



TUGAS AKHIR - TM 141585

PEMODELAN DAN ANALISIS SIMULATOR GEMPA PENGHASIL GERAK TRANSLASI

TIARA ANGELITA CAHYANINGRUM
NRP 2113 100 075

Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS SIMULATOR GEMPA
PENGHASIL GERAK TRANSLASI**

TIARA ANGELITA CAHYANINGRUM
NRP. 2113100075

Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELLING AND ANALYSIS OF THE
EARTHQUAKE SIMULATOR WITH
TRANSLATIONAL MOTION OUTPUT**

TIARA ANGELITA CAHYANINGRUM
NRP. 2113100075

Advisory Lecturer
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS SIMULATOR GEMPA
PENGHASIL GERAK TRANSLASI**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

TIARA ANGELITA CAHYANINGRUM
NRP. 2113 100 075

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST, M.Eng (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA

JANUARI, 2017

PEMODELAN DAN ANALISIS SIMULATOR GEMPA PENGHASIL GERAK TRANSLASI

Nama : Tiara Angelita Cahyaningrum
NRP : 2113100075
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST., M.Eng.

ABSTRAK

Berdasarkan hasil rekaman 164 seismograf yang dipasang oleh Badan Meteorologi, Klimatologi, dan Geofisika (BMKG) di sejumlah wilayah Indonesia telah terjadi sebanyak 4394 kali gempa. Di antara ribuan gempa tersebut, tujuh di antaranya merupakan gempa yang menimbulkan kerusakan bangunan. Menurut Widjokongko, peneliti gempa dan tsunami Badan Pengkaji dan Penerapan Teknologi (BPPT) mengungkapkan bahwa saat ini pembangunan berbasis risiko gempa bumi belum menjadi acuan, padahal dari data kegempaan jelas frekuensinya di Indonesia sangat tinggi. Sehingga dibutuhkan alat yang mampu memrepresentasikan gempa bumi untuk menguji rancangan suatu bangunan yang mampu menahan beban gempa dan mengetahui respon dinamisnya. Alat yang biasanya digunakan pada pengujian struktur adalah meja getar. Meja Getar tersebut memrepresentasikan input dari gempa yang terjadi.

Mekanisme kerja alat uji gempa tersebut menggunakan sistem slider crank di mana gerakan meja getar berasal dari motor yang dihubungkan dengan slider crank.. Gerakan dari meja getar yang dijadikan input hanya gerak translasi. Untuk mengetahui respon dinamis dari alat uji tersebut dilakukan variasi amplitudo pada meja getar dari 5 mm, 10 mm, 15 mm dan 20 mm sehingga dapat ditentukan panjang jari-jari slider crank. Dari variasi tersebut didapatkan variasi gaya eksitasi yang bekerja pada motor dan meja getar. Gaya eksitasi yang bekerja pada motor berguna untuk menentukan merancang peredam pada bagian motor dan

foundation. Dimana untuk frekuensi gerak motor juga divariasikan sebesar 18.6 rad/s dan 25.2 rad/s. Untuk variasi gaya pada meja getar berguna untuk mendapatkan respon dinamis dari struktur bangunan.

Pada penelitian ini hasil yang dicapai yaitu alat uji gempa mampu beroperasi hingga frekuensi 74,6 rad/s dengan beban maksimum 50kg. Nilai redaman motor yang didapatkan besarnya 31876,145 $N \cdot s/m$. Gaya yang berkerja pada meja getar maksimum terjadi saat frekuensi terbesar dan pada panjang disc terbesar, dimana untuk panjang disc (r) dengan frekuensi 25,2 didapatkan gaya sebesar 73,71 N. Peningkatan nilai frekuensi dan nilai panjang disc r berbanding lurus dengan besarnya nilai respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan beban dan meja getar. Sedangkan untuk peningkatan nilai beban massa gedung berbanding terbalik dengan besarnya nilai respon dinamis perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada beban. Untuk respon dinamis dengan variasi beban pada meja getar relatif tidak membrikan efek sehingga dapat dikatakan bahwa meja getar dapat merepresentasikan beban gempa

Kata Kunci : Alat Uji Gempa, Meja Getar, Peredam Motor, Slider Crank.

MODELLING AND ANALYSIS OF THE EARTHQUAKE SIMULATOR WITH TRANSLATIONAL MOTION OUTPUT

Name : Tiara Angelita Cahyaningrum
NRP : 2113100075
Department : Teknik Mesin ITS
Advisory Lecturer : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST., M.Eng.

ABSTRACT

According on the result of 164 seismograph recordings BMKG (Badan Meterologi dan Klimatologi) in some locations of Indonesia have occured 4394 times earthquake. Among the thousand of the earthquake, seven of them cause damage to buildings. According on the statement of Widjokongko the earthquake reasearcher of BPPT (Badan Pengkaji dan Penerapan Teknologi) said that the construction based on the risk of the earthquake have not being reference even though Indonesia has high rate frequency of seismic. So that we need to design the earthquake simulator to simulate and represent the earthquake on the building structure. The earthquake simulator supported by the shaking table to represent the earthquake that is bale to know the dynamic response.

The earthquake simulator using the slider crank mechanism that suppoted by motor to vibrate the shaking table. The output motion of the earthquake simulator is translation output. The dynamic responses are determined by the variation of output amplitude which are 5 mm, 10 mm, 15 mm, and 20 mm. The amplitude used to design the radius of the disc. The variation can be determine the excitation force as the input of shaking table. The excitation force used to determine the damper of the motor based on the base isolation system. The input frequency are 18.6 rad/s and 25.2 rad/s. The excitation force used to determine the dynamic response of the building structure.

In this study, the earthquake simulator has capability to operate with maximum frequency 74,6 rad/s with maximum load is 50 kg. The value of damper motor is 31876,145 N.s/m. The maximum of force excitation in frequency 25.2 rad/s is 73,71 N. Increasing of the frequency and radius disc equivalent with the response of displacement, velocity and acceleration of building and shaking table. While, the increasing value of load not equivalent with the dynamic response of building but for the shaking table the increasing of load not effect the dynamic response so it means that this shaking table can represents the earthquake.

Key word : Earthquake Simulator, Motor Damper, Shaking Table, Slider Crank

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan atas kehadiran dan rahmat Allah SWT yang telah melimpahkan kasih, pertolongan dan hidayah-Nya sehingga saya dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **“Pemodelan dan Analisis Simulator Gempa Bumi Penghasil Gerak Translasi”**. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Saya menyadari bahwa dalam penyusunan tugas akhir ini telah banyak pihak yang membantu. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. **Bapak Loso dan Ibu Lulik** selaku orang tua yang dengan sepenuh hati membimbing dan menyangi dari lahir hingga sekarang.
2. **Sujianto, Sri Wahyuni, Rumiani, dan Isrikah** selaku saudara kandung yang tak henti-hentinya mendukung semua impian dan selalu ada setiap saat.
3. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.** selaku dosen pembimbing yang begitu luar biasa membimbing sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.
4. **Prof. Dr. Ing. Ir. Suhardjono, M.Sc.,** selaku dosen favorit yang selalu menjadi teladan.
5. **Vivien Suphandali, ST, ME, PhD.** Selaku dosen wali yang selalu memberikan saran terbaik setiap semester.
6. **M56**, angkatan yang sangat saya cintai yang menjadi rumah terindah saya selama di kampus, rumah yang selalu saya rindukan.
7. **Smart Ladies**, para wanita Teknik Mesin 2013 yang begitu hebat yang cerita-ceritanya selalu berhasil membuat saya bahagia. Semoga kalian lekas mendapatkan jodoh terbaik.
8. **ULAR** yang terdiri dari **Shofia, Ulfah, Erik, Wayan, Sarbo, Ami**, para wanita yang setia menemani sarapan di

warung emak, menggalau, bercerita, dan yang telah bagian yang tak terlupakan di kehidupan kampus. Kalian semoga segera menyusul di kehidupan pasca kampus.

9. **Wayan Eka Ksamawati**, yang telah membantu pengerjaan tugas akhir ini. Semoga sukses bersama *gyroscope*.

10. **Anggita Cupita, Ayu Ajo, Harlistata Ita**, yang selalu menjadi pelarian untuk mencari jawaban akan ke Gundahan hati, tempat curhat dan tempat menginap beberapa hari.

11. **Para lelaki luar biasa M56**, untuk yang pernah membuatku jatuh hati **2113100043**, untuk **Anak-anak Markas Sapu Angin**, terutama sang ahli *welding* **Sutris**, yang setia menemani makan malam **Aan**, yang selalu nebengi **Haqqur**, yang hampir menjadi teman 3,5 tahun **Angga**, yang selalu galau **Joko** dan yang wajahnya *baby face* **Annas Bokir** yang selalu membelikan obat ketika aku sakit, **Uyab** yang petuahnya selalu aku jaga, **Nino** dengan sejuta akal cerdasnya, **Welly** yang selalu update dengan berita, **Dika** yang setiap menunggu lab desain, **Diastanto my handphone-zone** dan **Abel** ular kesayangan.

