Salah satu cabang ilmu statistik yang digunakan untuk memvalidasi adalah uji hipotesis. Hipotesis adalah suatu anggapan atau pernyataan yang mungkin benar dan mungkin juga tidak benar tentang suatu populasi. Dengan menggunakan uji hipotesis, peneliti dapat menguji berbagai teori yang berhubungan dengan masalah-masalah yang sedang diteliti. Salah satu metode untuk menguji hipotesis adalah sample t-Test, dimana metode sample t-Test dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. *One* sample t-Test
2. *Paired* sample t-Test
3. *Independent* sample t-Test

Pada penelitian ini digunakan uji t-berpasangan. Uji t-berpasangan (*paired t-test*) adalah salah satu metode pengujian hipotesis dimana data yang digunakan tidak bebas (berpasangan). Ciri-ciri yang paling sering ditemui pada kasus yang berpasangan adalah satu individu (objek penelitian) dikenai dua buah perlakuan yang berbeda. Walaupun menggunakan objek penelitian yang sama, peneliti tetap memperoleh dua macam data sampel, yaitu data dari perlakuan pertama dan data dari perlakuan kedua.

Dalam analisis kuantitatif uji statistik t-test kerap kali digunakan dalam eksperimen-eksperimen yang menggunakan sampel-sampel berkorelasi (*corelated samples*). Sampel berkorelasi artinya, sampel yang telah disamakan (*di matched*) salah satu atau lebih variabel yang diperkirakan berpengaruh

terhadap hasil eksperimen. Tes ini bisa diaplikasikan dalam 2 bentuk rancangan (*design*) yakni control eksperimen (*matched subjects design*) dan rancangan sebelum dan sesudah (*before-after design/ designs treatments by subjects*). Penelitian eksperimental dengan menggunakan *matched subjects design* adalah eksperimen yang menggunakan kelompok kontrol dan eksperimen yang telah disamakan subyeknya sebelum eksperimen dilaksanakan. Dalam hal ini variabel yang disamakan adalah variabel di luar variabel eksperimen yang diperkirakan secara teoritik dapat memberikan pengaruh terhadap hasil eksperimen. Artinya, kelak akan dibuktikan bahwa jika terjadi perubahan terhadap hasil eksperimen maka perubahan tersebut terjadi semata-mata hanya disebabkan oleh adanya pengaruh perlakuan (*treatment*) yang diberikan selama eksperimen dilakukan. Fungsi t-test untuk Sampel Berkorelasi :

1. Untuk uji komparasi antar dua sampel bebas (*independent*) t-test / t-score juga dapat digunakan
2. Sebagai alat analisis untuk uji komparasi antar sampel hasil penelitian dengan *design* eksperimental klasik baik yang menggunakan rancangan kontrol eksperimen maupun sebelum dan sesudah.
3. Sebagai alat untuk uji pengaruh/ efektivitas suatu perlakuan (*treatment*).

Kesimpulan dapat dirumuskan setelah keputusan penolakan dan penerimaan hipotesis nol dilakukan dengan taraf

signifikansi tertentu. Dalam merumuskan kesimpulan dapat dilakukan dengan menekankan pada pengaruh ada tidaknya pengaruh perlakuan (*treatment*) atau efektivitas perlakuan kendati kesimpulan ini sesungguhnya dilakukan berdasarkan pada pembuktian komparatif antara kelompok sampel berkorelasi. Hipotesis dari kasus ini dapat ditulis.

$$H_0 = \mu_1 - \mu_2 = 0$$

$$H_a = \mu_1 - \mu_2 \neq 0$$

Pada penelitian kali ini terdapat dua variable dimana variable pertama adalah hasil pemodelan (simulasi) dan variable kedua adalah hasil eksperimen. Hipotesis pertama adalah  $\mu_1$  dan  $\mu_2$  yang artinya tidak adanya perbedaan kedua variable atau validnya hasil eksperimen terhadap hasil simulasi dengan syarat  $t_{hit} < t_{tab}$ . Kriteria data untuk uji t sampel berpasangan :

- Data untuk tiap pasang yang diuji dalam skala interval atau rasio.
- Data berdistribusi normal.
- Nilai variannya dapat sama ataupun tidak.

Rumus *paired sample t-test* adalah :

$$t_{hit} = \frac{\bar{D}}{\frac{SD}{\sqrt{n}}}\dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana :

$$SD = \sqrt{var} \dots \dots \dots (2.23)$$

$$var(s^2) = \frac{1}{n-1} \left[ \sum D^2 - \frac{(\sum D)^2}{n} \right] \dots \dots \dots (2.24)$$

$t$  = Nilai t hitung

$D$  = Selisih pengukuran 1 dan 2

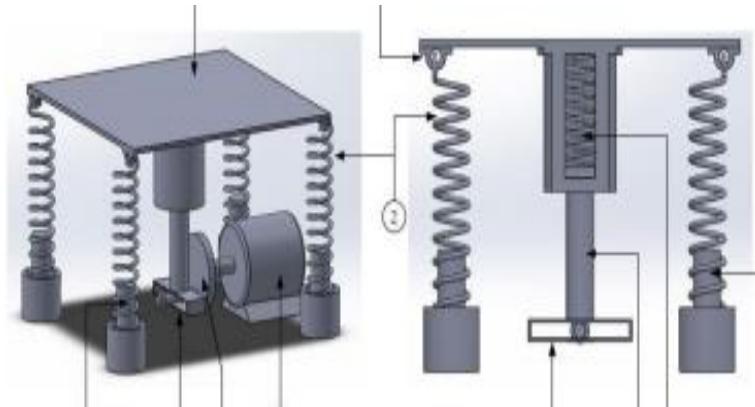
$\bar{D}$  = Rata-rata selisih pengukuran 1 dan 2

$SD$  = Standar deviasi selisih pengukuran 1 dan 2

$n$  = Jumlah sample

## 2.2 Tinjauan Pustaka

Pada 2016 Wahyu Rachma Efendy telah melakukan penelitian *Cantilever Piezoelektrik Vibration Absorber* (CPVA) terhadap meja getar dan *cantilever piezoelektrik*. Penelitian yang dilakukan adalah pemodelan dan mekanisme terhadap *Cantilever Piezoelektrik Vibration Absorber* (CPVA) yang berfungsi sebagai *Dynamic Vibration absorber* (DVA) dan *energy harvester*. Alat simulasi getaran dan energi bangkitan yang dihasilkan dari getaran di plat. Alat simulasi getar yang dirancang oleh Efendy terdiri dari massa, pegas dan peredam yang didesain seperti meja getar pada gambar 2.9.

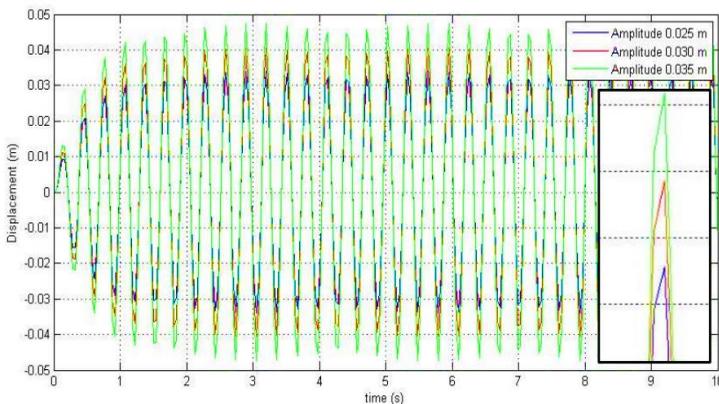


Gambar 2. 9 Rancangan meja getar oleh Rachma [4].

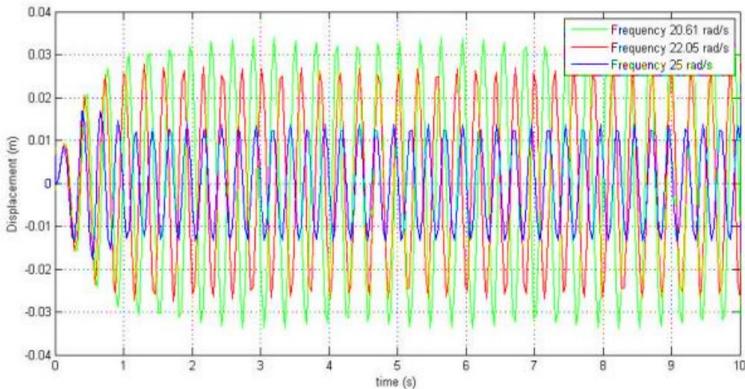
Alat simulasi getar terdiri dari meja getar yang beralaskan plat logam yang ditopang oleh 4 suspensi pegas di setiap sudut plat, dan diberikan gaya eksitasi oleh mekanisme *scotch yoke* dengan variasi amplitudo sumber getar. Pada saat plat datar menerima gaya eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC. Selanjutnya eksitasi dari massa utama tersebut akan menimbulkan getaran pada plat logam yang ditopang oleh 4 suspensi pegas. Variasi pada penelitian yang dilakukan oleh Efendy adalah variasi amplitudo eksitasi sumber getar dan frekuensi operasional motor.

Pemodelan yang dilakukan Efendy terbatas pada jenis getaran transversal dengan arah gerak plat vertikal (*heave*), dengan menggunakan nilai koefisien pegas pada suspensi bernilai seragam. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa semakin besar

amplitudo eksitasi sumber getar menyebabkan perpindahan yang terjadi pada plat semakin besar. Serta semakin dekat frekuensi operasional alat terhadap frekuensi natural sistem maka perpindahan pada plat semakin besar. Alat simulasi getar yang dirancang oleh Efendy berdimensi 50 x 50 x 30 cm dengan arah getaran translasi (*heave*). Hasil simulasi dan pemodelan yang didapat adalah pada gambar 2.10 yaitu semakin besar amplitudo sumber getar maka respon *displacement* pada plat sistem utama semakin besar. Ditunjukkan saat amplitudo sumber getar sebesar 0,025 m ditunjukkan grafik respon perpindahan warna biru, sedangkan amplitudo 0,030 m ditunjukkan dengan grafik warna merah dan untuk amplitudo sumber getar 0,035 m ditunjukkan respon warna hijau



Gambar 2. 10 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi amplitudo sumber getar [4].

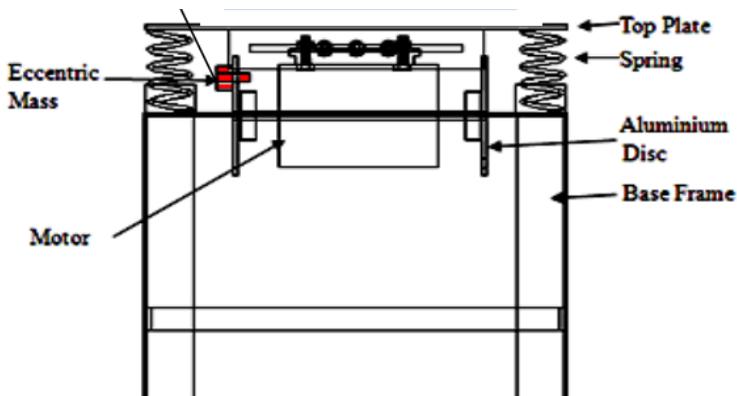


Gambar 2. 11 Grafik respon perpindahan massa dengan variasi frekuensi kerja motor [4].

Sedangkan gambar 2.11 menunjukkan respon perpindahan sistem utama terhadap variasi frekuensi motor. Dari grafik dapat dilihat semakin dekat frekuensi operasional motor ke frekuensi natural maka respon perpindahan semakin besar. Ditunjukkan pada frekuensi natural sistem yaitu 20,61 rad/s didapatkan respon perpindahan grafik warna hijau, sedangkan pada frekuensi operasional 22,05 rad/s respon perpindahan sistem grafik warna merah dan untuk frekuensi operasional di set 25 rad/s didapatkan grafik respon perpindahan warna biru.

Peneliti Nitinkumar Anekar sudah pernah melakukan penelitian meja getar dengan membahas perancangan, pembuatan dan pengujian performa *mechanical vibration exciter*. *Exciter*

dengan sumber getar *rotating unbalance* didesain pada *disk* yang diputar pada frekuensi rendah untuk menghasilkan getaran harmonik dari massa *unbalance*. Komponen yang diputar dengan massa *unbalance* akan menimbulkan gaya harmonik pada sistem dari pengaruh gaya tangensial massa unbalance. *Exciter* terdiri dari massa eksentrik pada *disk*, rangka *base*, plat massa, pegas dan motor. Rancangan desain sistem *exciter* sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.12.



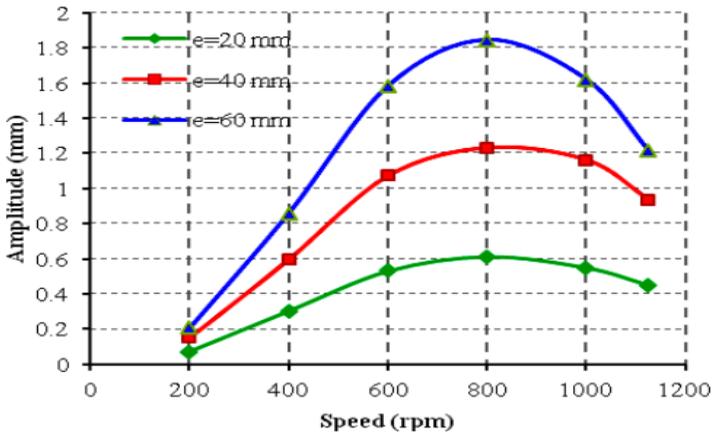
Gambar 2. 12 Desain *Mechanical Vibration Exciter* oleh Anekar [5].

Jenis *exciter* berdasarkan sumber eksitasi dilihat pada tabel di tabel 2.1 *exciter* di klasifikasikan menjadi 3 jenis yaitu *mechanical*, *electrodynamic* dan *electrohydraulic*. Pemilihan jenis *exciter* mekanikal dengan alasan biaya penelitian untuk pembuatan mekanisme lebih ekonomis, tidak mengalami kebocoran seperti

pada *hydraulic exciters* dan kerugian akibat *losses* komponen elektrik, masalah kegagalan induksi seperti pada *elektrodynamic exciter*. Kekurangan dari jenis mekanikal *exciter* adalah hanya dapat digunakan untuk aplikasi ringan dan tidak dapat dioperasikan pada temperatur tinggi. Penelitian terbatas hingga frekuensi maksimum yang dihasilkan oleh motor DC. Namun mekanikal *exciter* dapat diaplikasikan untuk mendapatkan fekuensi natural system. Pada penelitian *exciter* tersebut di cari pengaruh parameter kecepatan putaran motor dan massa *unbalance* terhadap amplitudo getar pada plat. Variasi yang dilakukan adalah jarak peletakan massa *unbalanced* dari titik pusat *disk* untuk mendapatkan data pembandingan

Tabel 2. 1 Klasifikasi tipe *exciter* berdasarkan karakteristik kerja [5].

Exciter Type Parameters	Mechanical	Electro- dynamic	Electro- Hydraulic
Frequency	2-50 Hz	2-10,000 Hz	0.1-500 Hz
Maximum Displacement	2.5 cm	2.5 cm	50cm
Maximum Acceleration	20g	100g	20g
Maximum Force	4500 N	2000 N	450,000 N
Excitation Waveform	Sinusoidal only	High flexibility and accuracy	Average flexibility

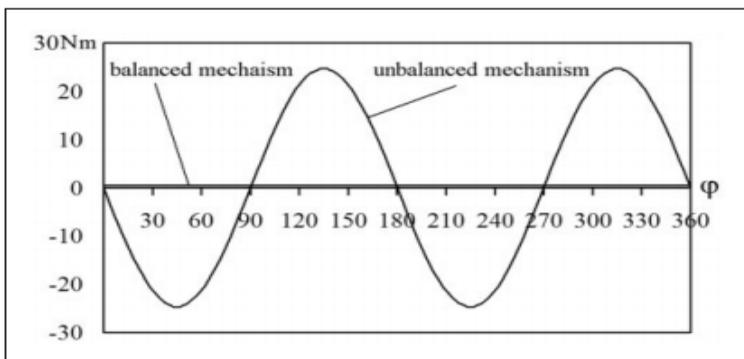


Gambar 2. 13 Grafik amplitudo getar Vs kecepatan putar motor dengan variasi jarak eksentrik massa *unbalance*.

Data yang diperoleh digambarkan dalam grafik amplitudo getar Vs kecepatan putar motor seperti pada gambar 2.13. Dari grafik dapat diamati bahwa perubahan jarak eksentrik massa *unbalance* pada *disk* yang diputar berpengaruh terhadap besar amplitudo yang dihasilkan tanpa merubah frekuensi titik puncak (*pick*) dari respon getaran sistem.

Penelitian selanjutnya pada 2016 yang dilakukan Vigen Arakelian dijelaskan cara mendesain *scotch yoke* dengan mekanisme *scotch yoke* umumnya digunakan untuk instalasi perpipaan kontrol *valve actuators* minyak dan gas pada tekanan tinggi, juga pada motor pembakaran dalam contohnya mesin

Bourke, mesin SyTech dan berbagai mesin uap untuk meningkatkan kemampuannya menerima beban dinamis. Pada *harmonic motion* untuk simulasi vibrasi di mesin pengujian mekanisme tersebut juga sering digunakan karena mempunyai keuntungan utama pada mekanisme *scotch yoke* adalah tidak menimbulkan gaya ke arah lateral pada piston, sehingga mereduksi gesekan, getaran dan keausan piston serta dimensinya lebih kecil. Permasalahan pada mekanisme *scotch yoke* adalah torsi inputnya sangat bervariasi seperti pada gambar 2.14, input torsi dapat dikurangi dengan mengoptimalkan distribusi dari massa yang bergerak, atau dengan mengganti dengan *non circular gear* lebih efektif lagi menggunakan *camspring*. Tujuannya adalah mengurangi efek fluktuasi torsi secara periodik pada mekanisme berkecepatan tinggi [6].



Gambar 2. 14 Torsi input dari mekanisme *scotch yoke* [6].

Hubungan antara rotasi link 1 dan translasi dari link 3 sebagai persamaan 2.25.

$$s = l_{OA} \sin \theta \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana  $\theta$  adalah sudut putar dari link 1;  $l_{OA}$  adalah panjang link 1 sebesar jarak joint O dan A; s adalah perpindahan dari slider 3, maka kecepatan slider dapat dibuat persamaan 2.26.

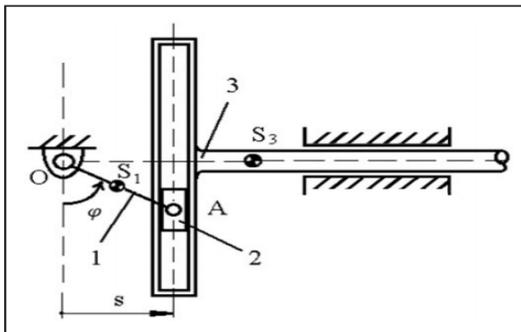
$$\dot{s} = l_{OA} \dot{\theta} \cos \theta \dots\dots\dots (2.26)$$

dengan input kecepatan sudut konstan dan turunan pertama dari persamaan 2.30 maka percepatan slider dapat dibuat persamaan 2.27.

$$\ddot{s} = -l_{OA} \dot{\theta}^2 \sin \theta \dots\dots\dots (2.27)$$

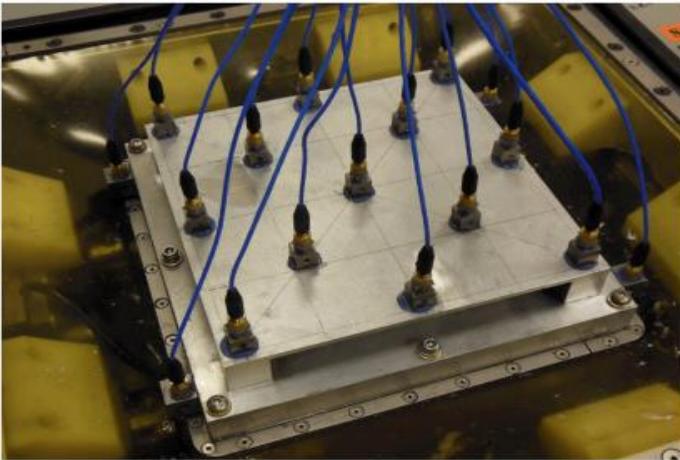
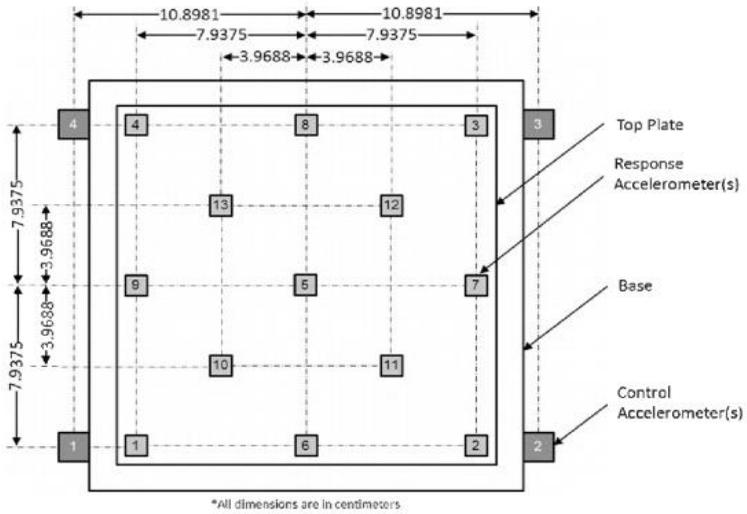
Dan energi kinetik dari mekanisme dapat dituliskan pada persamaan 2.28 [6].

$$T = 0,5(\dot{\theta})^2 (I_{S1} + m_1 r_{S1}^2 + m_2 l_{OA}^2 + m_3 l_{OA}^2 \cos^2 \theta) \dots\dots\dots (2.28)$$



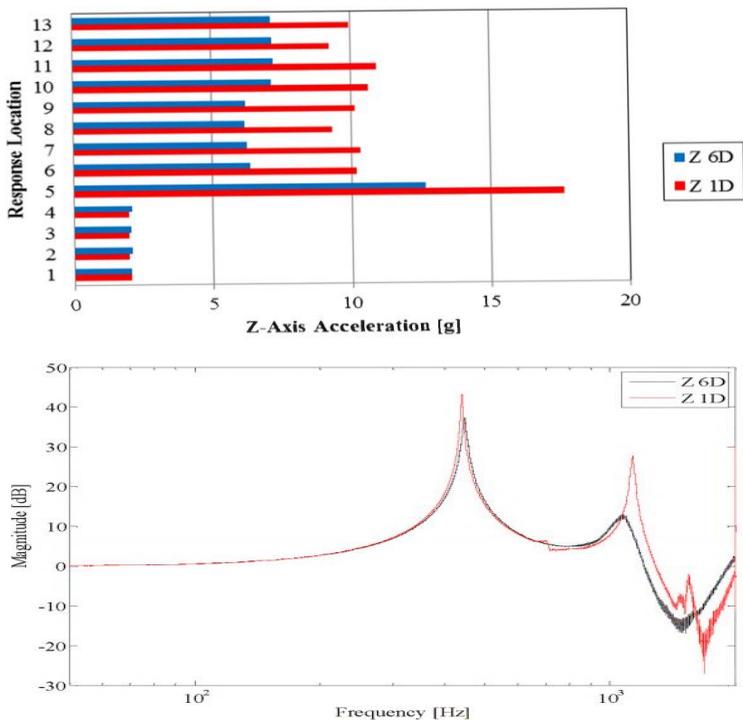
Gambar 2. 15 Diagram kinematik *scotch yoke*.

Penelitian respon getaran *single* DoF dan multi DoF serta eksperimen multi nodal dilakukan oleh Dr. Laura Jacobs O'malley. Penelitian tersebut dilatar belakangi oleh penelitian mengenai *single axis testing* yaitu penelitian getaran namun terbatas pada satu arah gerakan. Pada kondisi sebenarnya getaran pada peralatan terjadi pada banyak sumbu, oleh karenanya dilakukan *MDoF Vibration Testing testing* guna membandingkan hasil penelitian secara pemodelan dan eksperimen dengan *SDoF vibration testing*. Salah satu rumusan masalah yang ingin di bahas adalah dapatkah penelitian dengan metode *single axis test* digunakan untuk memprediksi getaran sebagaimana *multi axis* yang terjadi pada struktur benda. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui hubungan dari input *single axis* dan *multi axis* terhadap respon getaran multi nodal. Peralatan yang digunakan untuk *multi axis test* adalah sistem shaker Team Corporation Tensor™ 900 dan Unholtz-Dickie T2000 untuk *single axis test*, *Spectral Dynamics JAGUAR Shaker Control and Analysis System* sebagai *software* kontrol pengujian. Untuk alat pengambilan data uji menggunakan probe *accelerometer* tipe PCB 356A33 yang dirangkai seperti gambar 2.16. Benda uji yang digunakan adalah plat persegi berdimensi 7 x 7 x 1/8 inch dengan bahan aluminium 6061 yang disuport 4 kaki [7].



Gambar 2. 16 Posisi penyusunan accelerometer untuk *multi axis testing* [7].

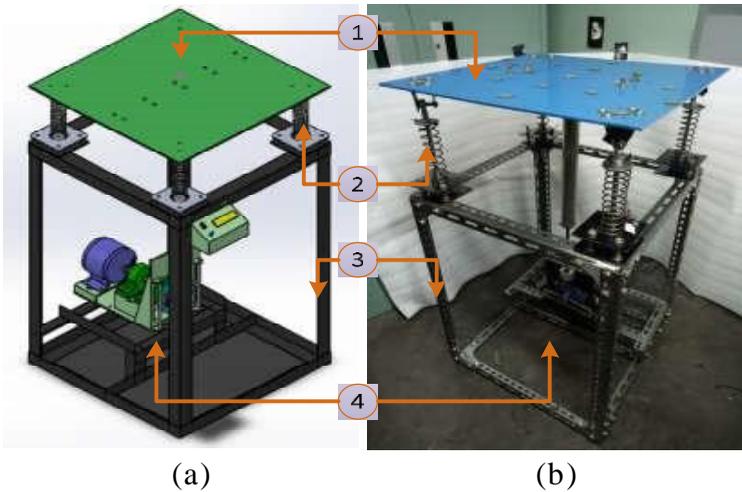
Dari penelitian oleh O'malley di dapatkan hasil respon getaran yang ditangkap oleh *probe accelerometer* seperti pada gambar 2.17. Tingkat RMS pada grafik berdasarkan posisi peletakan sensor pada plat menunjukkan bahwa getaran di posisi titik berat plat memiliki respon percepatan getaran paling besar.



Gambar 2. 17 (a) Hasil RMS pada masing masing titik pengujian dan (b) Bode diagram [7].

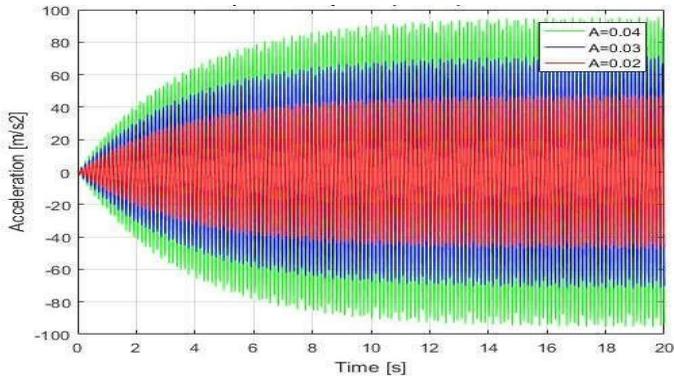
Pada 2017 Aditya Haq telah melakukan penelitian respon getaran Multi Nodal Plat *mechanical vibration Exciter*. Penelitian yang dilakukan adalah *mechanical vibration exciter* dapat berfungsi sebagai alat simulator getaran yang tersusun dari massa pegas dan peredam. Peralatan simulator getar tersusun dari massa sistem utama berupa plat *exciter*, 4 buah suspensi pegas dengan koefisien kekakuan pegas suspensi divariasikan dan selongsong penunjuk dengan mekanisme penggerak berupa input *sinusoidal force*. Mekanisme simulator mendapatkan eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan mekanisme *scotch yoke* dan *disk* dengan motor DC. Selanjutnya eksitasi dari massa utama tersebut akan digunakan untuk menimbulkan getaran pada plat *mechanical vibration exciter* [8].

Pada penelitian ini, dilakukan analisa respon getaran multi nodal dengan variasi amplitudo eksitasi sumber getar dan variasi nilai koefisien kekakuan pegas suspensi. Respon getaran yang akan diteliti dibuat dalam bentuk multi nodal analisis dengan metode simulasi dan eksperimen. Nodal yang diteliti ditentukan 17 titik dengan posisi penempatan sedemikian rupa. Dari penelitian ini didapatkan pengaruh perubahan amplitudo eksitasi sumber getar dan variasi nilai koefisien kekakuan suspensi dengan pemodelannya seperti pada gambar 2.18.



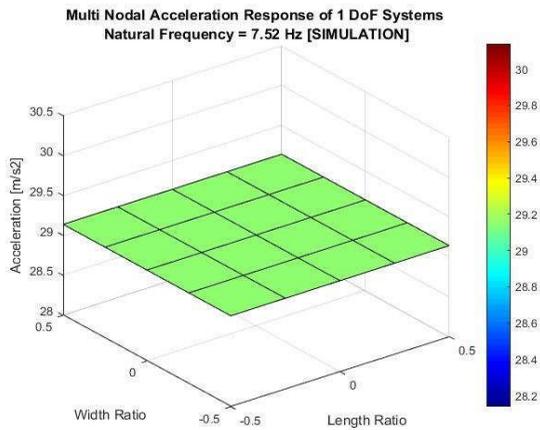
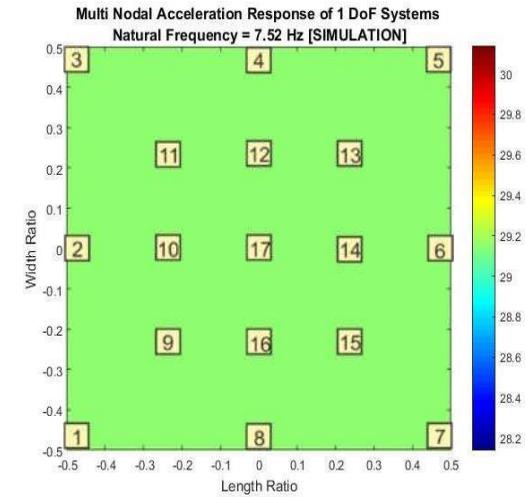
Gambar 2. 18 Model analisa (a) Rancangan mekanisme simulator getaran, dan (b) Prototipe alat simulasi [8].

Pemodelan dan simulasi bertujuan untuk mendapatkan hasil penelitian secara teoritis. Hasil simulasi didapatkan pengaruh perubahan nilai amplitudo sumber eksitasi terhadap respon percepatan yang terjadi pada plat *exciter* yaitu semakin besar nilai amplitudo eksitasi sumber getar maka respon getaran yang pada plat *exciter* juga semakin besar ditunjukkan oleh grafik sinusoidal 2.19.



Gambar 2. 19 Grafik Sinusoidal respon percepatan sistem 1 DoF dengan variasi amplitudo eksitasi [8].

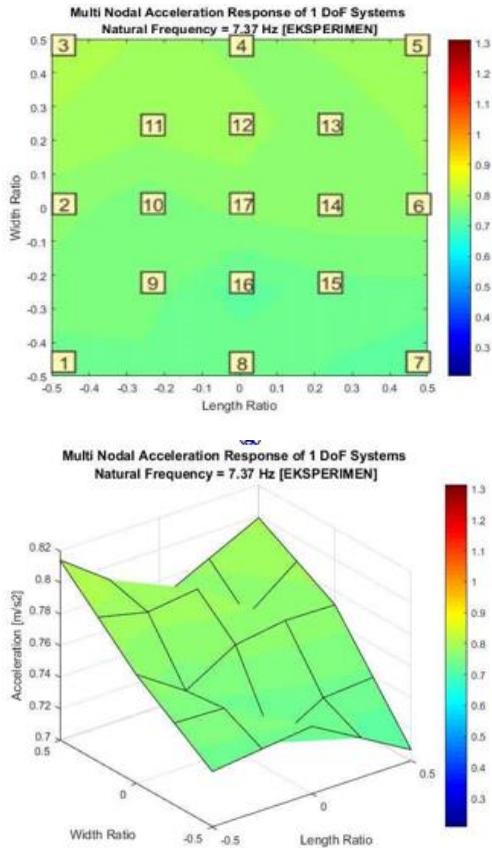
Dari grafik sinusoidal terlihat bahwa semakin besar amplitudo eksitasi yang diberikan ke sistem maka besar amplitudo dan RMS dari respon percepatan akan semakin besar. Pada sistem dengan amplitudo eksitasi sumber getar 0,02 m besar RMS respon percepatan adalah sebesar  $33.5837 \text{ m/s}^2$  [8]. Pengujian respon getaran multi nodal menghasilkan grafik pada gambar 2.20 yaitu grafik plot RMS respon multi nodal pada sistem 1 derajat kebebasan dengan metode simulasi menghasilkan RMS diseluruh nodal nilainya konstan.



(a)

(b)

Gambar 2. 20 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 1 DoF (a) *surface* 2D, (b) *surface* 3D [8].



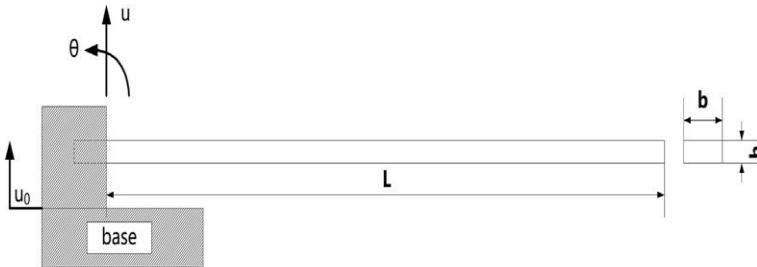
Gambar 2. 21 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 1 DoF [8].