12. **Kelompok SC 3 POROS** yang begitu luarbiasa saat tahun pertama semoga kita selalu sukses.

13. **Himpunan Mahasiswa Mesin 2014/2015**, untuk semua fungsionaris dan staff, terutama untuk Departemen Organisasi, **Mas Zikh, Mbak Rachma, Mas Doni, Faisal, Mas Fian, Mas Tembre**, dan rekan sesama staff **Firman Tukul, Luthfan Pencot, dan Aqil Qomer**.

14. **Himpunan Mahasiswa Mesin 2015/2016**, untuk Kabinet Jangan Lupa Bahagia, kalian selalu ada dihatiku. Untuk staff-staffku yang begitu luar biasa terutama **Adek Hafizh, Rachma, Yolanda, Ipul, Tam, Izda, Ucha, Windhu, Faizal, Satrio, Engra, Juliandito**.

15. **Tim Pemandu KOMPAS Mesin**, terimakasih telah menjadi tim yang luar biasa, selalu lengkap dan kompak. Untuk **Firman, Anggita, Shofia, Fiky, Afif, dan Alawy**

semoga kita selalu tampil luar biasa dalam segala jenis pelatihan LKMM.

16. **Tim Pemandu Merah Mesin**, terimakasih atas segala ilmu yang luar biasa, segala canda tawanya terutama untuk **ATLAS M55, Mbak Bella, Mbak Selvi, Mbak Valya, Mas Ulul, Mas Vrista, Mas Rizal, Mas Punjung, Mas Mario, Mas Amri**. Untuk **AMPLAS M54, Mas Ari, Mas Joenta, Mbak Nazilah, Mas Iqbal, Mas Iga, Mas Kibar, Mbak Ofi, Mbak Farida**. Untuk **KIPAS M53, Mbak Dewi, Mbak Puput, Mbak Nava, Mas Dhaffi, dan Mas Galih**. Untuk **IKHLAS M57, Amanda, Alik, Linda, Rachma, Gembel, Billy, Egy, Maulika, dan Beril**. Untuk **Andalas M58, Tegar, Devinda, Rossi dan Azhar**.

17. **Senior** angkatan M52, M53, M54, M55 terutama untuk para teladanku di mesin **Mas Samid M52, Mas Dhaffi M53, Mbak Alfina M53, Mas Joenta M54, Mas Alif M55, dan Mas Fitroh M55**.

18. **Junior** angkatan M57, M58, M59 terutama **adek-adek Himpunan, Cimot M57, Wawan M57, Ibra M57, Maul M57, Cahyo M57, Alit M57, Dila M57, Dani M57, Anto M57, Wibi M57, Tamara M58, Deasy M58**, dan semua adek-adekku yang sangat kreatif dan membanggakan.

19. **Tim Futsal Teknik Mesin 2014-2016**, terimakasih telah memberikan banyak pembelajaran selama menjadi manager kalian, terutama untuk **Fridam** sang partner, **Mas Deva**, dan pelatih **Ucep M52**.

20. **Tim Pemandu KOMPAS FTI**, yang begitu luar biasa yang selalu menjaga teguh *tagline* “FTI Bersatu, ITS Maju”.

21. Tim Fasilitator LKMM TM 2016 **Farmasi, Fandi SI, Alief TI, Egar D4 Sipil, Sukron Tekkim, Rizal Kimia, Dian TC, Lusi Siskal, Shailla Tekla, Zeniar Tekla, Zizi Tekkim, dan Kokom Geomat**. Teruntuk **Tim Pemandu Reformasi** terimakasih telah menjadi tempat belajar untuk mengabdikan di KM ITS.

22. **Tim Pemandu Berarti** dan **Pemberi Arti KM ITS** yang telah memberikan banyak ilmu tentang organisasi.
23. **Bakor BEM ITS 2015/2016** yang menjadi tempat untuk belajar dan mengabdikan di bidang LKMM untuk KM ITS.
24. **Ades TI** dan **Dhira Statistika** teman kos muslimah yang memutuskan pindah, sukses untuk kita semua.
25. Suporter dalam kehidupan kampus, **karyawan Teknik Mesin, karyawan ITS, SKK ITS, Ibu Kos** yang galak namun bikin kangen, **Pedagang Keputih Gebang Mulyosari, Warkop, dan Surabaya** kota yang membuatku bahagia.
26. Untuk para **Ilmuan** yang begitu berjasa dalam dunia Teknik Mesin yang ilmunya selalu mengalir disetiap insan Teknik Mesin. Untuk para penemu **Software Microsoft, Matlab**, dan penemu **Google** yang telah memberikan kontribusi luar biasa di dunia.
27. Untuk **BidikMisi** dan **Rakyat Indonesia** yang telah mewujudkan impian saya untuk dapat berkuliah di Kampus Negeri yang luar biasa ini.
28. Untuk **Institut Teknologi Sepuluh Nopember**, tiada kata yang indah selain, saya mencintaimu almamaterku.
29. Untuk **Sahabat Pena** yang jauh di belahan dunia **Busra** dari Turki dan **Heda** dari Russia terimakasih untuk surat-surat yang menggugah semangat.
29. Untuk semua pihak yang pernah memiliki kesempatan untuk hadir di kehidupan saya, terimakasih banyak.

Penulis sadar bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu, penulis terbuka terhadap kritik dan saran. Diharapkan tugas akhir ini dapat berguna bagi pihak-pihak yang menggunakan.

Surabaya
Januari 2017

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	5
2.1 Simulator Gempa Bumi.....	5
2.2 Getaran	12
2.3 Peredam.....	14
2.4 Mekanisme Gerak Piston.....	16
2.5 Perhitungan Motor.....	18
2.6 <i>Force Transmissibility</i>	18
• <i>Motion of Base</i>	18
2.7 <i>Displacement Transmissibility</i>	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	23
3.1 Diagram Alir Penelitian	23
3.2 Tahap Studi Literatur	25

3.3	Pemodelaan Fisik Simulator Gempa Penghasil Gerak Translasi	26
3.4	Perancangan Dimensi pada Mekanisme <i>Slider Crank</i> (Engkol)	27
3.5	Persamaan Matematis Sistem Penggerak Mekanisme <i>Slider Crank</i> (engkol) dengan Variasi Amplitudo dan Frekuensi	28
3.6	Analisis Sistem Penggerak Mekanisme <i>Slider Crank</i>	32
3.7	Analisis Peredam pada Motor Penggerak	32
3.8	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Gerak dari Alat Uji Gempa dengan Input Gerak Translasi	33
3.9	Pembuatan Blok Simulasi	34
3.10	Analisis Grafik Respon Dinamis Alat Uji Gempa dengan Input Gerak Translasi	35
BAB IV PEMODELAN SISTEM		37
4.1	Pemodelan Alat Uji Gempa	37
4.2	Penurunan Persamaan <i>Slider Crank</i>	38
4.3	Penurun Persamaan Dinamis	40
4.4	Perumusan Frekuensi Natural Sistem	42
4.5	Penurunan Persamaan Redaman pada Motor	43
4.6	Blok Diagram	45
BAB V ANALISIS HASIL DAN PEMBAHASAN		47
5.1	Respon Dinamis Input Gaya pada <i>Shaking Table</i>	47
5.2	Respon Dinamis <i>Shaking Table</i> dengan Variasi Panjang <i>Disc</i> (r) untuk Massa Beban ($M_L = 10$ kg) dan Frekuensi ($\omega = 18,6$ rad/s)	49
5.3	Respon Dinamis Beban dengan Variasi Panjang <i>Disc</i> (r) untuk Massa Beban ($M_L = 10$ kg) dan Frekuensi ($\omega = 18,6$ rad/s)	51

5.4	Respon Dinamis <i>Shaking Table</i> dengan Variasi Massa Beban (M_L) dengan Panjang $r=0,0025$ m dan Frekuensi $\omega=18,6$ rad/s	53
5.5	Respon Dinamis Beban dengan Variasi Variasi Massa Beban (M_L) dengan Panjang $r=0,0025$ m dan Frekuensi $\omega=18,6$ rad/s	55
5.6	Respon Dinamis <i>Shaking Table</i> dengan Variasi Frekuensi (ω) dengan Massa Beban (M_L)=10 kg dan Panjang $r= 0,0025$ m	57
5.7	Respon Dinamis Beban dengan Variasi Frekuensi (ω) dengan Massa Beban (M_L)=10 kg dan Panjang $r= 0,0025$ m	59
5.8	RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Panjang r pada <i>Shaking Table</i> dengan Massa Beban (M_L)= 10 kg dan 50 kg	61
5.9	RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Panjang r pada Beban dengan Massa Beban (M_L)= 10 kg dan 50 kg	63
5.10	RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Massa Beban (M_L) pada <i>Shaking Table</i>	64
5.11	RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Massa Beban (M_L) pada Beban	65
BAB VI PENUTUP		67
6.1	Kesimpulan	67
6.2	Saran	68
DAFTAR PUSTAKA		69
BIODATA PENULIS		