Sedangkan pada respon getaran sistem 1 derajat kebebasan dengan metode eksperimen pada gambar 2.21, pada grafik nilai respon di setiap nodal hampir mendekati sama dengan *range* nilai RMS. Perbedaan pada hasil eksperimen bisa terjadi karena ada

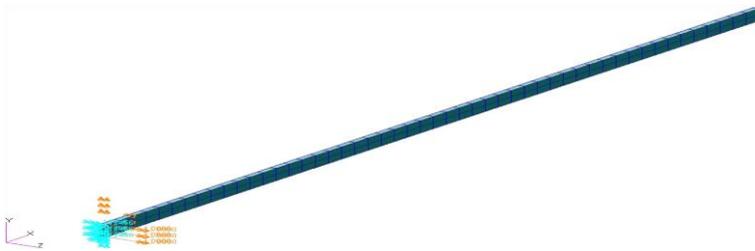
kesalahan ketika proses pengambilan data, pengamatan RPM yang tidak konstan sehingga menimbulkan respon getaran tidak dalam kondisi *steady*, ataupun bisa saja terjadi karena suspensi alat simulator memiliki koefisien redaman berbeda.

Metode baru yang diteliti oleh Zhao Xu Yuan untuk memperbaiki model elemen hingga struktur teredam yang menggunakan data uji getaran di bawah eksitasi dasar disajikan dalam makalah. Gagasan utama metode yang disajikan adalah mengupdate parameter kekakuan, massa dan redaman dari model elemen hingga menggunakan data uji getaran pada eksitasi dasar. Dalam proses pembaharuan, sensitivitas parameter dipelajari sebelum mengarah pada pemilihan parameter. Setelah memperbaiki, tanggapan simpul kunci yang diprediksi oleh model yang diperbarui sesuai dengan hasil pengujian dengan baik dalam semua arah yang diukur.

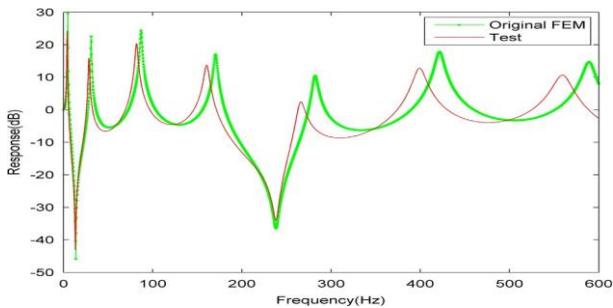
Untuk metode yang disajikan, validasi efisiensi dengan kasus simulasi yang ditunjukkan Gambar 2.22. Kasus simulasi adalah balok kantilever teredam dengan eksitasi dasar. Balok dipasang pada alas di satu sisi, dan bisa bergetar dalam arah  $u_0$ . Ini adalah model standar untuk basis tes eksitasi [9].



Gambar 2. 22 A damped cantilever beam case with base excitation [9].

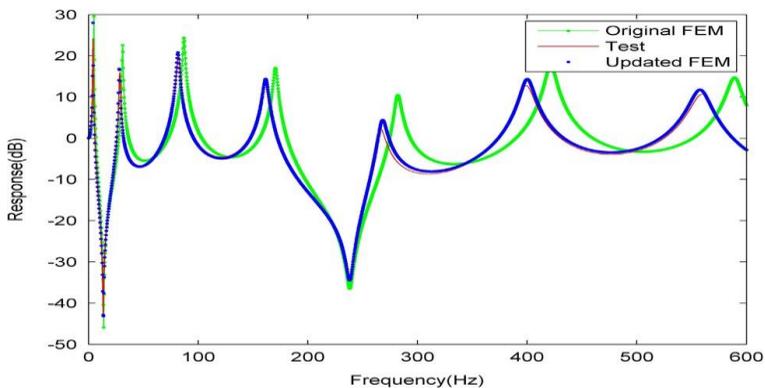


Gambar 2. 23 The FEM model of the simulation case [9].



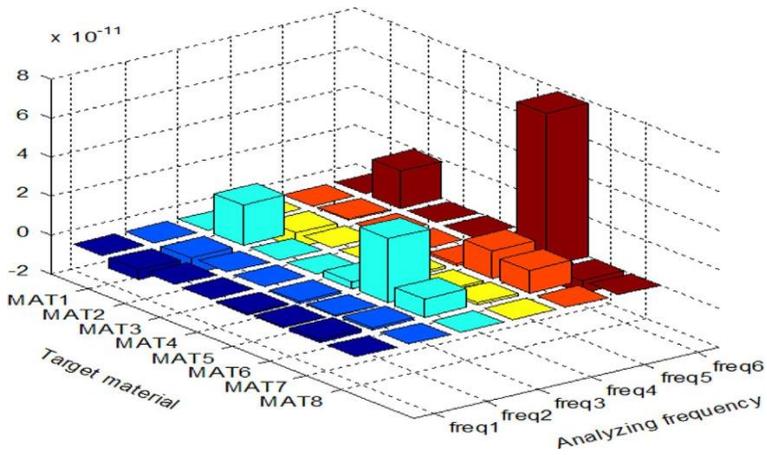
Gambar 2. 24 The comparison of the “test data” with the FEM response data [9].

Gunakan metode updating model yang disajikan sebelum memperbarui model FEM. Ada dua skema untuk melakukan memperbarui: perbarui modulus elastis dengan rasio redaman semua dalam satu langkah; atau perbarui modulus elastisitasnya dulu, lalu update rasio redaman pada langkah selanjutnya. Jadi selanjutnya, akan ada studi komparatif tentang "one step updating" dan "two step updating"



Gambar 2. 25 Updated response got by "two step updating" [9].

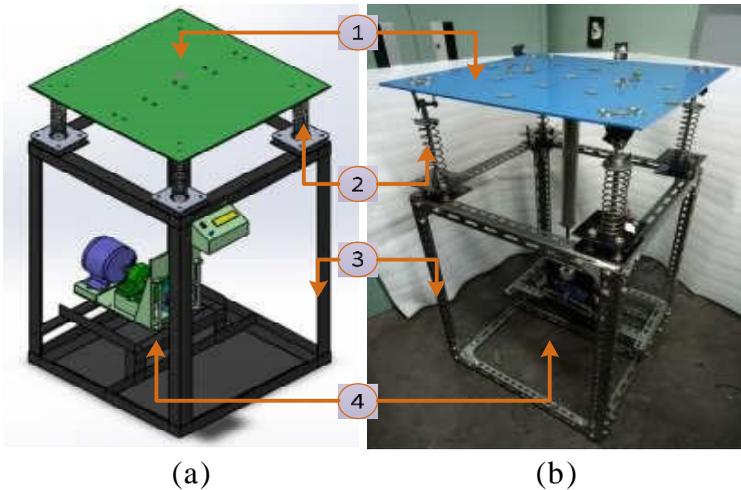
Validasi dengan metode perbandingan *output* simulasi dengan *output* eksperimen dilakukan untuk mendapatkan nilai  $t_{hit} < t_{tab}$  pada bantalan utama sehingga menyatakan bahwa kedua *output* valid dengan  $H_o$  diterima.



Gambar 2. 26 *Sensitivity analysis (X direction)* [9].

### 2.3 Pemodelan *Mechanical Vibration Exciter*

Model dari alat *mechanical vibration exciter* dalam penelitian ini mengacu pada spesifikasi *vibration exciter* yang umum digunakan pada percobaan berskala laboratorium. *Vibration exciter* ini telah dibuat oleh Aditya pada penelitian sebelumnya.



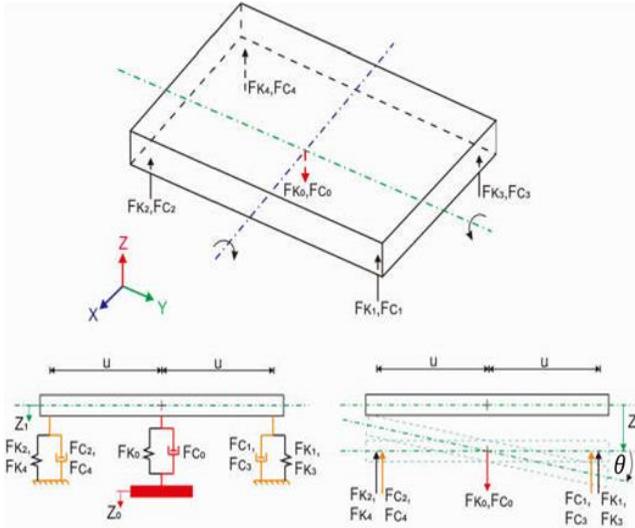
Gambar 2. 27 Model analisa (a) Rancangan mekasime simulator getaran, dan (b) Prototipe alat simulasi [8].

Alat *mechanical vibration exciter* yang dirancang terdiri dari komponen utama sebagai berikut :

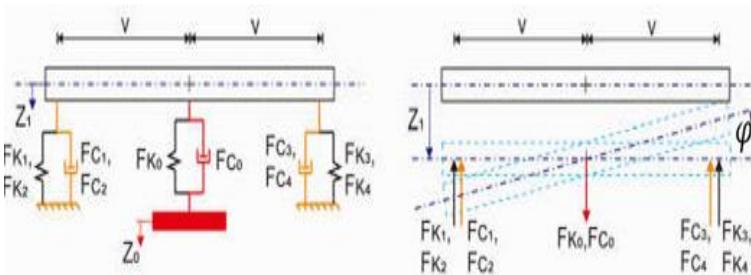
- 1) Plat *exciter*
- 2) Mekanisme pegas suspence plat
- 3) Base rangka
- 4) Motor dan mekanisme penggerak

*Mechanical vibration exciter* umumnya menggunakan prinsip *rotating disk unbalance* sebagai input sumber getar, kelebihanannya rancang bangun relatif mudah tapi arah getaran yang terjadi sulit dikontrol. Pada penelitian ini menggunakan prinsip *motion of base* dengan tujuan memudahkan dalam mendapatkan

dan mengontrol getaran yang terjadi pada plat dengan arah *heave*, *roll* dan *pitch*.



*Free Body Diagram* pandangan samping *rolling* ( $\Theta$ )



*Free Body Diagram* pandangan samping *pitching* ( $\phi$ )

Gambar 2. 28 3 *Free Body Diagram* alat *Mechanical vibration Exciter*.

Keterangan :

$F_{k0}$  : Gaya harmonik dari *base* (N)

$F_{k1}$  : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 1 (N)

$F_{k2}$  : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 2 (N)

$F_{k3}$  : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 3 (N)

$F_{k4}$  : Gaya aksi-reaksi pegas dari suspensi 4 (N)

$F_{C0}$  : Gaya redaman dari *base* (N)

$F_{C1}$  : Gaya redaman dari suspensi 1 (N)

$F_{C2}$  : Gaya redaman dari suspensi 2 (N)

$F_{C3}$  : Gaya redaman dari suspensi 3 (N)

$F_{C4}$  : Gaya redaman dari suspensi 4 (N)

$uu$  : Jarak dari titik pusat berat ke pegas 1 dan 2 (m)

$v$  : Jarak dari titik pusat berat ke pegas 1 dan 3 (m)

$Z_1$  : *Displacement* dari plat *exciter* (m)

$Z_0$  : *Displacement* dari *base* (m)

$\Theta$  : Sudut *rolling* pada plat (derajat)

$\varphi$  : Sudut *Pitching* pada plat (derajat) Dengan nilai  $F_k$  dan  $F_c$

Dengan nilai  $F_k$  dan  $F_c$  sebagai berikut :

$$F_{k0} = K_0(Z_0 - Z_1)$$

$$F_{C0} = C_0(\dot{Z}_0 - \dot{Z}_1)$$

$$F_{k1} = K_1(Z_1 + u \Theta + v \varphi)$$

$$F_{k2} = K_2(Z_1 + u \Theta + v \varphi)$$

$$F_{k3} = K_3(Z_1 + u \Theta + v \varphi)$$

$$F_{k4} = K_4(Z_1 + u \theta + v \varphi)$$

$$F_{C1} = C_1(Z_1 + u \theta + v \varphi)$$

$$F_{C2} = C_2(Z_1 + u \theta + v \varphi)$$

$$F_{C3} = C_3(Z_1 + u \theta + v \varphi)$$

$$F_{C4} = C_4(Z_1 + u \theta + v \varphi)$$

Asumsi koefisien pegas ke 4 suspensi berbeda, dan besar nilai  $K_1, K_2, K_3 \& K_4$  dan berturut turut adalah  $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$  maka matrix persamaan gerak sistem seperti pada persamaan 2.32. Persamaan gerak translasi ke arah vertikal (*heave*) pada plat *exciter*:

$$\sum F = m\ddot{X}$$

$$M\ddot{X} + \dot{X}(C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + \dot{\theta}(C_1u - C_2u + C_3u - C_4u) + \dot{\psi}(C_1v + C_2v - C_3v - C_4v) + X(k_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) + \theta(K_1u - K_2u + K_3u - K_4u) + \psi(K_1v + K_2v - K_3v - K_4v) = C_0\dot{Y} + K_0Y \dots\dots\dots(2.29)$$

Persamaan gerak *rolling* pada plat *exciter* :

$$\sum M_{\theta} = J\ddot{\Psi}$$

$$J\ddot{\Psi} + \dot{X}(C_1u - C_2u + C_3u - C_4u) + \dot{\theta}(C_1u^2 + C_2u^2 + C_3u^2 + C_4u^2) + \dot{\psi}(C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv) + X(K_1u - K_2u + K_3u - K_4u) + \theta(K_1u^2 + K_2u^2 + K_3u^2 + K_4u^2) + \psi(K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv) = 0 \dots\dots\dots (2.30)$$

Persamaan gerak *pitching* pada plat *exciter* :

$$\sum M_\varphi = J \ddot{\Psi}$$

$$J\ddot{\Psi} + \dot{X}(C_1v + C_2v - C_3v - C_4v) + \dot{\Theta}(C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv) + \dot{\Psi}(C_1v^2 + C_2v^2 + C_3v^2 + C_4v^2) + X(K_1v + K_2v - K_3v - K_4v) + \Theta(K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv) + \Psi(K_1v^2 + K_2v^2 + K_3v^2 + K_4v^2) = 0 \dots\dots\dots (2.31)$$

Matrix persamaan gerak sistem *multi degree of freedom mechanical vibration exciter* :

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & J_\Theta & 0 \\ 0 & 0 & J_\Psi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{\Theta} \\ \ddot{\Psi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4 & C_1u - C_2u + C_3u - C_4u & C_1v + C_2v - C_3v - C_4v \\ C_1u - C_2u + C_3u - C_4u & C_1u^2 + C_2u^2 + C_3u^2 + C_4u^2 & C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv \\ C_1v + C_2v - C_3v - C_4v & C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv & C_1v^2 + C_2v^2 + C_3v^2 + C_4v^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{\Theta} \\ \dot{\Psi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4 & K_1u - K_2u + K_3u - K_4u & K_1v + K_2v - K_3v - K_4v \\ K_1u - K_2u + K_3u - K_4u & K_1u^2 + K_2u^2 + K_3u^2 + K_4u^2 & K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv \\ K_1v + K_2v - K_3v - K_4v & K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv & K_1v^2 + K_2v^2 + K_3v^2 + K_4v^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ \Theta \\ \Psi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_0\dot{Y} + K_0Y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (2.32)$$

Persamaan gerak dari sistem terlebih dahulu diturunkan dengan membangun *free body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan *free body diagram* gambar 2.28, komponen gaya yang sejenis akan dijumlahkan dengan menggunakan hukum Newton dua. Setelah didapatkan persamaan gerak untuk masing-masing kondisi, persamaan tersebut diubah dalam bentuk persamaan *state variable* dengan cara merubah persamaan ke bentuk persamaan differensial ordo satu.