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Simulator Gempa Bumi dengan Skala Besar ...	5
Gambar 2.2 Simulator Gempa <i>Outdoor</i>	6
Gambar 2.3 Simulator Gempa Bumi dengan Skala Kecil....	7
Gambar 2.4 Respon simpangan struktur dengan isolator-1 akibat percepatan dasar gempa El Centro N-S: (a) DOF-1, (b) DOF-2, (c) DOF-3	7
Gambar 2.5 Respon simpangan struktur dengan isolator-2 akibat percepatan dasar gempa El Centro N-S: (a) DOF-1, (b) DOF-2, (c) DOF-3	8
Gambar 2.6 Respon simpangan struktur dengan isolator-3 akibat percepatan dasar gempa <i>El Centro N-S</i> : (a) DOF-1, (b) DOF-2, (c) DOF-3	9
Gambar 2.7 Alat simulator gempa dari percobaan Benyamin	9
Gambar 2.8 Pemodelan fisik simulator gempa bumi dengan mekanisme <i>slider crank</i>	10
Gambar 2.9 Contoh sederhana dari sistem <i>free vibration with damping</i>	12
Gambar 2.10 Contoh sederhana dari sistem <i>forced vibration with damping</i>	13
Gambar 2.11 Sistem Getaran <i>Single Degree of Freedom</i> ..	14
Gambar 2.12 Sistem Getaran <i>Multi Degree of Freedom</i> ...	14
Gambar 2.13 Diagram <i>Stress-Strain</i>	15
Gambar 2.14 Mekanisme Engkol.....	16
Gambar 2.15 <i>Force Transmissibility</i> untuk <i>Motion of Base</i>	18

Gambar 2.16 <i>Machine and resilient member on rigid foundation</i>	19
Gambar 2.17 <i>Force Transmissibility</i> untuk <i>Base Isolation</i> 20	
Gambar 2.19 <i>Displacement transmissibility for Base Isolation of Rigid Foundation</i>	22
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian tugas akhir	24
Gambar 3.2 Pemodelan Fisik Alat Uji Gempa (a) tampak depan , (b) tampak samping	26
Gambar 3.3 Diagram alir penentuan panjang r dengan variasi amplitude 5 mm, 10 mm, 15 mm, dan 20 mm	27
Gambar 3.4 Diagram alir proses persamaan matematis dari sistem penggerak mekanisme engkol dengan variasi amplitudo 0.005 m dan frekuensi.....	28
Gambar 3.7 Diagram alir proses persamaan matematis dari sistem penggerak mekanisme engkol dengan variasi amplitudo 0.02 m dan frekuensi.....	31
Gambar 3.8 Mekanisme pada <i>Slider Crank</i>	32
Gambar 3.9 Diagram Alir Peredam pada Motor Penggerak	33
Gambar. 3.10 Model Matematis Alat Uji Gempa	34
Gambar 3.11 Diagram Alir Simulasi Respon Dinamis.....	35
Gambar 4.1 Pemodelan Fisik Alat Uji Gempa (a) tampak depan , (b) tampak samping, (c) disc	37
Gambar 4.2 Pemodelan Matematis Alat Uji Gempa.....	38
Gambar 4.3 Mekanisme <i>Slider Crank</i>	38
Gambar 4.4 <i>Free Body Diagram</i> pada link A-B	38
Gambar 4.5 <i>Free Body Diagram</i> pada link B-C	39

Gambar 4.6 <i>Free Body Diagram</i> pada link B-C.....	39
Gambar 4.7 <i>Free Body Diagram</i> pada Motor Penggerak .	40
Gambar 4.8 <i>Free Body Diagram</i> pada <i>Shaking Table</i>	41
Gambar 4.9 <i>Free Body Diagram</i> pada Beban	41
Gambar 4.10 Gaya berat sistem	43
Gambar 4.11 Blok Diagram Alat Uji Gempa.....	45
Gambar 4.12 Blok Diagram <i>Subsystem</i> nilai F_0	46
Gambar 4.11 Blok Diagram <i>Subsystem</i> sudut β	46
Gambar 5.1 Grafik Input Gaya dengan Variasi panjang disc (r) pada $\omega=18,6$ rad/s.....	48
Gambar 5.2 Grafik Input Gaya dengan Variasi frekuensi ω dengan panjang $r = 0,01$ m.....	48
Gambar 5.3 Mekanisme <i>Slider Crank</i>	49
Gambar 5.4 Respon Dinamis pada <i>Shaking Table</i> (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi r	50
Gambar 5.5 Respon Dinamis pada Beban (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi r	52
Gambar 5.6 Alat Uji Gempa	53
Gambar 5.7 Respon Dinamis pada <i>Shaking Table</i> (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi massa beban.....	54
Gambar 5.8 Respon Dinamis pada beban (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi massa beban.....	56
Gambar 5.9 Mekanisme <i>Slider Crank</i>	57

Gambar 5.10 Respon Dinamis pada <i>shaking table</i> (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi frekuensi	58
Gambar 5.11 Respon Dinamis pada beban (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi frekuensi	60
Gambar 5.13 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada <i>shaking table</i> terhadap variasi r dengan Massa Beban 50 kg	62
Gambar 5.14 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada beban terhadap variasi r dengan Massa Beban 10 kg	63
Gambar 5.15 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada beban terhadap variasi r dengan Massa Beban 50 kg	64
Gambar 5.16 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada <i>shaking table</i> terhadap variasi massa beban	65
Gambar 5.17 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada beban terhadap variasi massa beban	66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Respon untuk rumah bola berbentuk silinder belah pada frekuensi meja getar (18.6 rad/s)	10
Tabel 2.2 Respon untuk rumah bola berbentuk silinder belah pada frekuensi meja getar $\pm 240 \text{ cpm}$ ($\pm 25.2 \text{ rad/s}$)	11
Tabel 2.3 Respon untuk rumah bola berbentuk setengah bola pada frekuensi meja getar $\pm 18,6 \text{ rad/s}$	11
Tabel 2.4 Respon untuk rumah bola berbentuk setengah bola pada frekuensi meja getar $\pm 240 \text{ cpm}$ ($\pm 25.2 \text{ rad/s}$)	12
Tabel 2.5 Properti Bantalan Karet.....	16
Tabel 3.1 Nilai Parameter.....	34
Tabel 5.1 Variasi panjang r berdasarkan input amplitudo .	49

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan salah satu negara di dunia yang sering mengalami gempa bumi. Berdasarkan hasil rekaman 164 seismograf yang dipasang oleh Badan Meteorologi, Klimatologi, dan Geofisika (BMKG) di sejumlah wilayah Indonesia telah terjadi sebanyak 4394 kali gempa. Di antara ribuan gempa tersebut, tujuh di antaranya merupakan gempa yang menimbulkan kerusakan bangunan. Beberapa kejadian gempa bumi yang berasal dari gempa tektonik maupun vulkanik sering kali meninggalkan dampak yang cukup besar. Dampak tersebut dapat berupa gunung meletus, tsunami, dan kerusakan infrastruktur dan bangunan. Sehingga setiap bangunan di Indonesia harus dirancang tahan terhadap beban gempa yang dapat menyebabkan keruntuhan. Hal ini mengakibatkan semakin pentingnya mempelajari masalah struktur bangunan agar mampu menahan beban dinamik yang berupa beban gempa

Pengetahuan akan beban dinamik dan respon suatu struktur diperlukan untuk meningkatkan kualitas bangunan yang berada di daerah rawan gempa. Bangunan tersebut harus dirancang tahan terhadap gempa. Respon struktur tersebut berupa respon perpindahan suatu bangunan bila dikenai beban gempa. Bila bangunan tersebut mempunyai banyak lantai maka setiap lantai mempunyai respon perpindahan dan frekuensi natural yang berbeda-beda. Oleh karena itu pengetahuan akan efek dari gempa terhadap beberapa kasus struktur bangunan sangat diperlukan. Hal ini mendorong perlunya sistem perancangan yang matang mengenai struktur bangunan yang akan dibangun di daerah rawan gempa seperti Indonesia. Menurut Widjokongko, peneliti gempa dan tsunami Badan Pengkaji dan Penerapan Teknologi (BPPT) mengungkapkan bahwa saat ini pembangunan berbasis risiko gempa bumi belum menjadi acuan, padahal dari data kegempaan jelas frekuensinya di Indonesia sangat tinggi.