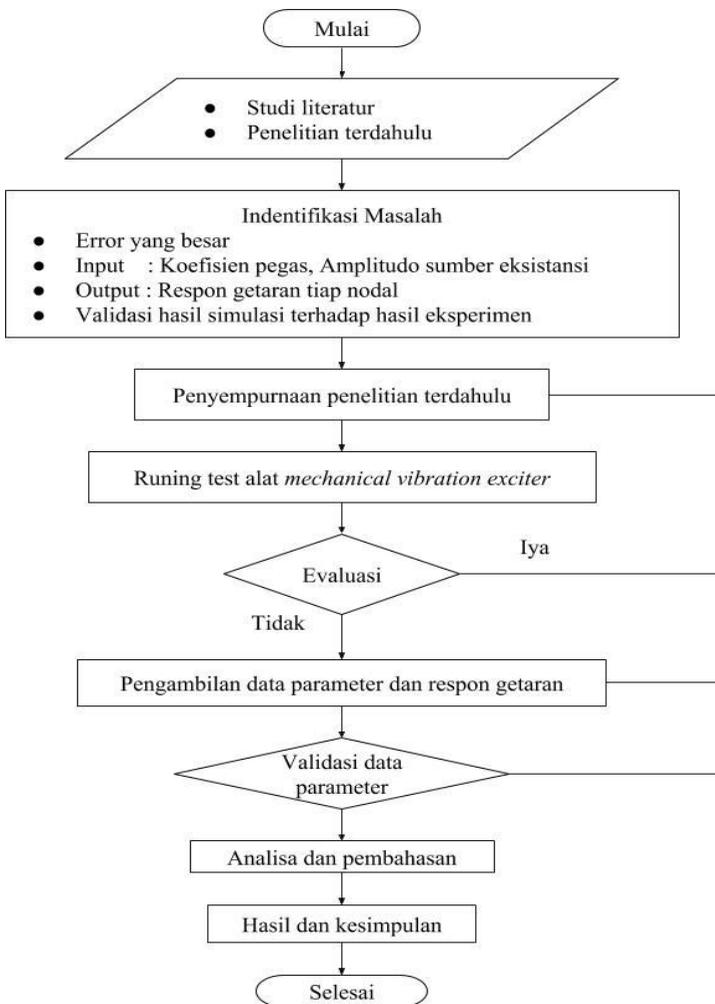
*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB III**

### **METODOLOGI**

#### **3.1 Tahap Penelitian**

Agar penulisan penelitian untuk tugas akhir ini dapat mencapai tujuan maka diperlukan langkah-langkah penyusunan yang mendukung prosedur penelitian. Prosedur penelitian akan dijelaskan melalui diagram alir/ *flowchart* pada gambar 3.1.



Gambar 3. 1 Diagram alir penyusunan tugas akhir

### 3.2 Studi Literatur dan Penelitian Terdahulu

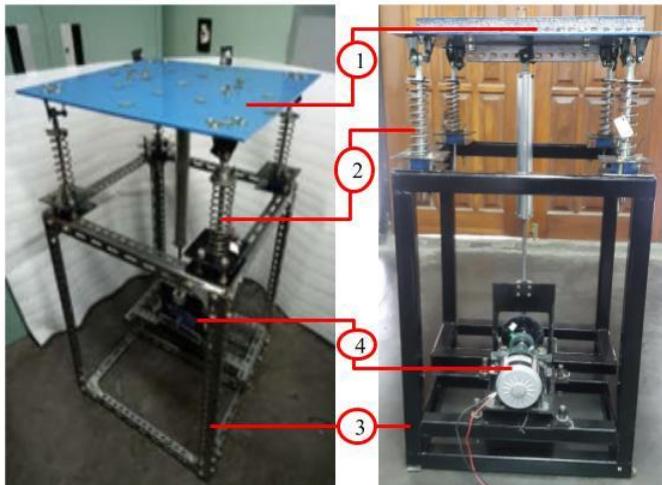
Sebelum penelitian dimulai, dilakukan studi mengenai penelitian terdahulu dan referensi terkait respon getaran *multi degree of freedom, mechanical vibration exciter*, metode pengujian getaran multi nodal dan metode validasi. Studi bertujuan untuk memperkuat pengetahuan dasar penelitian penulis dan mendapatkan referensi yang valid dalam penelitian terkait alat *vibration exciter*. Sumber dan literatur yang digunakan dalam dasar penelitian penulis adalah buku, tugas akhir sebelumnya dan jurnal internasional yang mendukung penelitian.

### 3.3 Identifikasi Masalah

Pada penelitian ini, permasalahan yang ditemukan akan diidentifikasi menjadi empat objek, yaitu *error* yang besar, *input*, *output* dan validasi. *Error* yang besar berupa hasil eksperimen yang tidak menyerupai hasil simulasi pada penelitian sebelumnya, *input* yang diberikan berupa variasi koefisien pegas suspensi, amplitudo sumber eksitasi dan posisi pengujian respon getaran. Sedangkan *output* dari penelitian yang diharapkan adalah respon getaran pada tiap-tiap nodal yang berupa data percepatan getaran. Serta validasi hasil eksperimen terhadap hasil simulasi.

### 3.4 Penyempurnaan Penelitian Terdahulu

Model dari alat *mechanical vibration exciter* dalam percobaan ini mengacu pada spesifikasi *mechanical vibration exciter* yang digunakan pada penelitian sebelumnya. Gambar 3.2 adalah alat *mechanical vibration exciter* yang digunakan pada penelitian Aditya sebelumnya dan foto setelah disempurnakan. Pada penelitian yang dilakukan oleh Aditya[8], *error* yang terjadi sangat besar sehingga hasil dari eksperimen sangat jauh berbeda dengan hasil simulasi yang dilakukan dengan aplikasi matlab. Ikut bergetarnya *base* rangka ini penyebab *error* yang terjadi pada penelitian sebelumnya terjadi akibat *base* rangka tidak dapat menahan getaran pada *exciter* pada saat *running* alat, sehingga *base* rangka ikut bergetar dan energi kinetik yang seharusnya hanya diterima oleh *exciter* tidak sepenuhnya diterima. Untuk itu penyempurnaan pertama yang dilakukan adalah mengganti rangka *base* yang kokoh dan berat agar energy yang tersalurkan 100% diterima oleh plat *exciter*.



(a)

(b)

Gambar 3. 2 Prototipe alat simulator getaran (a) sebelum disempurnakan (a) setelah disempurnakan

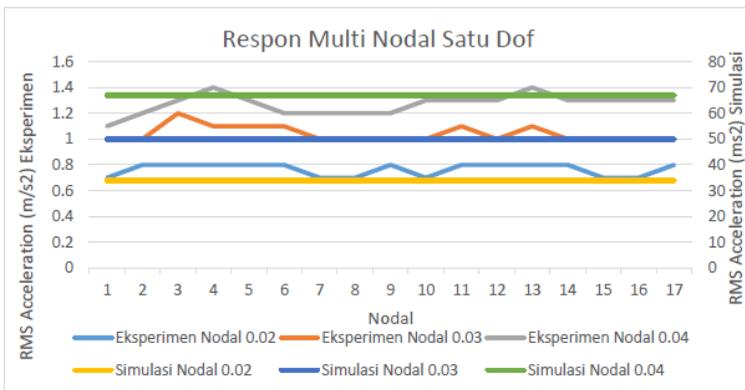
Alat *mechanical vibration exciter* yang dibuat terdiri dari komponen utama sebagai berikut:

- 1) Plat *Exciter*
- 2) Mekanisme pegas suspense plat
- 3) *Base* rangka
- 4) Motor dan mekanisme penggerak

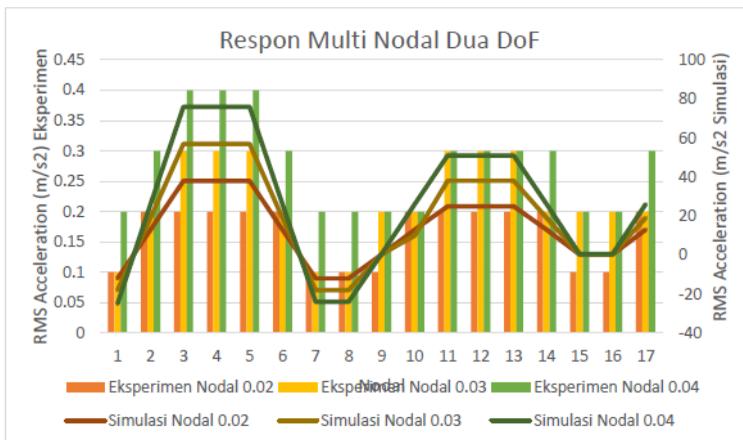
*Mechanical vibration exciter* umumnya menggunakan prinsip *rotating disk unbalance* sebagai input sumber getar, kelebihanannya rancang bangun relatif mudah tapi arah getaran yang terjadi sulit dikontrol. Pada penelitian ini menggunakan prinsip

*motion of base* dengan tujuan memudahkan dalam mendapatkan dan mengontrol getaran yang terjadi pada plat dengan arah *heave*, *roll* dan *pitch*.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Aditya *error* yang terjadi sangat besar sehingga hasil dari eksperimen sangat jauh berbeda dengan hasil simulasi yang dilakukan dengan aplikasi matlab, dapat dilihat pada gambar 3.2 dimana adanya perbedaan tipe rangka yang digunakan agar *error* yang terjadi tidak sebesar penelitian sebelumnya.

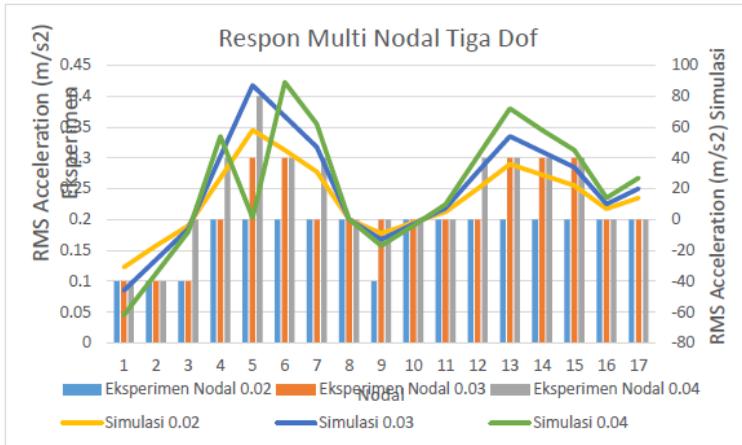


Gambar 3. 3 Respon Multi Nodal satu DoF [8].



Gambar 3. 4 Respon Multi Nodal 2 DoF [8].

Seperti ditunjukkan oleh gambar 3.3 dimana respon multi nodal metode eksperimen dengan metode simulasi mempunyai perbedaan yang besar sehingga perlu dilakukan penyempurnaan alat *mechanical vibration exciter* agar menghasilkan nilai metode eksperimen yang valid dengan hasil simulasi.



Gambar 3. 5 Respon Multi Nodal 3 DoF [8].

*Error* juga mempengaruhi nilai respon multi nodal dua dof antara hasil eksperimen terhadap hasil simulasi dimana terjadi perbedaan yang besar seperti ditunjukkan gambar 3.4. Pada gambar 3.5 menunjukkan hasil penelitian terdahulu berupa perbandingan nilai respon multi nodal 3 dof antara hasil eksperimen terhadap hasil simulasi.

Tabel 3. 1 Perbandingan nilai respon sistem 1 DoF dengan metode simulasi dan eksperimen [8].

Amplitudo eksitasi [m]	RMS Simulasi [m/s <sup>2</sup> ]	RMS Eksperimen [m/s <sup>2</sup> ]	Error [%]
0.02	2.2791	0.761	66.61
0.03	3.4139	1.043	69.45
0.04	4.5539	1.281	71.87

### **3.5 Runing Test alat Mechanical Vibration Exciter**

*Runing* test dilakukan sebelum dan setelah peralatan *exciter* disempurnakan untuk menguji apakah alat sudah bekerja sesuai rancangan. Parameter yang menentukan kesuksesan alat uji adalah sebagai berikut :

1. Alat *mechanical vibration exciter* dapat menghasilkan getaran kearah translasi (*heave*) dan rotasi (*rolling* dan *pitching*).
2. Alat dapat bekerja hingga kecepatan operasi melebihi frekuensi natural sistem.
3. Getaran yang ditimbulkan dapat diinspeksi dengan *accelerometer*.
4. Alat mampu bekerja dengan aman pada frekuensi natural sistem.
5. Alat dapat digunakan untuk pengujian *Dynamic Vibration Absorber*.
6. Respon yang dihasilkan mempunyai *error* yang lebih kecil dibandingkan saat penelitian terdahulu.

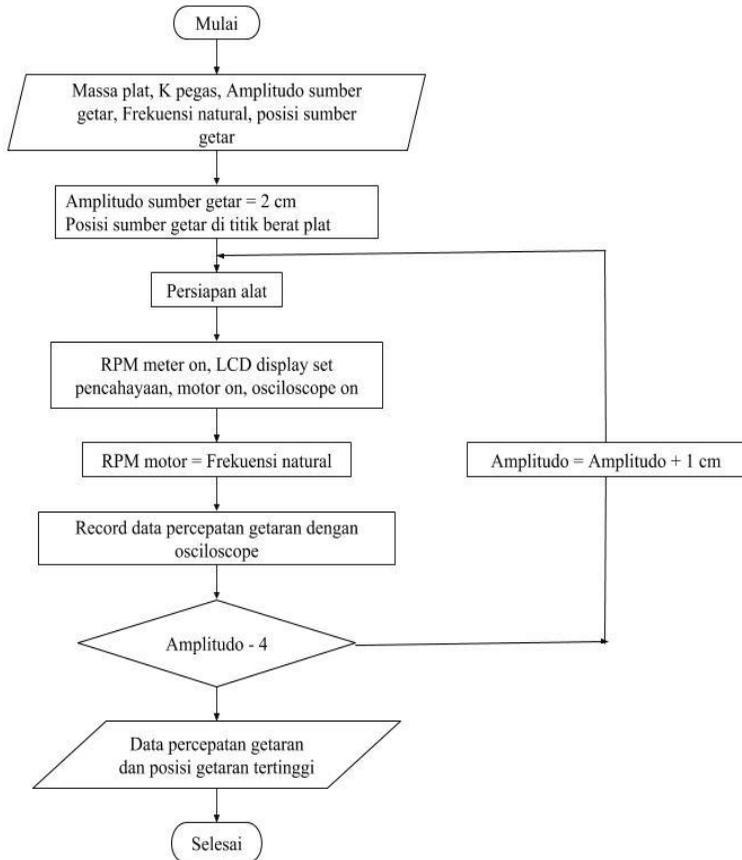
Hasil *runing test* akan dicatat dan kemudian dievaluasi untuk menentukan kelayakan alat untuk pengujian respon getaran multi nodal.

### **3.6 Evaluasi**

Tahap evaluasi dibutuhkan untuk menentukan layak atau tidaknya alat *exciter* untuk digunakan pada pengujian respon multi nodal. Keberhasilan alat *mechanical vibration exciter* ditentukan oleh kemampuan alat untuk menjalankan poin-poin di tahap *runing test*, jika ada salah satu poin yang tidak dapat dicapai oleh *exciter* maka proses akan dikembalikan ke pemodelan sederhana alat.

### **3.7 Pengambilan Data Parameter dan Respon Getaran**

Dalam penelitian mengenai respon getaran multi nodal pada alat *vibration exciter* diperlukan data utama dan data pendukung penelitian. Data utama adalah hasil respon getaran di tiap nodal plat berupa data percepatan dari *probe accelerometer* yang dibaca oleh *oscilloscope*. Kemudian data tersebut akan divalidasi terhadap perhitungan analisa respon getaran pada plat dengan metode teoritis dengan menggunakan data pendukung yaitu nilai koefisien pegas suspensi dan pegas penggerak, berat plat *exciter*, Frekuensi operasional motor, amplitudo sumber getar, dan jarak suspensi terhadap titik berat plat. Data pendukung penelitian didapatkan dengan cara pengujian dengan pengulangan pengambilan data masing-masing 3 kali.



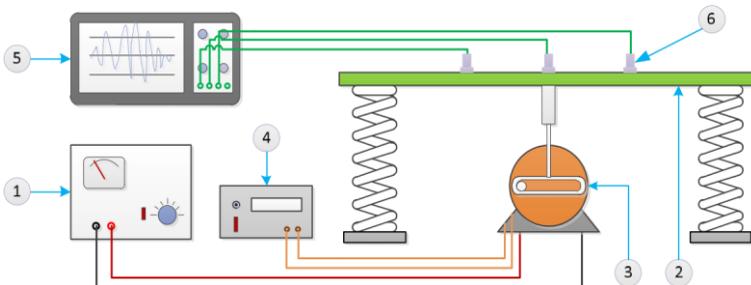
Gambar 3. 6 Diagram alir eksperimen respon getaran multi nodal pada plat *exciter*.

Untuk pengujian dan pengambilan data eksperimen perlu dirancang metodologi pengujian atau desain eksperimen. Gambar 3.6 menunjukkan diagram alir dari eksperimen respon getaran

multi nodal pada alat *vibration exciter* dengan variasi amplitudo sumber getar dan frekuensi kecepatan putar motor.

Sebelum dilakukan pengujian respon getaran multi nodal pada peralatan harus dipersiapkan dan *disetting*. Koefisien pegas yang digunakan pada pengujian respon getaran multi nodal dipilih 3 variasi yaitu sebagai berikut :

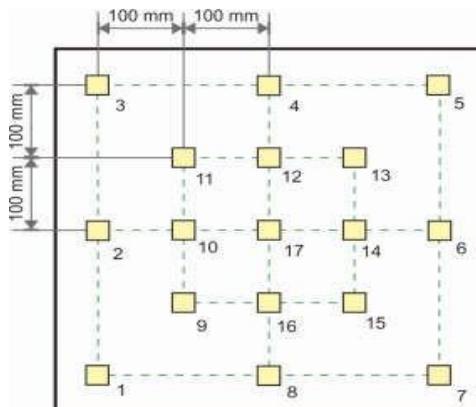
1. Koefisien pegas diset seragam, untuk menimbulkan respon getaran di plat *exciter* dengan arah gerak translasi ke arah sumbu Z (*heave*).
2. Koefisien pegas diset 2 variasi nilai dengan menyeragamkan masing-masing ruas kanan dan ruas kiri, untuk menimbulkan getaran dengan arah gerak translasi (*heave*) dan *roll* pada satu sumbu plat *exciter*.
3. Koefisien pegas diset bervariasi untuk 4 suspensi, untuk menimbulkan getaran dengan arah gerak translasi (*heave*), *roll*, dan *pitch* dalam satu waktu atau disebut dengan gerak *wrap*.



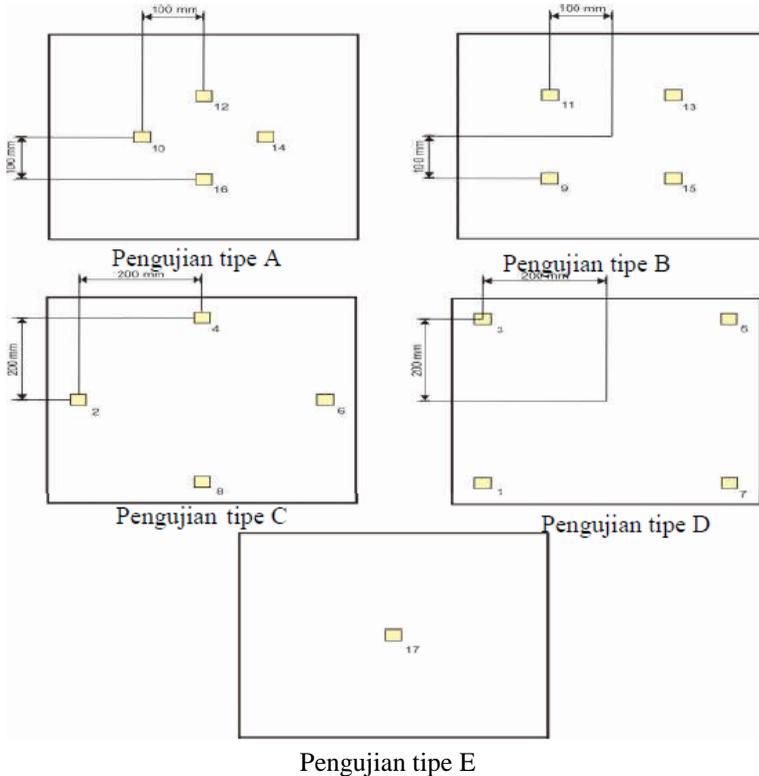
Gambar 3. 7 Skema alat pengujian

Keterangan :

1. *Voltage Regulator*
2. *Plat Exciter*
3. *Motor dan Penggerak*
4. *RPM Counter*
5. *Digital Oscilloscope*
6. *Probe Accelerometer*



Gambar 3. 8 Posisi titik pengujian respon getaran multi nodal plat *exciter*



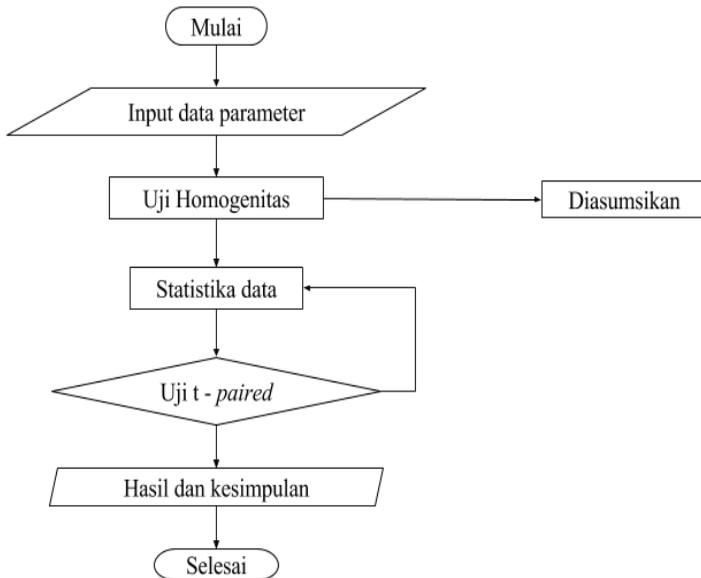
Gambar 3. 9 Reayasa pengujian respon getaran multi nodal dengan 4 posisi nodal.

Kemudian *accelerometer* diset pada posisi nodal yang telah ditentukan pada gambar plat *exciter* sesuai nomor di gambar 3.8 Dari rancangan pengujian digunakan 17 nodal yang akan merepresentasikan pergerakan getaran yang terjadi pada plat *exciter*. Dengan menyesuaikan ketersediaan alat pengujian yaitu

hanya 2 *probe accelerometer* yang dapat digunakan secara bersamaan, untuk mendapatkan data pengujian nodal di 17 titik pengujian dilakukan rekayasa pengujian nodal dengan 5 jenis posisi peletakan *probe* seperti gambar 3.9.

### 3.8 Validasi Data Parameter

Untuk memvalidasi hasil simulasi terhadap hasil eksperimen maka digunakan uji t-berpasangan pada parameter yang sudah ditentukan. Gambar 3.12 adalah skema validasi yang digunakan pada penelitian ini.



Gambar 3. 10 Skema validasi penelitian

### 3.9 Analisa Data dan Pembahasan

Data-data pendukung *mechanical vibration exciter* pada penelitian sebelumnya selanjutnya akan dimasukkan sebagai nilai dieksperimen dan simulasi menggunakan *matlab* dan *simulink* untuk mendapatkan data berupa respon getaran berdasarkan metode simulasi dan pemodelan. Sedangkan data respon getaran multi nodal secara eksperimen akan diolah hingga mendapatkan data RMS (*Root Mean Square*) dari setiap nodal pada masing-masing variasi pengujian. Sehingga hasil data respon getaran multi nodal secara teoritis nantinya dapat digunakan untuk memvalidasi hasil data respon getaran dengan metode eksperimen. Data respon getaran ditampilkan berupa data grafik percepatan terhadap amplitudo sumber getar dan frekuensi kerja motor. Hasil validasi berupa  $H_0 = \mu_1 - \mu_2 = 0$  atau  $H_a = \mu_1 - \mu_2 \neq 0$ , apabila  $H_0$  diterima maka data dari kedua metode dikatakan valid.

### 3.10 Hasil dan Kesimpulan

Dari hasil analisa respon getaran pada alat *vibration exciter* dengan metode eksperimen terhadap simulasi yang telah divalidasi maka akan dibuat kesimpulan dan saran agar penelitian selanjutnya mengenai alat *vibration exciter* agar lebih baik lagi.

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

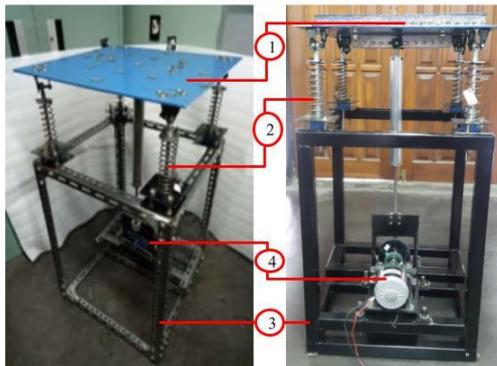
#### 4.1 Penyempurnaan Prototipe Alat Simulasi

Telah disempurnakan alat simulator getar yang dapat merepresentasikan getaran pada peralatan industri yang dibawa ke dalam skala lab dengan arah gerak translasi dan rotasi yang disebut sebagai *mechanical vibration exciter*. Simulator yang telah dibuat memiliki dimensi panjang (P) 0.5 m, lebar (L) 0,5 m dan tinggi (T) 0.95 m. Untuk mendapatkan respon getaran pada alat *exciter* dengan arah gerak *heave*, *rolling* dan *pitching* suspensi simulator memiliki koefisien kekakuan pegas yang beragam yaitu  $Ks1 < Ks2 < Ks3 < Ks4$  dengan massa plat *exciter* sebesar 6 Kg dan nilai koefisien redaman dianggap kecil kurang dari 2 N.s/m. Simulator pada gambar 4.1 memiliki range frekuensi operasi dari 1 Hz sampai dengan 12.5 Hz. Berikut ini spesifikasi alat *mechanical vibration exciter* yang telah dibuat :

Dimensi alat	: 0.55 x 0.55 x 0.95 [m <sup>3</sup> ]
Dimensi plat <i>exciter</i>	: 0.5 x 0.5 x 0.06 [m <sup>3</sup> ]
Massa Plat <i>exciter</i>	: 0.6 [Kg]
Range Frekuensi kerja	: 1 – 12.5 [Hz]
Penggerak	: Motor DC 24 volt, 250 Watt
Amplitudo eksitasi	: 0.02 , 0.03 , 0.04 , dan 0.05 [m]

Alat simulator getar digunakan dalam pengujian respon getaran multi nodal plat *exciter* dibuat untuk menghasilkan getaran ke 3 arah yaitu *heave*, *roll*, dan *pitch* dengan merubah nilai kekakuan pegas suspensi. Simulator getaran dapat digunakan untuk meneliti respon getaran pada mesin, meneliti reduksi respon getaran oleh peredam, dan sebagai meja getar.

Pada penelitian ini penyempurnaan yang paling mencolok adalah perubahan bode dari prototipe alat simulasi dimana penggantian ini membuat alat menjadi lebih kokoh, berat, dan lebih efektif mereduksi meredam getaran yang disebabkan oleh penggerak. Prototipe alat simulasi ini menggunakan material *steel* berbentuk *hollow* dengan ketebalan 3 mm dengan ukuran yang sama seperti yang sudah dibuat pada penelitian Aditya[8].

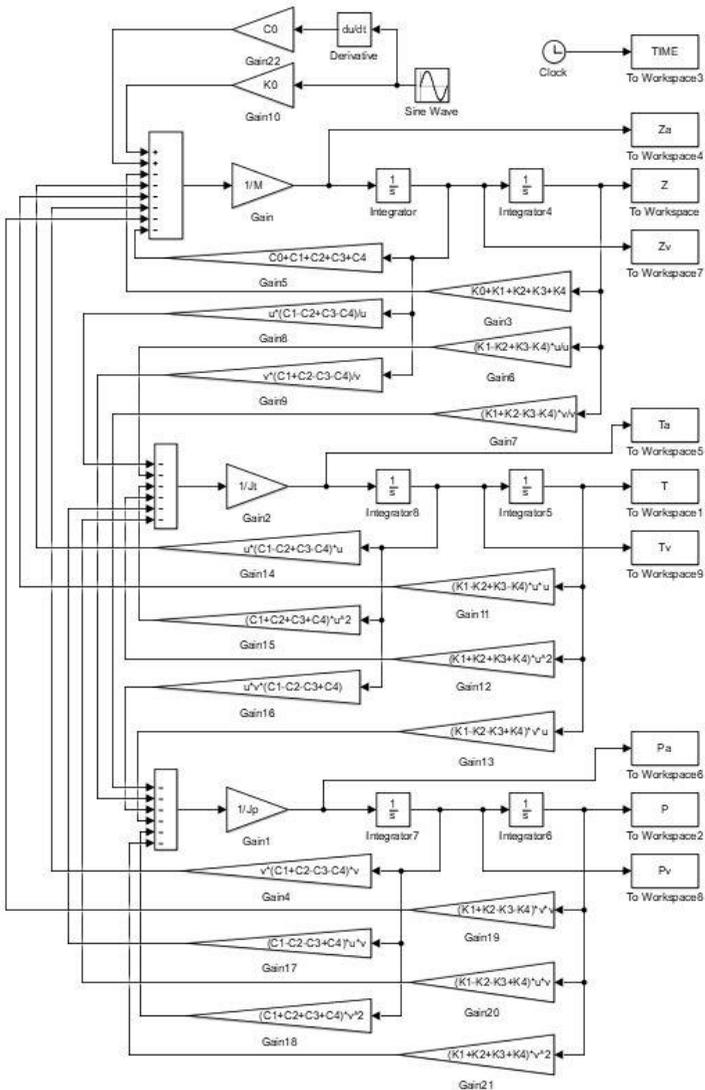


Gambar 4. 1 Prototipe alat simulator getaran (a) sebelum disempurnakan (a) setelah disempurnakan

Alat *mechanical vibration exciter* yang dibuat terdiri dari komponen utama sebagai berikut:

1. Plat *Exciter*
2. Mekanisme pegas  
suspensi plat
3. *Base* rangka
4. Motor dan mekanisme penggerak

Penyempurnaan pada penelitian ini bukan hanya fisik dari prototipe alat simulasi tetapi analisa pemodelan juga mengalami penyempurnaan dengan menyempurnakan parameter yang digunakan pada penelitian Aditya. Penyempurnaan pada penelitian ini bukan hanya fisik dari prototipe alat simulasi tetapi analisa pemodelan juga mengalami penyempurnaan dengan menyempurnakan parameter yang digunakan pada penelitian Aditya. Persamaan gerak dan pemodelan matematis yang telah dibuat kemudian diterjemahkan pada blok diagram Simulink. Eksitasi yang digunakan berbentuk gaya sinusoidal dengan frekuensi kerja pada frekuensi natural sistem dan amplitudo bervariasi 0.02m, 0.03m dan 0.04m. Selain variasi amplitudo, koefisien pegas suspensi sistem utama juga divariasikan. Hal ini bertujuan untuk melihat pengaruh gerak *heave*, *roll* dan *pitch* terhadap respon getaran pada plat *exciter*. Dari matriks persamaan gerak 2.32 maka dibuat persamaan *state space* seperti pada persamaan 4.1.



Gambar 4. 2 Block diagram dengan simulink

$$\ddot{Z}_1 = \frac{1}{M}(C_0\dot{Z}_0 - \dot{Z}_1(C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4) - \dot{\theta}(C_1u - C_2u + C_3u - C_4u) - \dot{\phi}(C_1v + C_2v - C_3v - C_4v) + K_0Z_0 - Z_1(K_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) - \theta(K_1u - K_2u + K_3u - K_4u) - \phi(K_1v + K_2v - K_3v - K_4v)) \dots\dots\dots(4.1)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J}(-\dot{Z}_1(C_1u - C_2u + C_3u - C_4u) - \dot{\theta}(C_1u^2 + C_2u^2 + C_3u^2 + C_4u^2) - \dot{\phi}(C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv) - Z_1(K_1u - K_2u + K_3u - K_4u) - \theta(K_1u^2 + K_2u^2 + K_3u^2 + K_4u^2) - \phi(K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv)) \dots\dots\dots(4.2)$$

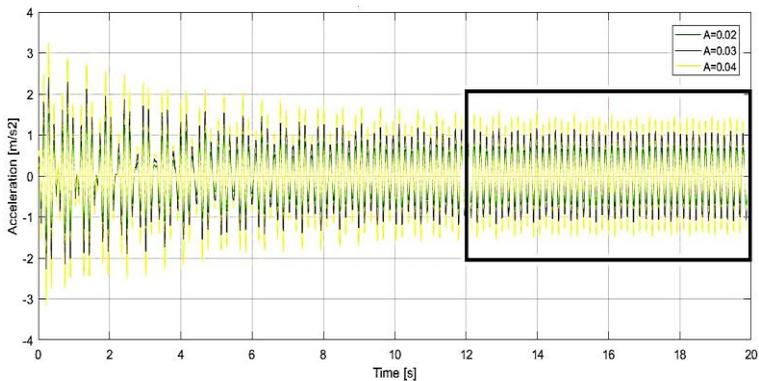
$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J}(-\dot{Z}_1(C_1v + C_2v - C_3v - C_4v) - \dot{\theta}(C_1uv - C_2uv - C_3uv + C_4uv) - \dot{\phi}(C_1v^2 + C_2v^2 + C_3v^2 + C_4v^2) - Z_1(K_1v + K_2v - K_3v - K_4v) - \theta(K_1uv - K_2uv - K_3uv + K_4uv) - \phi(K_1v^2 + K_2v^2 + K_3v^2 + K_4v^2)) \dots\dots\dots(4.3)$$

## 4.2 Analisa Pemodelan

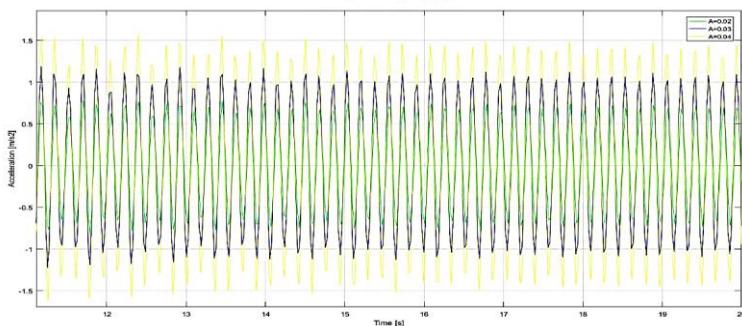
Sistem yang telah dimodelkan menjadi *block diagram* pada simulink selanjutnya dapat dicari respon getarannya dengan cara mensimulasikan persamaan matematis dengan parameter massa (m), koefisien kekakuan (K), dan koefisien redaman (C) yang telah ditentukan. Sistem yang telah dibangun akan dimodelkan menjadi 3 bentuk sistem yang berbeda yaitu sistem 1 DoF, 2 DoF dan 3 DoF berdasarkan derajat kebebasan sistem yang dipengaruhi koefisien kekakuan pegas yang digunakan pada

suspensi utama. Tujuan lain dari pemodelan sistem utama adalah untuk mengetahui pengaruh variasi amplitudo eksitasi sumber getar terhadap respon getaran di plat *exciter*. Gambar 4.3 berikut ini memperlihatkan respon getaran percepatan pada frekuensi natural sistem untuk beberapa perubahan amplitudo eksitasi yang diberikan kepada sistem.