Berdasarkan hal tersebut di atas, permasalahan yang masih harus dianalisa dan dijawab adalah bagaimana mengetahui respon suatu struktur terhadap beban gempa. Sehingga dibutuhkan alat yang mampu merepresentasikan gempa bumi untuk menguji dan mengetahui rancangan suatu bangunan yang mampu menahan beban gempa dan respon dinamisnya. Alat tersebut digunakan sebelum struktur bangunan tersebut diaplikasikan pada kehidupan nyata di lapangan. Maka dibuatlah tugas akhir ini dengan judul “Pemodelan dan Analisis Simulator Gempa Bumi Penghasil Gerak Translasi”.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut

:

1. Bagaimana pengaruh perubahan frekuensi dan amplitudo meja getar terhadap mekanisme *slider crank* ?
2. Bagaimana pengaruh perubahan gaya eksitasi pada simulator gempa terhadap besar gaya redam motor terhadap *base*?
3. Bagaimana respon dinamis simulator gempa dengan mekanisme *slider crank* terhadap variasi gaya eksitasi dan beban struktur?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui pemodelan dan analisis perubahan frekuensi dan amplitudo meja getar terhadap mekanisme *slider crank*.
2. Mengetahui nilai redaman pada motor berdasarkan variasi gaya eksitasi agar gaya yang ditransmisikan tidak merusak *base*.
3. Memodelkan dan menganalisa respon dinamis simulator gempa dengan mekanisme *slider crank* terhadap variasi gaya eksitasi dan beban struktur

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapat dari jurnal
2. Sistem penggerak dengan mekanisme *slider crank* digerakkan dengan motor.
3. Panjang lengan engkol (l) dianggap konstan
4. Motor dihubungkan dengan rantai / *base* menggunakan sambungan mur dan baut untuk mendapatkan kekakuan sambungan sebagai representasi kekakuan motor ^[5]
5. Gaya yang terjadi pada sistem hanya gaya horizontal, gaya pada arah lain diabaikan.
6. Dimensi beban struktur diabaikan, pemodelan pada struktur beban dianggap satu massa utuh.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Pemodelan dapat digunakan sebagai referensi bilamana tugas akhir ini dilanjutkan sebagai rancang bangun alat uji gempa bumi.
2. Analisis ini dapat digunakan untuk acuan besar beban struktur yang diuji terhadap ketahanan alat uji dengan pondasi
3. Pemodelan ini dapat digunakan sebagai acuan pemberian variasi beban gempa terhadap struktur untuk pengujian kekuatan struktur sipil.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Simulator Gempa Bumi

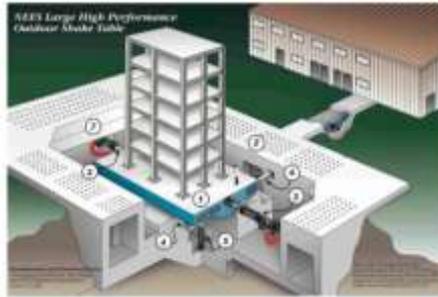
Simulator gempa bumi yang biasanya digunakan untuk mengetahui respon suatu struktur bangunan terdiri dari suatu meja getar dan penggerak seperti motor maupun aktuator hidrolik. Simulator gempa tersebut didesain dalam skala besar dan kecil. Skala besar digunakan untuk benar-benar mengetahui respon struktur bangunan terhadap *input* eksitasi gempa. Struktur bangunan yang biasanya diuji adalah struktur kerangka beton gedung yang memiliki banyak lantai.



Gambar 2.1 Simulator Gempa Bumi dengan Skala Besar

Pada penelitian yang dilakukan oleh Joel P. Conte pada 2004 simulator gempa yang digunakan diletakkan di luar ruangan^[4]. Kapasitas dari simulator tersebut mencapai 200 MN. Penggerak simulator tersebut menggunakan aktuator hidrolik dengan rentan

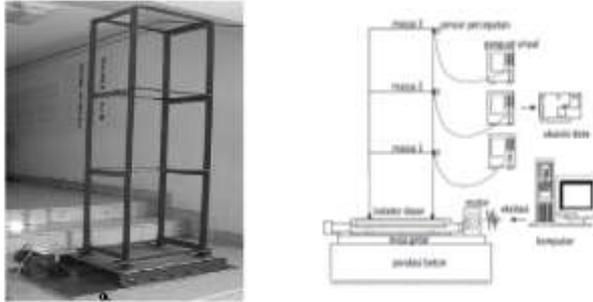
frekuensi yang dihasilkan sekitar 0-20 Hz. Material yang digunakan untuk meja getar adalah baja.



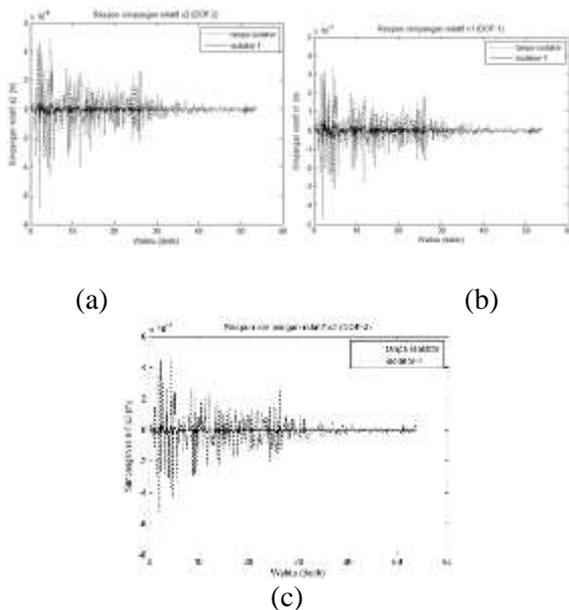
Gambar 2.2 Simulator Gempa *Outdoor*

Sedangkan untuk simulator gempa bumi skala kecil digunakan untuk menguji skala kecil yang berguna untuk mengetahui respon struktur terhadap beban seismik. Pada penelitian Herlien dkk, 2012 ^[1] yang berjudul “*Pengembangan Sistem Isolasi Seismik pada Struktur Bangunan yang Dikenai Beban Gempa sebagai Solusi untuk Membatasi Respon Dinamik*” alat uji gempa yang digunakan menggunakan mekanisme *slider crank* seperti yang terlihat pada gambar 2.2 . Alat uji gempa tersebut menerapkan mekanisme sederhana mengingat struktur bangunan yang ingin dianalisa dalam skala kecil. Alat uji gempa dengan menggunakan mekanisme *slider crank* memanfaatkan panjang radius (r) disc motor dan lengan (l) untuk mendapatkan gaya yang bekerja pada meja getar serta gaya yang harus ditransmisikan dari motor ke lantai (*base*). Prinsip analisis getaran pada simulator gempa ini berbeda-beda tergantung bagiannya. Pada bagian antara struktur beban dan meja getaran menggunakan prinsip *motion of base* sedangkan pada bagian antar motor dan lantai (*base*) menggunakan prinsip *base isolation*. Input getaran yang diberikan pada alat uji gempa ini adalah *sinusoidal* karena gelombang gempa yang terjadi merupakan gelombang sinusoidal. Getaran dari meja getar menghasilkan gerak translasi.

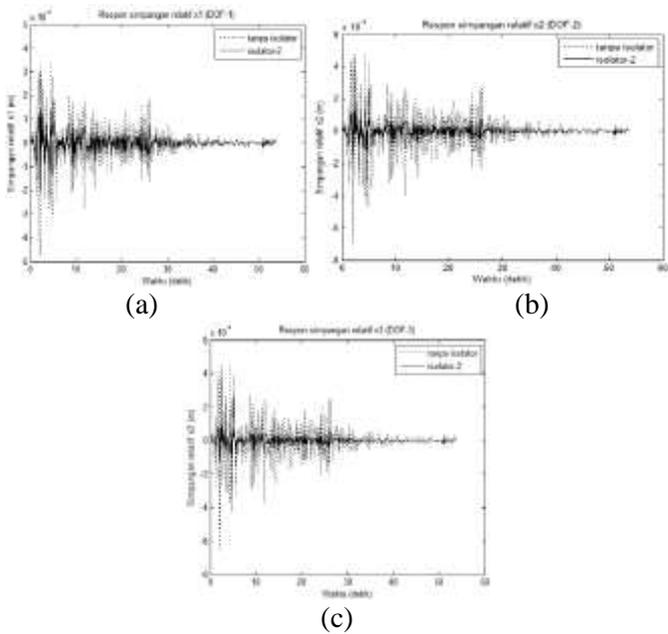
Dari penelitian yang dilakukan oleh Herlien, dkk pada tahun 2008 didapatkan respon struktur seperti berikut :