Dari hasil simulasi didapatkan grafik *sinusoidal* respon getaran percepatan untuk masing-masing derajat kebebasan sistem seperti pada gambar 4.3 terlihat bahwa semakin besar amplitudo eksitasi yang diberikan ke sistem maka besar amplitudo dan RMS dari respon percepatan akan semakin besar. Pada sistem dengan amplitudo eksitasi sumber getar 0,02 m besar RMS respon percepatan adalah sebesar  $0.5605 \text{ m/s}^2$ . Untuk amplitudo eksitasi sumber getar 0,03 m besar RMS yang dihasilkan adalah sebesar  $0.8395 \text{ m/s}^2$  dan untuk amplitudo eksitasi sumber getar 0,04 m besar RMS yang dihasilkan sebesar  $1.120 \text{ m/s}^2$ .



(a)

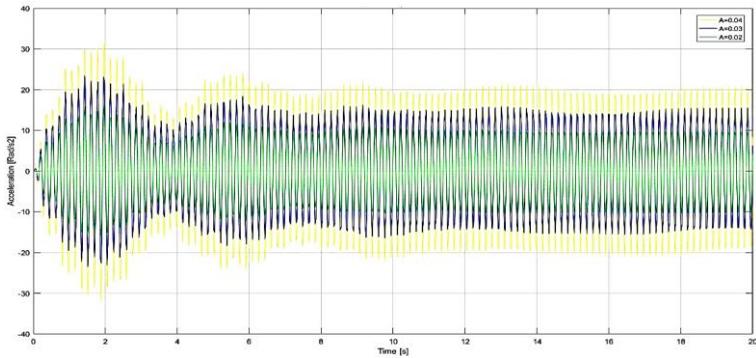


(b)

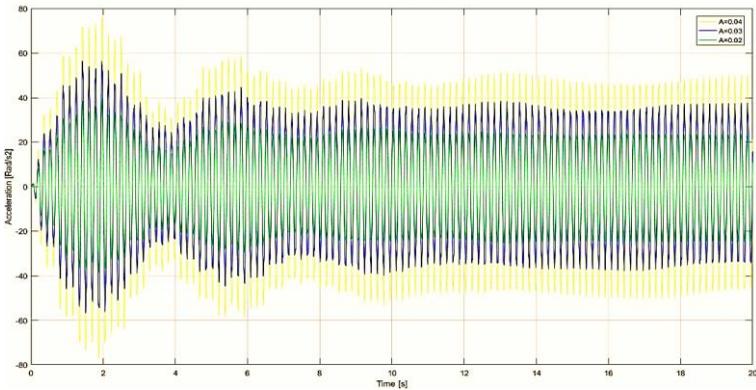
Gambar 4. 3 Grafik Sinusoidal respon percepatan sistem 1 DoF dengan variasi amplitudo eksitasi (a) grafik meyeluruh (b) grafik yang sudah diperbesar

Hasil yang hampir serupa juga didapatkan pada respon percepatan pada sistem dengan 2 dan 3 derajat kebebasan seperti pada gambar 4.4, semakin besar nilai variasi amplitudo eksitasi

sumber getar maka respon percepatan sudut sistem juga semakin besar. Pada gambar 4.4 ditunjukkan pengaruh perubahan nilai variasi eksitasi sumber getar terhadap respon percepatan sudut rotasi untuk gerak (a) *rolling* dan (b) *pitching*.



(a)

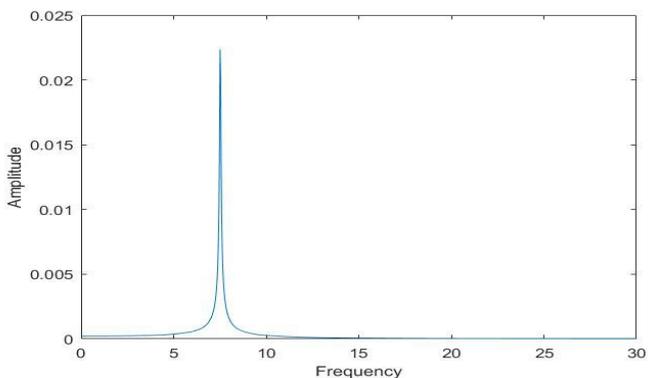


(b)

Gambar 4. 4 Grafik sinusoidal respon percepatan sudut (a) *rolling* dan (b) *pitching* sistem 3 DoF

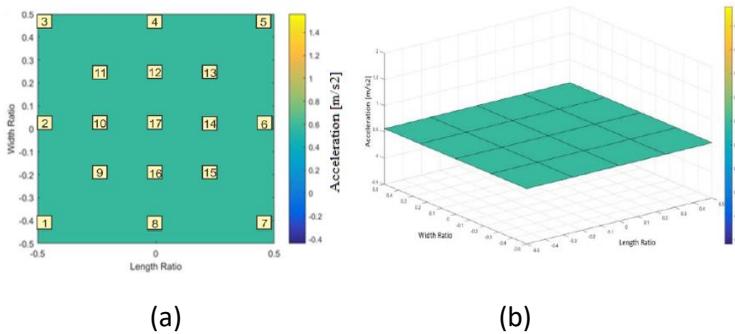
#### 4.2.1 Respon percepatan getaran multi nodal sistem 1 DoF

Sistem yang tersusun dari suspensi dengan nilai koefisien kekakuan setiap suspensi bernilai seragam hanya memiliki 1 derajat kebebasan saja yaitu pada arah translasi vertikal (*heave*). Sistem ini memiliki 1 buah frekuensi natural dimana respon getaran pada sistem memiliki nilai maksimum, frekuensi natural sistem tersebut terdapat pada 7.52 Hz atau setara dengan 47.24 rad/s dapat dilihat pada *bode diagram* sistem yang ditunjukkan di gambar 4.5. Dimana *frequency* pada sumbu axis horizontal adalah frekuensi operasional sistem, sedangkan sumbu axis vertikal menunjukkan RMS respon percepatan getaran sistem pada frekuensi tersebut. Bode diagram menunjukkan letak respon getaran tertinggi sistem dimana frekuensi tersebut menunjukkan frekuensi natural sistem. Terdapat 1 buah puncak pada bode diagram yang menunjukkan sistem memiliki 1 derajat kebebasan.



Gambar 4. 5 Bode diagram sistem 1 DoF

Sistem 1 DoF memiliki respon multi nodal yang sama untuk setiap nodal pada plat, ditunjukkan dari grafik respon multi nodal untuk sistem 1 DoF pada gambar 4.6. Grafik respon percepatan multi nodal pada frekuensi operasional sama dengan frekuensi natural sistem memiliki parameter sumbu axis horizontal sebagai rasio jarak nodal terhadap pusat titik berat dengan jarak antara suspensi 1 ke suspensi 2 ( $l/u$ ). Dan parameter sumbu axis vertikal sebagai rasio jarak nodal terhadap pusat titik berat dengan jarak antara suspensi 1 ke suspensi 3 ( $l/v$ ).



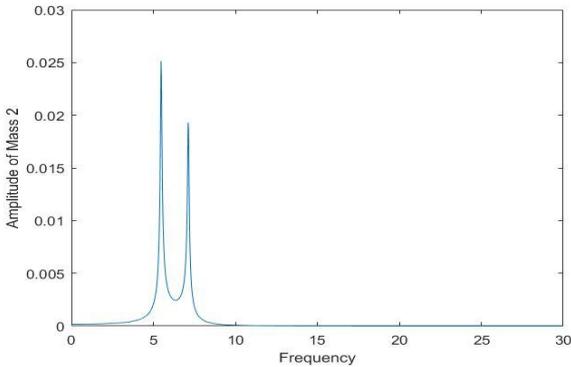
Gambar 4. 6 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 1 DoF (a) *surface* 2D, (b) *surface* 3D

Respon multi nodal pada sistem 1 derajat kebebasan tidak dipengaruhi oleh perubahan jarak nodal terhadap pusat titik berat karena tidak ada gerak rotasi pada sistem. Dari gambar didapatkan bahwa untuk nilai RMS respon percepatan pada frekuensi natural

sistem 7.508 Hz dan amplitudo sumber getar 0.02 m yaitu sebesar  $0.558 \text{ m/s}^2$ . Respon multi nodal dari hasil simulasi dapat dilihat dilampiran.

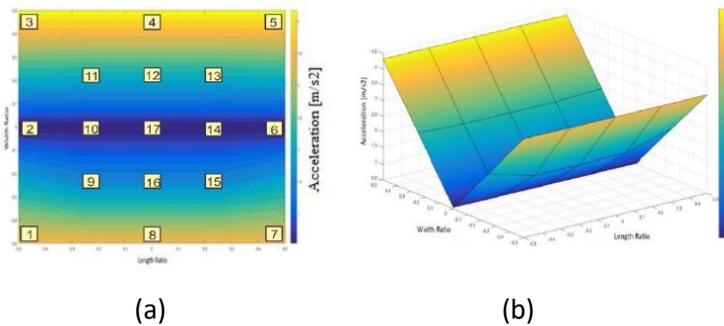
#### **4.2.2 Respon percepatan getaran multi nodal sistem 2 DoF**

Sistem yang terdiri dari suspensi dengan nilai koefisien kekakuan setiap suspensi berbeda, untuk 2 suspensi diruas kanan memiliki nilai koefisien kekakuan pegas 2510 N/m dan 2 suspensi diruas kiri memiliki nilai koefisien kekakuan pegas 3311 N/m, dalam kondisi ini maka sistem hanya memiliki 2 derajat kebebasan saja yaitu pada arah translasi vertikal (*heave*) dan arah rotasi (*roll*). Gambar 4.7 memperlihatkan bode diagram sistem dengan 2 derajat kebebasan, pada grafik terdapat 2 puncak yang menunjukkan letak dan jumlah frekuensi natural pada sistem. frekuensi natural pertama yang dimiliki sistem pada 5.465 Hz atau setara dengan 34.3376 rad/s dan frekuensi natural kedua sistem pada 7.117 Hz atau setara 44.7174 rad/s. Frekuensi natural pertama sistem memiliki amplitudo respon lebih besar dari pada frekuensi natural ke 2 sistem, hal ini menunjukkan getaran terbesar pada sistem dengan 2 derajat kebebasan terletak pada frekuensi natural pertama sistem.



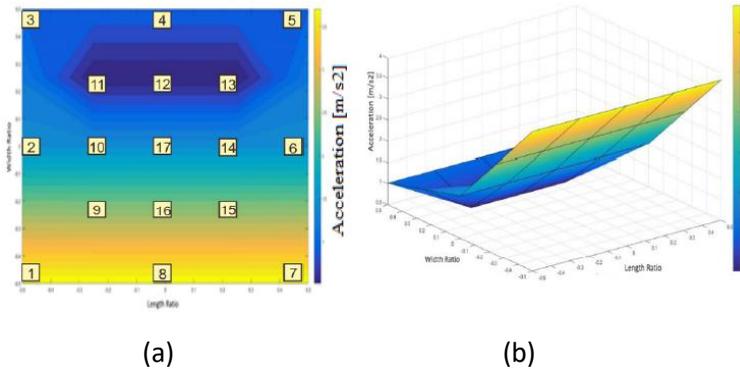
Gambar 4. 7 Bode diagram sistem 2 DoF

Sistem dengan 2 DoF memiliki respon multi nodal berbeda pada plat, ditunjukkan dari grafik respon multi nodal untuk sistem 2 DoF pada gambar 4.8 dan 4.9. Respon multi nodal pada sistem 2 derajat kebebasan dipengaruhi oleh perubahan jarak nodal karena ada gerak rotasi pada sistem. Nodal 3 dan 5 memiliki warna kuning terang dan terletak disekitar pegas dengan koefisien kekakuan pegas 2200 N/m sedangkan pada nodal 1 dan 7 berwarna kuning tua terletak disekitar suspensi dengan koefisien kekakuan pegas 3311 N/m. Dari gambar didapatkan bahwa untuk nilai RMS respon percepatan pada frekuensi natural sistem 5.465 Hz dan amplitudo sumber getar 0.02 m yaitu nilai RMS terbesar  $4.3139 \text{ m/s}^2$  pada nodal 3, 4 dan 5 sedangkan RMS terendah sebesar  $0.5401 \text{ m/s}^2$  terletak pada rasio 0



Gambar 4. 8 Grafik *surface* respon multi nodal pada frekuensi natural 5.465 Hz (a) 2D *surface*, (b) 3D *surface*

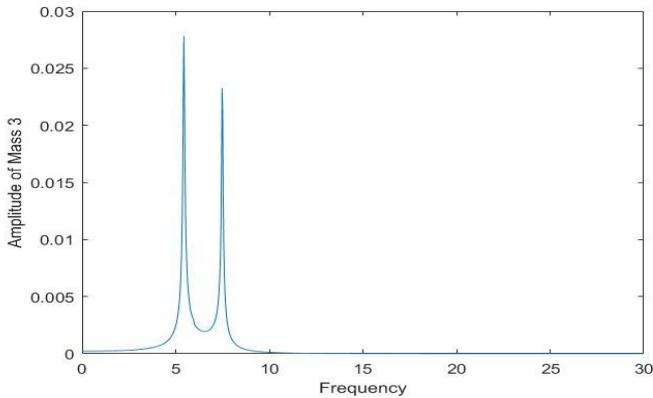
Bentuk grafik respon multi nodal untuk sistem dengan 2 derajat kebebasan memiliki pola respon di frekuensi natural 1 semakin besar rasio lebar jarak nodal terhadap pusat titik berat plat dan semakin mendekati pegas dengan koefisien kekakuan terendah maka RMS respon percepatan semakin besar. Sedangkan berdasarkan hasil simulasi pada sistem 2 derajat kebebasan yang dioperasikan pada frekuensi natural ke 2 sistem memiliki respon getaran terbesar pada nodal 1, 7, dan 8 sedangkan respon terendah pada nodal ke 11, 12 dan 13. Pergeseran titik terendah RMS pada natural frekuensi ini diakibatkan perbedaan amplitudo sehingga respon berpindah mendekati suspensi yang lebih kaku.



Gambar 4. 9 Grafik *surface* respon multi nodal untuk frekuensi natural 7.117 Hz (a) 2D *surface*, (b) 3D *surface*

#### 4.2.3 Respon percepatan getaran multi nodal sistem 3 DoF

Sistem dengan 3 derajat kebebasan tersusun dari massa yang disupport oleh suspensi dengan nilai koefisien kekakuan setiap suspensi berbeda. Nilai koefisien kekakuan pegas suspensi 1, 2, 3, dan 4 secara berturut-turut adalah 1896 N/m, 2510 N/m, 3311 N/m, dan 3956 N/m dalam kondisi ini maka respon getaran yang terjadi pada sistem yaitu pada arah translasi vertikal (*heave*), arah rotasi (*roll*) dan (*pitch*). Frekuensi natural yang dimiliki sistem dengan 3 derajat kebebasan juga sejumlah 3 buah yang ditunjukkan pada gambar 4.10, grafik *bode diagram* menggambarkan jumlah frekuensi natural yang terjadi pada sistem dan posisinya.

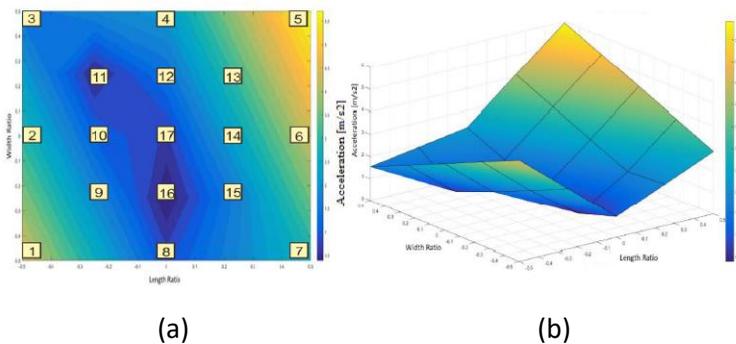


Gambar 4. 10 Bode diagram sistem 3 DoF

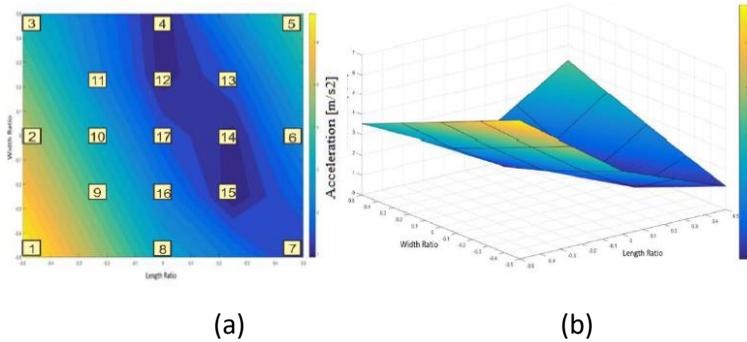
Berdasarkan pada gambar 4.10 terlihat ada 3 buah puncak grafik yang terletak pada frekuensi 5.435 Hz, 6.336 Hz, dan 7.477 Hz atau setara dengan 34.1491 rad/s, 39.8102 rad/s dan 46.9793 rad/s dimana frekuensi tersebut adalah frekuensi natural sistem. Amplitudo respon getaran terbesar grafik terdapat pada frekuensi natural pertama sistem sedangkan puncak ke 2 terlihat menurun dikarenakan nilai amplitudo respon terlalu rendah jika dibandingkan amplitudo pada puncak pertama.

Sistem 3 DoF memiliki respon yang berbeda pada setiap titik nodalnya, nilai respon getaran bergantung pada posisi nodal terhadap titik beratnya. Gambar 4.11 adalah grafik *surface* yang menunjukkan respon multi nodal pada plat dalam bentuk nilai RMS respon getaran yang diambil pada setiap frekuensi natural

pertama sistem. dari grafik didapatkan hasil bahwa nodal dengan posisi semakin mendekati suspensi dengan koefisien kekakuan terendah 1896 N/m memiliki RMS respon terbesar yaitu 5.9317 m/s<sup>2</sup>. Sedangkan RMS respon terendah 0.389 m/s<sup>2</sup> pada posisi nodal 16 yang mendekati pusat getar. Gambar 4.12 menunjukkan respon multi nodal sistem 3 DoF pada frekuensi natural ke 2 dengan hasil respon yang berbeda dimana respon tertinggi ada pada nodal 1 terbalik dengan hasil pada frekuensi natural 1 yang respon tertingginya pada nodal 5. Kedua grafik *surface* dan 3d mempunyai hasil yang berbeda pada masing-masing frekuensi natural.

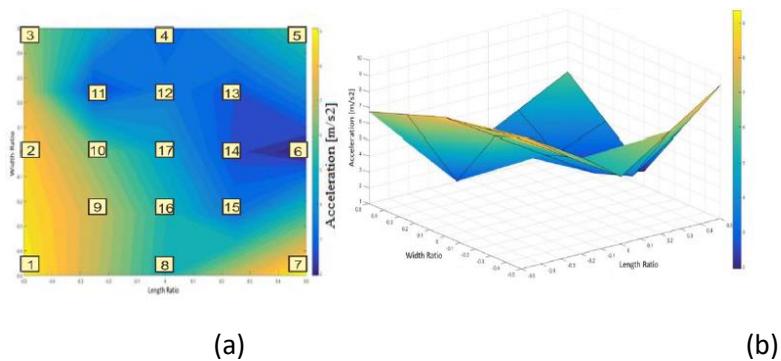


Gambar 4. 11 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 3 DoF pada frekuensi natural 5.435 Hz (a) 2D *surface* (b) 3D *surface*



Gambar 4. 12 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 3 DOF pada frekuensi natural 6.336 Hz (a) 2D *surface* (b) 3D *surface*

Pada frekuensi natural 3 gambar 4.13 RMS respon terbesar terdapat pada nodal 1, 2 dan 7 yang terletak mendekati pegas dengan koefisien kekakuan terbesar dan terendah pada sistem sedangkan RMS respon terendah pada posisi nodal 6 yang terletak tepat di tengah pegas 3 dan 4. Nilai respon terbesar pada frekuensi natural 3 pada nodal 1 adalah  $9.1559 \text{ m/s}^2$  dan yang terkecil pada nodal 6 adalah  $1.9418 \text{ m/s}^2$ .

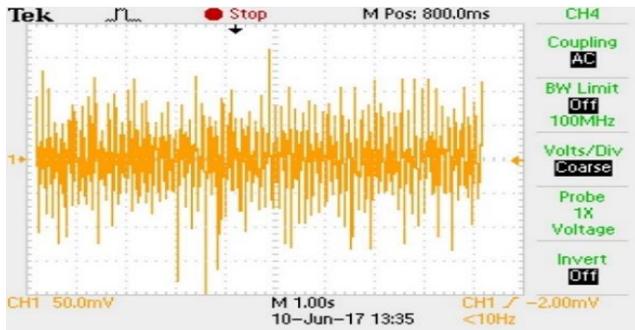


Gambar 4. 13 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 3 DoF pada frekuensi 7.477 Hz (a) 2D *surface* (b) 3D *surface*

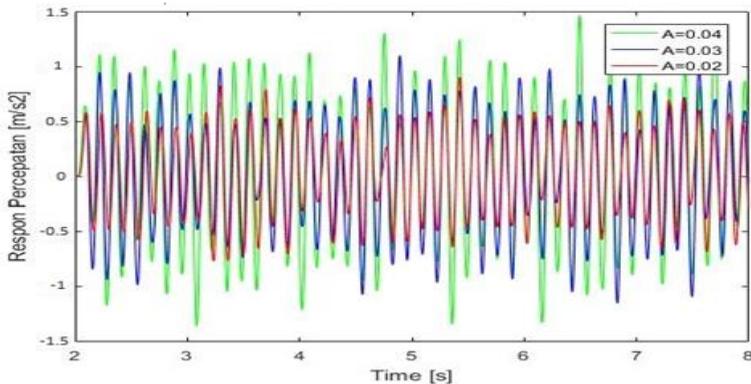
### 4.3 Analisa Eksperimen

Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* dan *digital oscilloscope* sebagai alat ukur voltase bangkitan yang dihasilkan oleh getaran dari sebuah sistem utama. Data yang diperoleh dari *Oscilloscope* tersimpan pada *flashdisk* yang terpasang pada *Oscilloscope*. Penelitian ini dilakukan dengan variasi amplitudo eksitasi yaitu 0.02 m, 0.03 m, dan 0.04 m, variasi lain yang akan dilakukan pada penelitian ini adalah mencari tahu pengaruh perubahan koefisien kekakuan pegas suspensi terhadap respon getaran translasi *heave*, rotasi *roll* dan *pitch*. Dalam penelitian respon getaran yang diamati saat di frekuensi operasional sama dengan frekuensi natural pertama sistem dan titik yang diamati adalah di 17 titik pada plat *exciter*. Pada setiap nodal di plat *exciter* tersebut di lakukan pengujian getar dengan 3 kali pengulangan untuk masing-masing variasi yang ditentukan. Data yang telah didapatkan seperti pada gambar 4.14 diolah dengan menggunakan *software* komputasi numerik untuk mendapatkan data dan grafik yang merepresentasikan getaran pada pengujian respon multi nodal plat *exciter*. Data yang diperoleh dipindah ke rekap data dalam bentuk *file excel* untuk selanjutnya di filter dengan menggunakan *filter tool* pada *software* komputasi.

Data yang telah difilter kemudian di *smoothing* agar grafik yang diperoleh dari *Oscilloscope* lebih mudah dianalisis seperti pada gambar 4.15.



Gambar 4. 14 Grafik keluaran *digital oscilloscope*



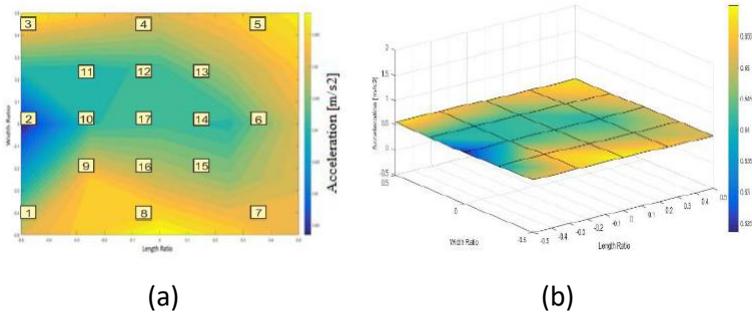
Gambar 4. 15 Grafik sinusoidal respon getaran hasil *filtering* dan *smoothing* pada 1 DoF

Data hasil eksperimen yang telah diolah menjadi bentuk grafik sinusoidal tahap selanjutnya adalah mencari setiap nilai

RMS grafik. Nilai RMS grafik ini nantinya akan dibandingkan dengan nilai pengujian yang lain tergantung pada posisi nodalnya sehingga dapat disajikan dalam bentuk grafik *surface* pada setiap nodal. Grafik ini akan menggambarkan besarnya respon getaran yang terjadi pada setiap posisi nodal ketika bergetar di frekuensi operasional mendekati frekuensi natural dari sistem. Grafik 4.15 menunjukkan bahwa pengaruh variasi amplitudo sumber getar terhadap respon percepatan getaran berbanding lurus, semakin besar amplitudo sumber getar maka amplitudo respon percepatan juga semakin besar.

#### **4.3.1 Sistem 1 Degree of Freedom**

Gambar 4.16 adalah grafik hasil plot RMS respon multi nodal pada sistem 1 derajat kebebasan dengan metode eksperimen. Pada grafik nilai respon di setiap nodal hampir mendekati sama dengan range nilai RMS diantara  $0.5235 \text{ m/s}^2$  sampai dengan  $0.5598 \text{ m/s}^2$  untuk variasi amplitudo eksitasi  $0.02 \text{ m}$ . Berdasarkan teori respon di setiap nodal seharusnya memiliki RMS nilai yang sama namun dari hasil metode eksperimen di setiap nodal didapatkan RMS nilai yang fluktuatif tapi masih dalam *range error* kurang dari 5% yaitu diantara  $0.5235 \text{ m/s}^2$  sampai dengan  $0.5598 \text{ m/s}^2$  dimana nilai pada saat simulai adalah  $0.5606 \text{ m/s}^2$ .



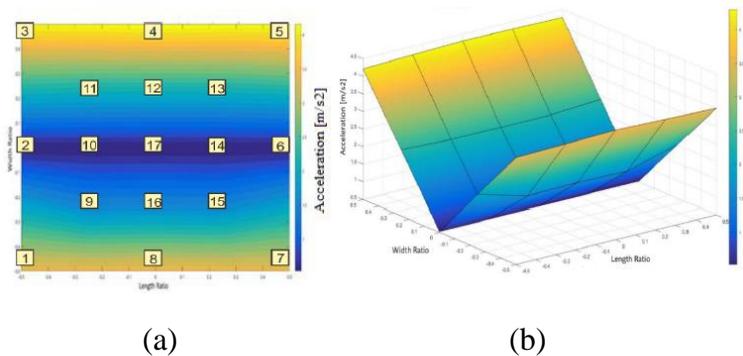
Gambar 4. 16 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 1 DoF

Perbedaan pada hasil eksperimen bisa terjadi karena adanya faktor yang tidak bisa dikontrol pada ketelitian alat ketika proses pengambilan data, kondisi pengamatan RMS yang fluktuatif sehingga menimbulkan respon getaran tidak dalam kondisi *steady*, ataupun bisa saja terjadi karena suspensi alat simulator memiliki koefisien redaman berbeda.

#### 4.3.2 Sistem 2 Degree of Freedom

Dari pengujian respon multi nodal dengan sistem 2 derajat kebebasan didapat hasil seperti gambar 4.17, grafik respon multi nodal membentuk bidang miring dengan posisi nodal 3, 4 dan 5 memiliki RMS respon terbesar dimana posisi nodal tersebut berimpit dengan suspensi pegas yang memiliki nilai koefisien kekakuan terkecil yaitu 2200 N/m. Sedangkan pada nodal 1, 7 dan 8 yang berimpit dengan suspensi pegas dengan nilai koefisien

kakuan terbesar yaitu 3311 N/m memiliki nilai RMS terkecil. Grafik *surface* 3D menunjukkan warna merah adalah daerah pada plat *exciter* yang memiliki RMS respon getaran terbesar sedangkan warna biru menunjukkan daerah dengan nilai RMS respon getaran terkecil.

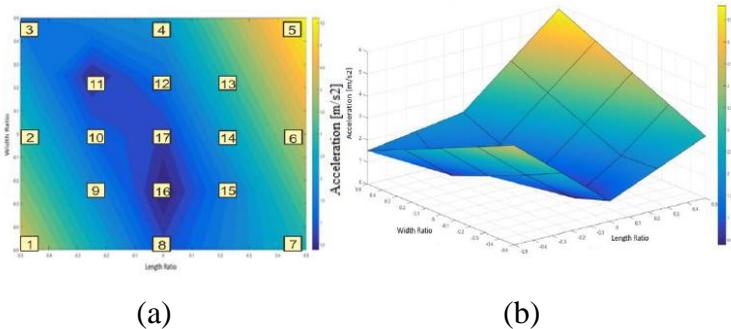


Gambar 4. 17 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 2 DoF

### 4.3.3 Sistem 3 Degree of Freedom

Hasil pengujian respon multi nodal pada sistem dengan 3 derajat kebebasan pada frekuensi kerja sama dengan frekuensi natural pertama sistem ditunjukkan pada gambar 4.18. Grafik respon multi nodal pada sistem 3 DoF menunjukkan warna yang berbeda pada setiap posisi nodal berbeda dengan hasil pengujian untuk sistem dengan 3 DoF. Pada grafik 4.18 ditunjukkan area yang

mempunyai respon percepatan getaran terbesar pada nodal 5 yang berdekatan dengan suspensi pegas dengan nilai koefisien kekakuan terkecil yaitu 1897 N/m. Sedangkan nilai RMS respon percepatan getaran terkecil pada nodal 16 yang berimpit dengan posisi suspensi pegas dengan nilai koefisien kekakuan terbesar yaitu 3956 N/m.



Gambar 4. 18 Grafik *surface* respon multi nodal sistem 3 DoF

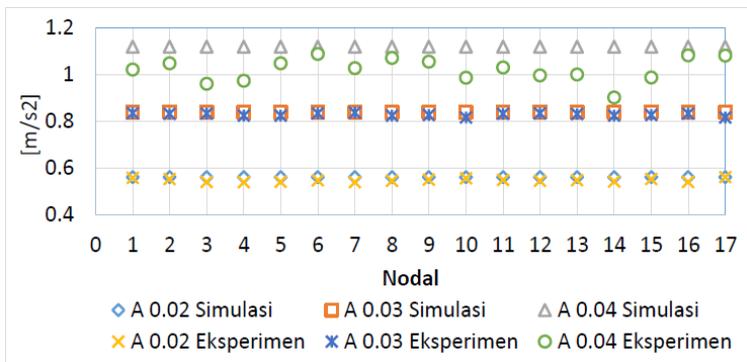
#### 4.4 Perbandingan *Trendline* Grafik RMS Respon Pemodelan dan Eksperimen

Dari 2 metode yang sudah dilakukan pada penelitian respon getaran multi nodal pada plat *mechanical vibration exciter* dengan variasi amplitudo eksitasi dan koefisien kekakuan suspensi pegas, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

Pengaruh perubahan variasi amplitudo eksitasi sumber getar pada respon getaran yang terjadi di setiap nodal adalah semakin besar amplitudo eksitasi maka nilai respon getaran juga semakin

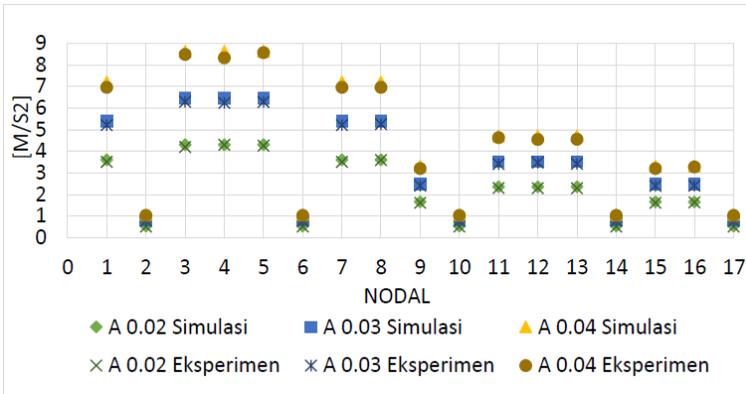
besar. Hasil tersebut dibuktikan dengan gambar 4.19 yaitu respon getaran pada sistem dengan 1 derajat kebebasan, begitupula untuk sistem dengan 2 dan 3 derajat kebebasan seperti gambar 4.20 dan 4.21. Pada grafik, garis *orange* adalah respon multi nodal dengan variasi amplitudo eksitasi 0.02 m, sedangkan garis kuning adalah respon multi nodal untuk variasi amplitudo eksitasi 0.03 m dan garis hijau adalah variasi amplitudo eksitasi 0.04 m.