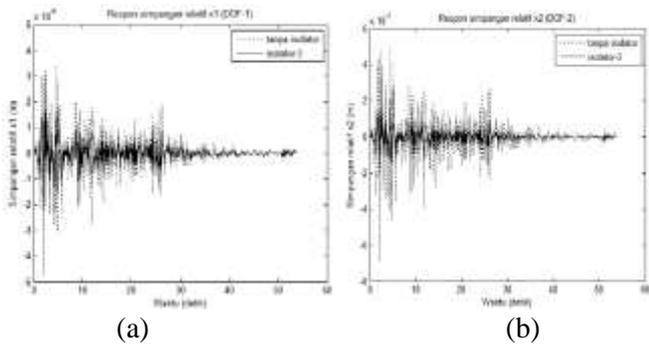
Gambar 2.3 Simulator Gempa Bumi dengan Skala Kecil

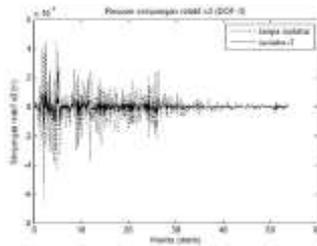


Gambar 2.4 Respon simpangan struktur dengan isolator-1 akibat percepatan dasar gempa El Centro N-S: (a) DOF-1, (b) DOF-2, (c) DOF-3



Gambar 2.5 Respon simpangan struktur dengan isolator-2 akibat percepatan dasar gempa El Centro N-S: (a) DOF-1, (b) DOF-2, (c) DOF-3



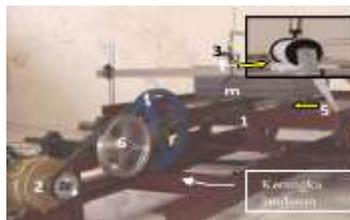


(c)

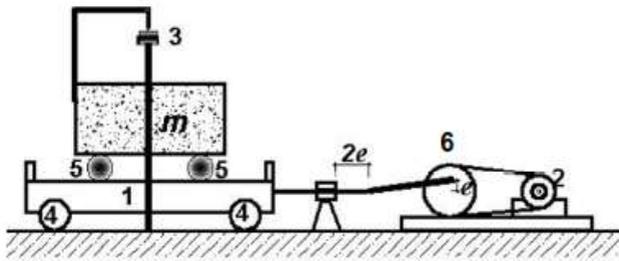
Gambar 2.6 Respon simpangan struktur dengan isolator-3 akibat percepatan dasar gempa *El Centro N-S*: (a) DOF-1, (b) DOF-2, (c) DOF-3

Pada penelitian Benyamin dkk, 2010^[3] yang berjudul “*Karakteristik Dinamika Bola Baja Sebagai Material Isolasi Seismik*” alat uji gempa yang digunakan menggunakan mekanisme *slider crank* seperti yang terlihat pada gambar 2.7 melalui model matematis, pemodelan, dan model eksperimental, penelitian ini pengaruh perubahan parameter massa, frekuensi getar meja, dan amplitude terhadap respon bentuk rumah bola berbentuk silinder belah dan setengah bola .

Hasil dari pengujian didapat bahwa rumah bola berbentuk silinder belah jauh lebih efektif meredam pengaruh getaran dibandingkan dengan rumah bola berbentuk setengah bola. Semakin tinggi percepatan meja getar, semakin besar presentase redaman percepatan yang diteruskan ke massa. Tabel 2.1, tabel 2.2, tabel 2.3, dan tabel 2.4 merupakan respon untuk rumah bola dengan frekuensi meja getar.



Gambar 2.7 Alat simulator gempa dari percobaan Benyamin



Gambar 2.8 Pemodelan fisik simulator gempa bumi dengan mekanisme *slider crank*

Tabel 2.1 Respon untuk rumah bola berbentuk silinder belah pada frekuensi meja getar (18.6 rad/s)

Massa (kg)	Meja getar		Respons massa		Percepatan		Ratio	Reduksi
	A_m (mm)	ω (rad/s)	A_s (mm)	ω (rad/s)	a_m gals	a_s gals	a_s/a_m %	Percepatan %
12.5	5	15.79	0.4	15.83	125	10.0	8.0%	92.0%
	10	15.84	0.4	15.86	251	10.0	4.0%	96.0%
	20	15.84	0.5	15.89	502	12.6	2.5%	97.5%
25	5	15.89	0.4	15.94	126	10.2	8.1%	91.9%
	10	15.84	0.4	15.84	251	10.0	4.0%	96.0%
	20	15.81	0.5	15.94	500	12.7	2.5%	97.5%
50	5	15.87	0.4	15.70	126	9.9	7.8%	92.2%
	10	15.84	0.4	15.90	251	10.1	4.0%	96.0%
	20	15.77	0.5	15.88	497	12.6	2.5%	97.5%
75	5	15.95	0.4	15.95	127	10.2	8.0%	92.0%
	10	15.89	0.4	15.89	252	10.1	4.0%	96.0%
	20	15.77	0.4	15.83	497	10.0	2.0%	98.0%

Tabel 2.2 Respon untuk rumah bola berbentuk silinder belah pada frekuensi meja getar ± 240 cpm (± 25.2 rad/s)

Massa (kg)	Meja getar		Respons massa		Percepatan		Ratio	Reduksi
	A_m (mm)	w (rad/s)	A_s (mm)	w (rad/s)	a_m gals	a_s gals	a_s/a_m %	Percepatan %
12.5	5	25.19	0.2	25.18	317	12.7	4.0%	96.0%
	10	25.15	0.2	25.24	633	12.7	2.0%	98.0%
	20	25.19	0.2	25.24	1269	12.7	1.0%	99.0%
25	5	25.17	0.2	25.14	317	12.6	4.0%	96.0%
	10	25.19	0.2	25.14	634	12.6	2.0%	98.0%
	20	25.19	0.2	25.23	1269	12.7	1.0%	99.0%
50	5	25.17	0.2	25.19	317	12.7	4.0%	96.0%
	10	25.16	0.2	25.16	633	12.7	2.0%	98.0%
	20	25.15	0.2	25.36	1265	12.9	1.0%	99.0%
75	5	25.21	0.2	25.24	318	12.7	4.0%	96.0%
	10	25.16	0.3	25.07	633	15.7	2.5%	97.5%
	20	25.20	0.3	25.26	1270	19.1	1.5%	98.5%

Tabel 2.3 Respon untuk rumah bola berbentuk setengah bola pada frekuensi meja getar $\pm 18,6$ rad/s

Massa (kg)	Meja getar		Respons massa		Percepatan		Ratio	Reduksi
	A_m (mm)	w (rad/s)	A_s (mm)	w (rad/s)	a_m gals	a_s gals	a_s/a_m %	Percepatan %
12.5	5	15.85	3.5	15.94	126	88.9	70.7%	29.3%
	10	15.79	4.0	15.77	249	99.4	39.9%	60.1%
	20	15.83	3.0	15.80	501	74.9	14.9%	85.1%
25	5	15.84	3.0	15.84	126	75.3	60.0%	40.0%
	10	15.79	4.0	15.87	249	100.7	40.4%	59.6%
	20	15.81	3.5	15.89	500	88.4	17.7%	82.3%
50	5	15.85	3.0	15.88	126	75.6	60.2%	39.8%
	10	15.87	3.5	15.80	252	87.4	34.7%	65.3%
	20	15.83	4.0	15.87	501	100.8	20.1%	79.9%
75	5	15.85	3.5	15.87	126	88.1	70.1%	29.9%
	10	15.85	3.5	15.82	251	87.6	34.9%	65.1%
	20	15.81	3.5	15.83	500	87.7	17.5%	82.5%

Tabel 2.4 Respon untuk rumah bola berbentuk setengah bola pada frekuensi meja getar ± 240 cpm (± 25.2 rad/s)

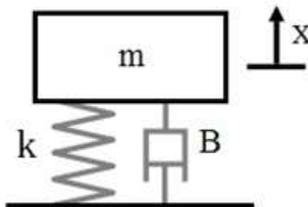
Massa (kg)	Meja getar		Respons massa		Percepatan		Ratio	Reduksi
	A_m (mm)	ω (rad/s)	A_s (mm)	ω (rad/s)	a_m gals	a_s gals	a_s/a_m %	Percepatan %
12.5	5	25.14	1.5	25.16	316	95.0	30.0%	70.0%
	10	25.16	1.5	25.13	633	94.7	15.0%	85.0%
	20	25.16	1.5	25.19	1266	95.2	7.5%	92.5%
25	5	25.20	1.5	25.16	317	94.9	29.9%	70.1%
	10	25.13	1.5	25.13	632	94.7	15.0%	85.0%
	20	25.15	1.5	25.20	1265	95.2	7.5%	92.5%
50	5	25.15	1.5	25.22	316	95.4	30.2%	69.8%
	10	25.19	1.5	25.17	634	95.1	15.0%	85.0%
	20	25.13	1.5	25.17	1263	95.0	7.5%	92.5%
75	5	25.19	1.5	25.20	317	95.2	30.0%	70.0%
	10	25.17	1.5	25.13	634	94.7	15.0%	85.0%
	20	25.14	1.5	25.17	1264	95.0	7.5%	92.5%

2.2 Getaran

Getaran merupakan suatu gerak bolak-balik di sekitar kesetimbangan. Kesetimbangan di sini maksudnya adalah keadaan di mana suatu benda berada pada posisi diam. Getaran dapat diklasifikasikan menjadi :

1. **Free vibration**, terjadi ketika sistem mekanik berangkat dengan input awal dan kemudian dibiarkan bergetar secara bebas.

Free vibration with damping :

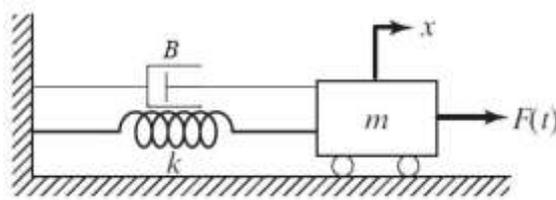


Gambar 2.9 Contoh sederhana dari sistem *free vibration with damping*

Berikut turunan persamaan dari gambar :

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$

2. Forced vibration, terjadi jika sistem mekanik terkena gaya luar. *Forced vibration with damping* :



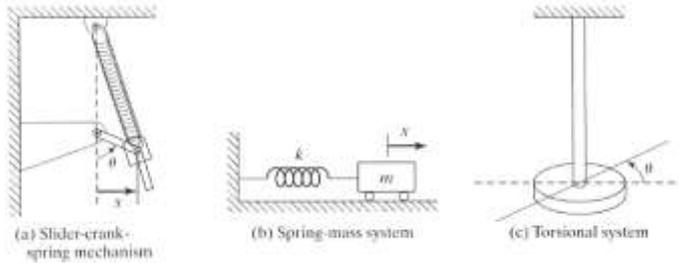
Gambar 2.10 Contoh sederhana dari sistem *forced vibration with damping*

Berikut turunan persamaan dari gambar 2.4 :

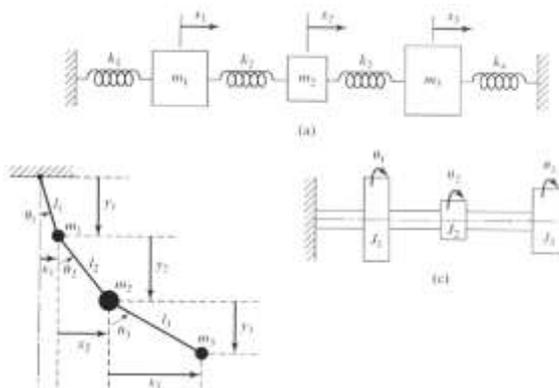
$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.2)$$

Degree of Freedom, merupakan derajat kebebasan yang diperlukan untuk menyatakan posisi suatu sistem mekanik. Beberapa kasus dinamik menggunakan sistem *Single Degree of Freedom* di mana memiliki derajat kebebasan tunggal, setiap massa m , kekakuan k , dan atau redaman c , dan atau gaya luar dianggap tertumpu pada elemen fisik tunggal.

Sedangkan untuk sistem *Multi Degree of Freedom* merupakan sistem yang memiliki derajat kebebasan lebih dari satu.



Gambar 2.11 Sistem Getaran *Single Degree of Freedom*



Gambar 2.12 Sistem Getaran *Multi Degree of Freedom*

2.3 Peredam

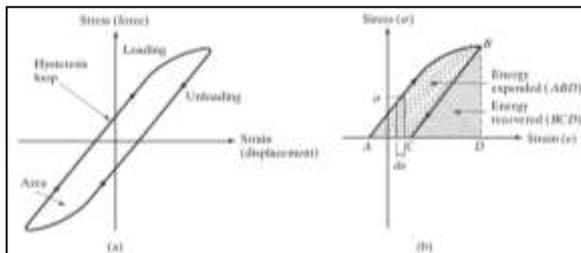
Pada umumnya, energi getaran diubah menjadi panas atau suara. Karena pengurangan energi, respon (seperti perpindahan pada sistem) akan menurun. Mekanisme dari energi getaran diubah menjadi panas atau suara diketahui sebagai redaman (damping). Walaupun jumlah energi yang diubah menjadi panas atau suara relatif kecil, pertimbangan redaman menjadi penting untuk prediksi yang akurat dari respon getaran sistem. Berikut beberapa jenis redaman:

Viscous Damping merupakan mekanisme redaman yang paling sering digunakan dalam analisa getaran. Saat sistem mekanis bergetar dalam media fluida (seperti udara, gas, air, atau

oli), perlawanan dari fluida terhadap sistem inilah yang menyebabkan energi terdisipasi. Jumlah energi yang terdisipasi bergantung kepada beberapa factor, yaitu bentuk dan ukuran massa yang bergetar, viskositas fluida, frekuensi getaran, dan kecepatan massa tersebut bergetar. Dalam viscous damping, gaya redam sebanding dengan kecepatan massa bergetar. Contoh dari viscous damping: (1) film cairan antara permukaan geser, (2) aliran cairan di sekitar piston di dalam silinder, (3) aliran fluida melalui lubang (orifice), dan (4) film cairan di sekitar sebuah jurnal di bantalan (bearing).

Coulomb or Dry-Friction Damping. Gaya redam besarnya konstan tetapi berlawanan arah dengan gerak massa yang bergetar. Hal ini disebabkan oleh gesekan antara menggosok permukaan yang baik kering atau pelumasan cukup.

Material or Solid or Hysteretic Damping. Ketika material berdeformasi, energi akan diserap dan terdisipasi oleh material. Hal ini disebabkan karena gesekan antara bagian dalam yang slip atau bergeser karena deformasi. Saat sebuah massa yang mempunyai material damping bergetar, diagram stress-strain ada pada gambar 2.13. Daerah yang ditunjukkan pada gambar, menunjukkan energi yang hilang tiap unit volume massa per cycle karena redaman yang terjadi.



Gambar 2.13 Diagram *Stress-Strain*

Bantalan karet telah digunakan sebagai material isolasi getaran selama lebih dari satu abad. Perkembangan yang terbesar pada isolator karet terjadi karena penemuan teknik penggabungan metal dengan karet melalui proses vulkanisasi sehingga di

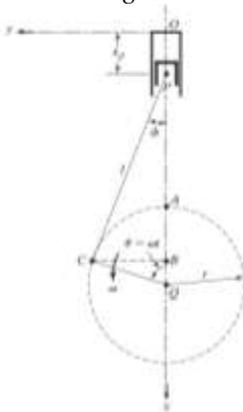
mungkinkan membuat unit isolator dengan dimensi dan karakteristik yang diinginkan yang menerima beban tekan, tarik dan geser. Sistem isolator dasar yang paling banyak digunakan adalah dengan menggunakan bantalan elastomer yang terbuat dari karet alam atau karet sintetis yang disebut sebagai neoprene. Penggunaan isolator dasar akan menggeser frekuensi natural beban yang diberi eksitasi gempa. Berikut merupakan tabel 2.5 mengenai properti bantalan karet di mana G merupakan modulus geser dan K_g merupakan kekakuan geser horizontal. ^[1]

Tabel 2.5 Properti Bantalan Karet

Properti	Lembut (1)	Sedang (2)	Keras (3)
<i>Hardness</i>	25	50	60
G (kg/cm²)	4,98	14,13	16,07
Kg(kg/m)	1243	3532	4017

2.4 Mekanisme Gerak Piston

Mekanisme silinder torak merupakan mekanisme gerak bolak-balik piston, engkol, dan batang penghubung ^[1]. Mekanisme ini digunakan untuk mendapatkan gaya yang bekerja pada *shaking table* dan hubungan antara panjang batang penghubung, putaran motor dan kecepatan pada *shaking table*.