Grafik respon multi nodal hasil pengujian pada sistem dengan 1 DoF dari gambar menampilkan nilai yang hampir seragam untuk setiap nodalnya. Hasil penelitian ini serupa dengan hasil simulasi yang dibuat dari teori gambar. Nilai trendline grafik hasil eksperimen fluktuatif untuk setiap variasi amplitudo eksitasi, namun kisaran nilai RMS cenderung sama untuk setiap nodalnya dengan rata-rata respon percepatan pada amplitudo eksitasi 0.02 m 0.03 m dan 0.04 m berturut turut sebesar  $0.5381 \text{ m/s}^2$ ,  $0.8143 \text{ m/s}^2$  dan  $1.064 \text{ m/s}^2$ . Hasil eksperimen untuk sistem 1 DoF sesuai dengan tinjauan teori yaitu respon getaran pada sistem dengan gerak translasi akan bernilai sama pada setiap titiknya.



Gambar 4. 19 Grafik RMS respon multi nodal Eksperimen Vs Simulasi pada sistem 1 DoF

*Trendline* grafik RMS multi nodal yang berbeda didapat pada pengujian dengan variasi nilai koefisien kekakuan pegas berbeda untuk suspensi bagian kanan ( $K_1$ ,  $K_3$ ) dan suspensi bagian kiri ( $K_2$ ,  $K_4$ ). Dengan nilai koefisien kekakuan berbeda menimbulkan getaran dengan 2 derajat kebebasan yaitu kearah translasi (*heave*) dan rotasi (*roll*). Respon getaran yang terjadi pada setiap nodal dapat diplot dan membentuk gambar 4., dengan kecenderungan trendline grafik sama. Namun terdapat sedikit perbedaan pada respon di nodal nomor 1, 4 dan 12 sedangkan pada hasil eksperimen nodal dengan RMS respon terendah adalah di nomor 2 dan 6. Namun perbedaan ini bisa terjadi di metode eksperimen karena faktor koefisien kekakuan pegas yang tidak persis identik antara suspensi di masing-masing ruas.

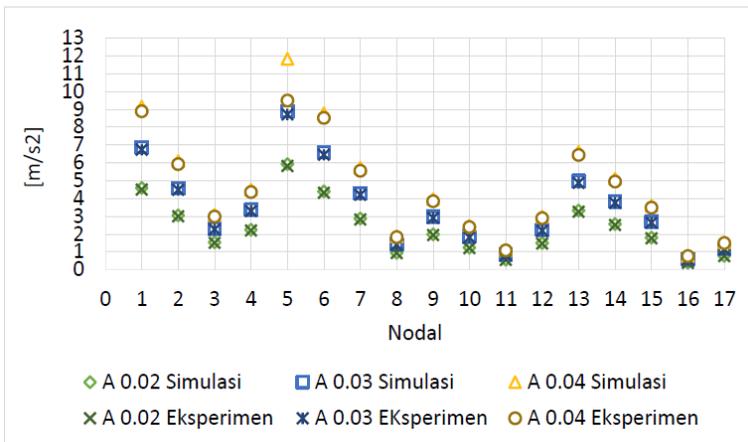


Gambar 4. 20 Grafik RMS respon multi nodal Eksperimen Vs Simulasi pada sistem 2 DoF

Respon percepatan geteran pada plat *exciter* dengan sistem 3 derajat kebebasan yang disebabkan nilai koefisien kekakuan di masing-masing suspensi pegas berbeda seperti pada gambar 4.21. Dari grafik perbandingan hasil simulasi dan eksperimen didapatkan trendline grafik yang mendekati sama yaitu *trendline* grafik menurun dari nodal 1 hingga mencapai nilai maksimum di nodal 3 kemudian nilai RMS grafik naik hingga mencapai titik tertinggi pada nodal 6 dan turun kembali hingga nodal 8, selanjutnya fluktuatif naik dan turun hingga nodal ke 17. Hasil yang berbeda terjadi pada nodal 5 dimana nilai eksperimen tidak dapat mencapai 10 m/s<sup>2</sup>, hasil ini bisa terjadi karena terjadinya *stroke* suspensi yang ada tidak dapat melebihi 10 m/s<sup>2</sup>. Akibat tidak

maksimalnya percepatan pada nodal 5 ini nodal 1 dan 6 juga mengalami perbedaan yang cukup signifikan dari hasil simulasi.

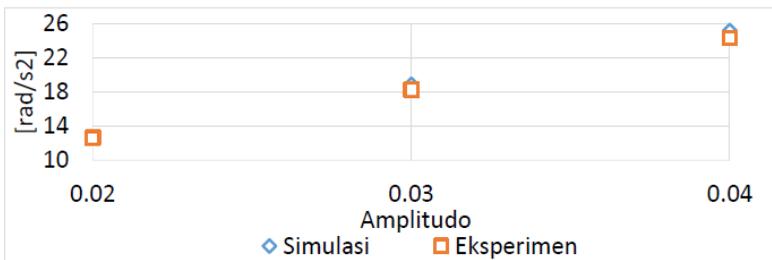
Dari penelitian respon multi nodal dengan metode simulasi dan eksperimen penulis dapat membandingkan pengaruh variasi amplitudo eksitasi terhadap respon percepatan sudut pada sistem *exciter* dengan 2 dan 3 derajat kebebasan. Sistem dengan 2 derajat kebebasan memiliki respon percepatan sudut dengan arah rolling. Pengaruh variasi amplitudo eksitasi terhadap respon percepatan sudut dapat dilihat pada gambar 4.22 untuk sistem 2 DoF dan pada grafik 4.23. untuk sistem dengan 3 DoF.



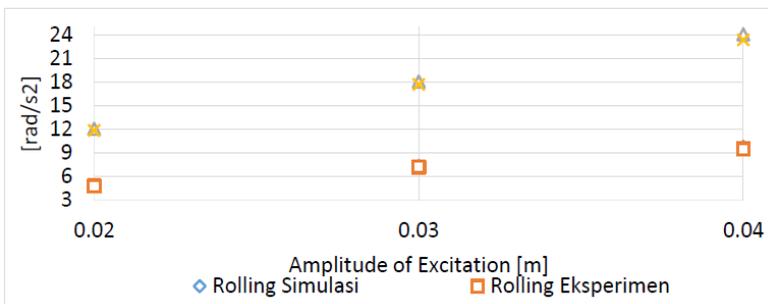
Gambar 4. 21 Grafik RMS respon multi nodal Eksperimen Vs Simulasi pada sistem 3 DoF

Dimana sistem dengan 3 DoF memiliki 2 buah respon percepatan sudut yaitu kearah *rolling* jika dilihat dari pandangan

depan sistem dan kearah *pitching* jika dilihat dari pandangan samping. Grafik hasil simulasi dan eksperimen memiliki trendline naik ditunjukkan pada grafik 4.23 *rolling* simulasi pada amplitudo eksitasi 0.02 m didapatkan RMS percepatan sudut 12.5817 m/s<sup>2</sup> dan terus naik secara linear hingga amplitudo eksitasi 0.04 m didapat RMS percepatan sudut 25.1627 m/s<sup>2</sup>. Hasil serupa juga didapat pada metode simulasi dan eksperimen untuk sistem 3 DoF.



Gambar 4. 22 Grafik respon percepatan sudut sistem 2 DoF



Gambar 4. 23 Grafik respon percepatan sudut sistem 3 DoF

Respon getaran dari hasil metode eksperimen dan simulasi pada *pitching* respon *angular acceleration* memiliki selisih yang kecil dengan nilai *error* 1.744%. Perbedaan hasil respon pada penelitian terdahulu bisa disebabkan oleh tidak *rigid*nya rangka *exciter* sehingga energi kinetik terbuang karena ikut bergetarnya rangka dan mekanisme motor penggerak sudah diatasi pada penelitian ini.

#### 4.5 Uji Validasi

Data hasil penelitian yang terkumpul diperoleh dari simulasi dan kuesioner eksperimen. Untuk data-data simulasi dan eksperimen terlebih dahulu diasumsikan homogen kemudian diolah dengan menggunakan metode validasi uji t berpasangan yang merupakan analisis data secara kuantitatif, Selanjutnya hasil olahan data statistik dibahas dalam pembahasan hasil penelitian yang merupakan analisis data secara kualitatif.

Hipotesis dari kasus ini dapat ditulis.

$$H_0 = \mu_1 - \mu_2 = 0$$

$$H_a = \mu_1 - \mu_2 \neq 0$$

Pada penelitian kali ini terdapat dua variable dimana variable pertama adalah hasil pemodelan (simulasi) dan variable kedua adalah hasil eksperimen. Hipotesis pertama adalah  $\mu_1$  dan  $\mu_2$  yang artinya tidak adanya perbedaan kedua variable atau validnya hasil eksperimen terhadap hasil simulasi dengan syarat

$t_{hit} < t_{tab}$ . Berikut adalah contoh perhitungan validasi pada nodal 1 eksperimen 1 DoF:

Nodal 1		
Simulasi	Eksperimen	Selisih
4.5859	4.556	0.0299
4.5859	4.5242	0.0617
4.5859	4.5359	0.05

$$\begin{aligned} var(s^2) &= \frac{1}{3-1} \left[ (0.0299^2 + 0.0617^2 + 0.05^2) - \frac{(0.0299+0.0617+0.05)^2}{3} \right] \\ &= 0.0002259 \end{aligned}$$

$$SD = \sqrt{var}$$

$$SD = \sqrt{0.0002259}$$

$$SD = 0.01609$$

$$t_{hit} = \frac{\bar{D}}{\frac{SD}{\sqrt{n}}}$$

$$t_{hit} = \frac{(0.0299 + 0.0617 + 0.05)/3}{\frac{0.01609}{\sqrt{3}}}$$

$$t_{hit} = 2.9121$$

$$t_{tabel} = 3.1824$$

$t_{hit} < t_{tab}$  sehingga pada nodal 1 eksperimen 1 DoF dikatakan gagal tolak atau  $H_0 = \mu_1 - \mu_2 = 0$  yaitu tidak adanya perbedaan signifikan antara pemodelan dengan eksperimen.

Setelah divalidasi pada seluruh nodal didapatkan hasil positif dimana dari semua percoba hanya ada tiga nodal yang ditolak saat validasi, dimana nilai simulasi ketiga nodal (1,5,6) tersebut adalah  $9.135 \text{ m/s}^2$ ,  $11.8381 \text{ m/s}^2$ , dan  $8.7747 \text{ m/s}^2$ . Sedangkan hasil eksperimennya mempunyai rata-rata nilai  $8.8587 \text{ m/s}^2$ ,  $9.4573 \text{ m/s}^2$ , dan  $8.4924 \text{ m/s}^2$ . Ditolaknya hasil validasi pada nodal 1, 5 dan 6 akibat terlalu tingginya nilai simulasi terhadap nilai eksperimen. Sistem mekanis pada prototipe alat simulator yang tidak mempunyai nilai stroke yang cukup juga menjadi salah faktor tidak tervalidnya hasil simulasi dan eksperimen.

Tabel 4. 1 Tabel validasi eksperimen terhadap simulasi

Validasi	Amplitudo	Gagal Ditolak
1 DoF	0.02	17
	0.03	17
	0.04	17
2 DoF	0.02	17
	0.03	17
	0.04	17
3 DoF	0.02	17
	0.03	17
	0.04	14

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian respon multinodal pada plat *mechanical vibration exciter* dengan metode simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan penulis didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah disempurnakan prototipe alat simulator getaran *mechanical vibration exciter* dengan menyempurnakan pemodelan serta mengganti bode yang lebih kokoh dan berat, agar memiliki *error* respon getaran yang kecil pada arah gerak translasi *heave* dan rotasi *rolling, pitching*.
2. Respon getaran multi nodal yang terjadi pada plat *exciter* dipengaruhi jarak nodal terhadap pusat titik berat massa *exciter*, semakin besar jarak nodal terhadap pusat titik berat maka RMS respon getaran juga semakin besar, pada sistem 3 DoF dengan amplitudo eksitasi 0.04 m dan rasio panjang dan lebar sebesar 0.5 didapatkan respon percepatan terbesar adalah 9.5007 m/s<sup>2</sup>.
3. Semakin besar amplitudo eksitasi menyebabkan respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang

dialami plat *exciter* juga semakin besar berdasarkan hasil simulasi dan eksperimen, variasi amplitudo eksitasi berpengaruh pada respon percepatan sudut *exciter* dengan arah respon heave *rolling* dan *pitching*, hasil eksperimen sistem 3 DoF dengan amplitudo eksitasi 0.04 m didapat respon percepatan terbesar untuk *heave*, *rolling* dan *pitching* secara berturut-turut adalah  $1.4988 \text{ m/s}^2$ ,  $9.5180 \text{ rad/s}^2$ , dan  $7.555 \text{ rad/s}^2$ .

4. Ketidaksamaan nilai koefisien kekakuan pegas pada sistem *exciter* berpengaruh pada jumlah derajat kebebasan sistem dan arah gerak respon getaran. Untuk sistem dengan koefisien kekakuan pegas bernilai seragam memiliki 1 DoF, sistem dengan koefisien kekakuan ruas kanan sama dengan ruas kiri memiliki 2 DoF, sedangkan untuk sistem untuk keempat nilai koefisien kekakuan berbeda maka memiliki 3 DoF.
5. Validasi respon getaran multi nodal pada 1, 2 dan 3 derajat kebebasan. Hasil validasi setiap derajat kebebasan yang berjumlah 17 nodal pada 1 dan 2 DoF adalah GAGAL TOLAK atau  $H_O = \mu_1 - \mu_2 = 0$  yang artinya tidak ada perbedaan antara hasil simulasi terhadap hasil eksperimen. Pada 3 DoF terdapat tiga nodal (1, 5 dan 6) yang DITOLAK atau  $H_a = \mu_1 -$

$\mu_2 \neq 0$  yang artinya adanya perbedaan. Perbedaan pada nodal 1, 5 dan 6 diakibatkan oleh *stroke* pada suspensi yang tidak dapat mencapai lebih dari percepatan  $10\text{m/s}^2$ .

## 5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan saran guna menyempurnakan penelitian selanjutnya mengenai respon getaran multi nodal sebagai berikut:

1. Penelitian ini dapat dilanjutkan dengan membandingkan analisa respon getaran sistem *exciter* untuk sumber eksitasi gaya rotating *unbalance*.
2. Penelitian ini dapat dilanjutkan dengan pengujian secara eksperimen dan simulasi respon multi nodal pada frekuensi natural ke 2 dan ke 3 dengan menggunakan sistem 3 DoF.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations* 4th ed., Singapore: Prentice Hall, 2004.
- [2] K. Arya, “Studi Pengaruh Penambahan *Torsional Vibration Absorber* Terhadap Respon Getaran pada Sistem Getar Rotasi Utama,” dalam *Vibrasi dan Sistem Dinamis*, 2016, pp. 1-50.
- [3] D. H. Myszka, *Machines and Mechanisms Applied Kinematic Analysis 4th-ed*, USA: Prentice Hall, 2012.
- [4] W. R. Efendy, “Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi Pasa Sistem Utama dan Energi Listrik yang Dihasilkan oleh Mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* Metode *Cantilever Piezoelectric* (CPVA),” 2016.
- [5] N. Anekar, “*Design and Testing of Unbalanced Mass Mechanical Vibration Exciter*,” *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. III, no. 08, 2014.
- [6] V. Arakelian, “*Design of Scotch Yoke Mechanisms with Improved Driving Dynamics*,” *J Multy Body Dynamics*, vol. 230, 2016.
- [7] L. J. O'Malley, “*Response of Structure to SDoF vs MDoF Vibration Testing*,” *Sandia National Laboratories*, 2016.

[8] A. Haq, “Studi Eksperimen Pengaruh Amplitudo Sumber Getar Pada Respon Getaran Multi Nodal *Plat Mechanical Vibration Exciter*”. 2017.

[9] Z. X. Yuan, “*Finite Element Model Updating of Damped Structures Using Vibration Test Data Under Base Excitation*” 2014.

[10] A. D. Deutschman, *Machine Design Theory and Practice*, USA: Macmillan Publishing Co.,inc, 1975.

## BIODATA PENULIS



**Nauval Adhytia** dilahirkan di Jakarta tanggal 11 Oktober 1995, merupakan anak tunggal dari bapak Subari dan ibu Triyanti. Penulis memulai pendidikan formalnya pada tahun 2000 di TK Al-Huda Jakarta Pusat. Setelah menyelesaikan jenjang TK, penulis melanjutkan pendidikan di SD Negeri 009 Johar baru (2001-2007), SMP Negeri 216 Jakarta Pusat (2007-2010) dan SMA Negeri Cahaya Madani Banten Boarding School (2010-2013). Setelah menyelesaikan pendidikan SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke tahap perguruan tinggi di S-1 Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Selama empat setengah tahun perkuliahan, selain fokus pada hal akademis, penulis juga aktif dalam organisasi dan kepanitiaan. Penulis pernah menjadi asisten praktikum mata kuliah Mekanika Getaran. Koordinator dana pada event Mechanical City 2016.

Sebagai bentuk aplikatif dari ilmu yang didapat semasa perkuliahan, penulis melaksanakan kerja praktik di PT Dow Indonesia selama satu bulan pada tahun kedua penulis.

Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email [adhytianauval@gmail.com](mailto:adhytianauval@gmail.com)