Gambar 2.14 Mekanisme Engkol

Gambar di atas menunjukkan *slider crank* dengan panjang r , batang penghubung dengan panjang l , dan silinder torak yang bergerak bolak-balik. Engkol disumsikan berotasi melawan arah gerak jarum jam dengan putaran sudut ω . Perpindahan piston dapat diekspresikan pada persamaan :

$$Xp = r + l - r \cos \theta - l \cos \phi \quad (2.3)$$

$$= r + l - r \cos \omega t - l \sqrt{1 - \sin^2 \phi} \quad (2.4)$$

Tetapi,

$$l \sin \phi = r \sin \theta = r \sin \omega t \quad (2.5)$$

Sehingga,

$$\cos \phi = (1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t)^{1/2} \quad (2.6)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.6 ke 2.4 maka di dapatkan,

$$Xp = r + l - r \cos \omega t - l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} \quad (2.7)$$

Persamaan di atas dapat disederhanakan dengan catatan $\frac{r}{l} < \frac{1}{4}$ yang didapatkan pada persamaan

$$\sqrt{1 + \varepsilon} \simeq 1 - \frac{\varepsilon}{2} \quad (2.8)$$

Sehingga

$$Xp \simeq r(1 - \cos \omega t) + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega t \quad (2.9)$$

$$Xp = r \left(1 + \frac{r}{2l}\right) - r(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t) \quad (2.10)$$

Persamaan perpindahan di atas dapat diturunkan ke dalam bentuk kecepatan dan percepatan dari piston sehingga didapatkan :

$$\dot{X}p = r\omega(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t) \quad (2.11)$$

$$\ddot{X}p = r\omega^2(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t) \quad (2.12)$$

2.5 Perhitungan Motor

Untuk mendapatkan nilai daya dari motor maka didapatkan dengan perhitungan sebagai berikut :

$$P = \frac{dU}{dt} \quad (2.14)$$

Bila usaha $dU = F \cdot dr$ maka,

$$P = \frac{dU}{dt} = \frac{F \cdot dr}{dt} = F \cdot \frac{dr}{dt} \quad (2.15)$$

Sehingga

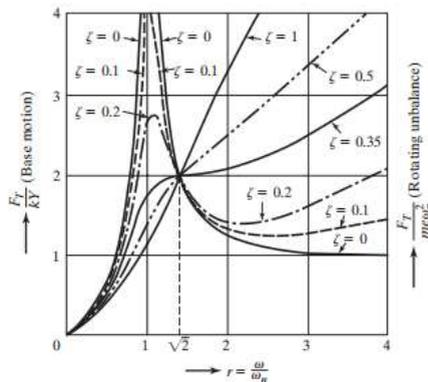
$$P = F \cdot v \quad (2.16)$$

Di mana, v adalah kecepatan dan F adalah gaya.

2.6 Force Transmissibility

• Motion of Base

Rasio dari F_T/kY diketahui sebagai force transmissibility dengan catatan gaya yang ditransmisikan berada pada fase yang sama dengan gerakan dari massa $x(t)$. Variasi dari gaya yang ditransmisikan ke permukaan meja getar dengan rasio frekuensi r dapat dilihat pada gambar 2.15. untuk nilai damping ratio (ζ) yang berbeda. [2]



Gambar 2.15 Force Transmissibility untuk Motion of Base

Gaya, F , ditransmisikan ke permukaan jalan atau tumpuan bergantung pada reaksi dari pegas (spring) dan dashpot. Gaya tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

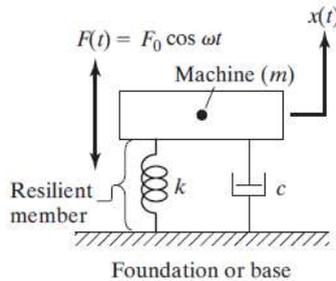
$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.17)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_T \sin(\omega t - \phi) \quad (2.18)$$

Di mana F_T adalah amplitudo atau nilai maksimum dari gaya yang ditransmisikan ke *shaking table*.

• Base Isolation of Rigid Foundation

Untuk *force transmissibility* dengan kasus *base isolation* di mana F_T adalah amplitudo atau nilai maksimum dari gaya yang ditransmisikan ke lantai *base*. Gaya tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:



Gambar 2.16 *Machine and resilient member on rigid foundation*

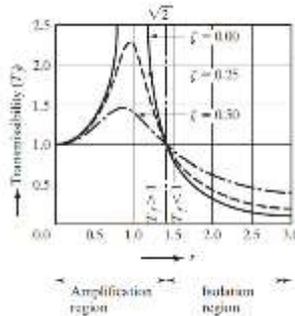
$$FT = [(kx)^2 + (c\dot{x})^2]^{1/2} = X\sqrt{K^2 + \omega^2 c^2} \quad (2.19)$$

$$= \frac{F_0 (k^2 + \omega^2 c^2)^{1/2}}{[(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]^{1/2}} \quad (2.20)$$

Sehingga *transmission ratio of the isolator* (T_f) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Tf = \frac{FT}{F_0} = \frac{(k^2 + \omega^2 c^2)^{1/2}}{[(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]^{1/2}} \quad (2.21)$$

$$= \left\{ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{[1 - r^2]^2 + (2\zeta r)^2} \right\}^{1/2} \quad (2.22)$$



Gambar 2.17 *Force Transmissibility* untuk *Base Isolation*

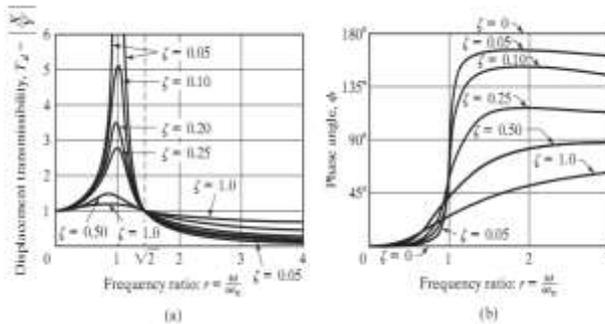
Di mana $r = \omega/\omega_n$ adalah frekuensi rasio. Variasi T_f dengan frekuensi rasio ditunjukkan pada gambar 2.12 . Berikut merupakan karakteristik yang didapat dari gambar grafik di atas :

- Besar gaya yang ditransmisikan ke lantai (*base*) dapat dikurangi dengan mengurangi nilai frekuensi natural sistem
- Besar gaya yang ditransmisikan ke lantai (*base*) dapat dikurangi dengan meminimalkan nilai *dampner ratio* (ζ). Meskipun ketika $r > \sqrt{2}$ komponen motor penggerak harus melewati fase resonansi.
- Meskipun redaman mengurangi amplitudo dari massa (X) untuk semua frekuensi, hal itu mengurai gaya yang ditransmissikan ke lantai (*base*) hanya jika $r < \sqrt{2}$ sehingga penambahan peredam menambah besar gaya yang ditransmisikan.
- Jika kecepatan pada mesin divariasasikan, kita harus memilih nilai peredam untuk meminimalisir gaya yang ditransmisikan. Besar peredam harus diperhitungkan berdasarkan batas amplitudo dan gaya yang ditransmissikan ketika melewati fase resonansi tetapi tidak terlalu banyak meningkatkan gaya yang ditransmisikan ketika beroperasi pada kecepatan operasinya.

2.7 Displacement Transmissibility

• Motion of Base

Rasio dari amplitudo respon $X_{p(t)}$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu $\frac{X}{Y}$, disebut dengan *displacement transmissibility* [2]. *Displacement transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input meja getar ke massa struktur atau beban dengan variasi frekuensi saat berkendara. Grafik transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.13. di bawah ini :



2.18 Gambar *Displacement transmissibility* dan *Phase Angle*

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.18. (a) yaitu:

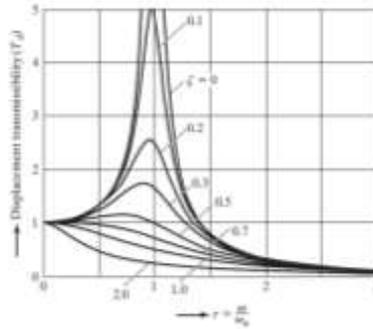
1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil
2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya

6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} [\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1]^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

- **Base Isolation of Rigid Foundation**

Untuk menganalisa *displacement transmissibility* dengan kasus ini maka menggunakan grafik yang tertera pada gambar

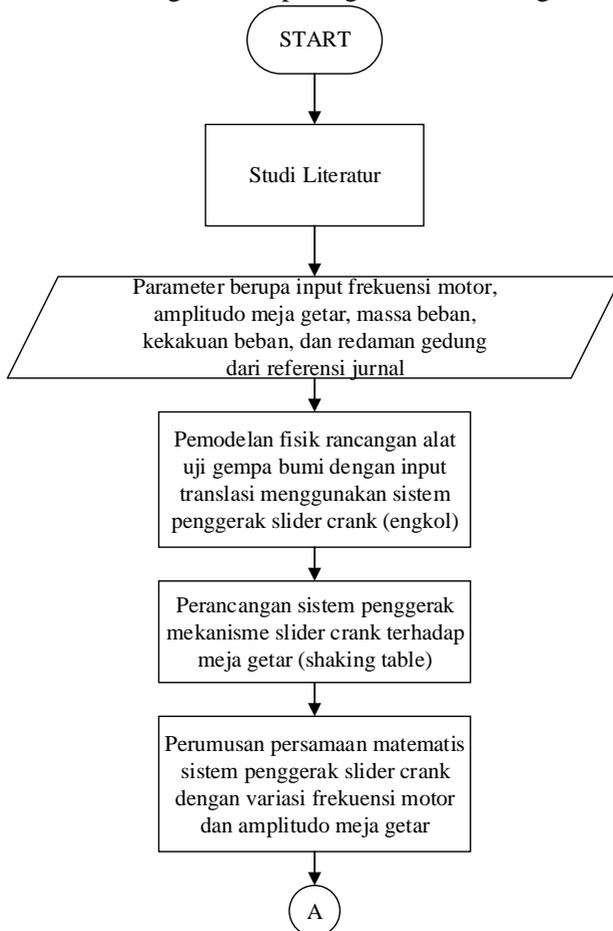


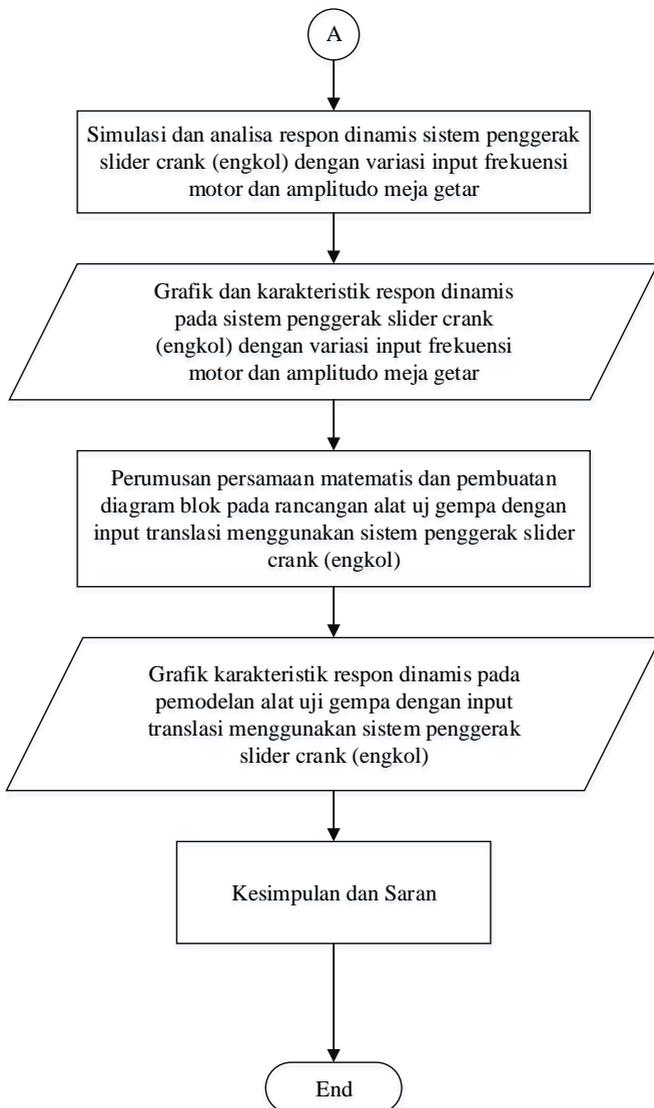
Gambar 2.19 *Displacement transmissibility for Base Isolation of Rigid Foundation*

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Penulisan tugas akhir ini bertujuan untuk mengetahui respon dinamis dari sistem alat uji gempa yang berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari *input* motor. Penelitian tersebut dianalisa melalui diagram alir pada gambar 3.1 sebagai berikut :





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian tugas akhir

Penelitian tugas akhir ini dimulai dengan studi literatur mengenai sistem mekanisme alat uji gempa dengan menggunakan jurnal-jurnal terdahulu. Selanjutnya adalah pemodelan dinamis rancangan alat uji gempa dengan *input* translasi yang menggunakan mekanisme gerak *slider crank*. Setelah mengetahui mekanisme gerak engkol maka merancang mekanisme pada *shaking table* dengan memvariasikan amplitudo pada *shaking table*. Dari mekanisme tersebut kemudian didapatkan nilai $F(t)$ dengan F_0 maksimal. Nilai gaya eksitasi tersebut kemudian digunakan untuk menghitung redaman pada motor agar tidak merusak *base*. Selanjutnya penentuan respon dinamis alat uji gempa tersebut dengan mekanisme *slider crank* berdasarkan variasi amplitudo meja getar dengan frekuensi motor. Respon dinamis tersebut disimulasikan ke dalam Matlab Simulink. Hasil dari simulasi adalah grafik dan karakteristik dari respon dinamis pada sistem penggerak mekanisme *slider crank* dengan variasi amplitudo dan frekuensi. Untuk selanjutnya, yaitu dengan membuat diagram blok di Simulink pada rancangan alat uji gempa bumi dengan *input* translasi menggunakan sistem penggerak mekanisme *slider crank*. Hasil simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari sistem pemodelan alat uji gempa bumi dengan *input* translasi menggunakan sistem penggerak mekanisme *slider crank*. Kemudian, dilakukan analisa grafik tersebut dan membandingkannya dengan parameter yang berbeda. Terakhir membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapatkan untuk selanjutnya bisa digunakan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur

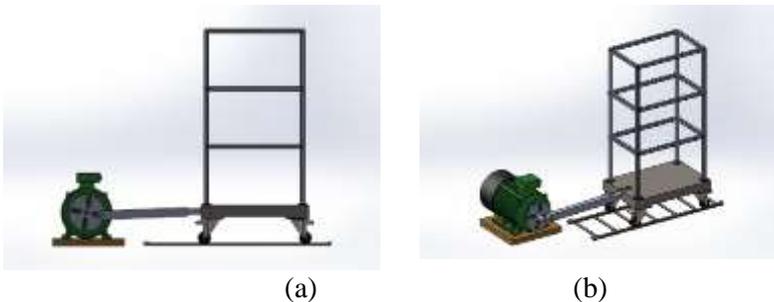
Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisa sistem alat uji gempa bumi. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu kinematika mekanisme, dinamika teknik, mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi dengan gaya eksitasi,

serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Nilai parameter diambil dari jurnal-jurnal berupa data teknis dari sistem pemodelan alat uji gempa bumi yaitu massa beban bangunan, konstanta kekakuan bangunan, konstanta redaman karet, amplitudo, dan frekuensi yang akan diberikan pada meja getar (*shaking table*).

Referensi untuk studi literature didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan meliputi penentuan dimensi pada meja getar (*shaking table*). Dimensi tersebut didapatkan dari beberapa produk *shaking table* yang ada pasaran.

3.3 Pemodelan Fisik Simulator Gempa Penghasil Gerak Translasi

Pemodelan ini bekerja dimana alat uji gempa yang merupakan *shaking table* mampu memberikan efek getaran terhadap beban yang dianggap suatu struktur dengan gerak translasi. *Shaking table* sebagai pemberi gaya pada beban menghasilkan *input* translasi dengan amplitudo, kecepatan, dan percepatan tertentu. Berikut rancangan pemodelan dinamis alat uji gempa bumi dengan *input* rotasi menggunakan sistem penggerak mekanisme engkol pada gambar 3.2 sebagai berikut :

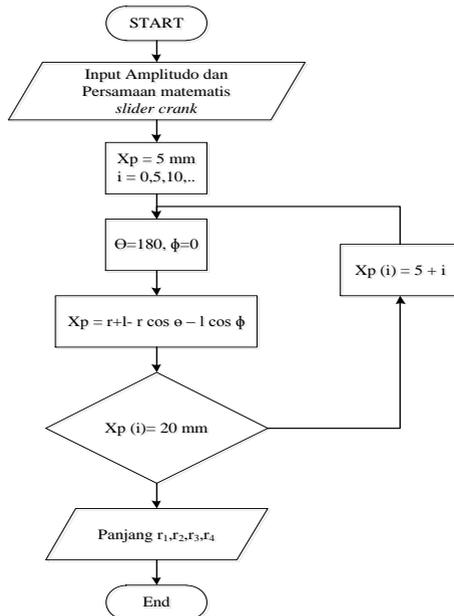


Gambar 3.2 Pemodelan Fisik Alat Uji Gempa (a) tampak depan ,
(b) tampak samping

Motor sebagai *input* gaya menuju *shaking table* menggunakan mekanisme *slider crank* (engkol) di mana rotasi pada motor menjadi translasi. Sehingga gaya eksitasi pada motor dapat diteruskan pada *shaking table*. Mekanisme *slider crank* di pengaruhi panjang lengan crank dan radius (disc) pada motor.

3.4 Perancangan Dimensi pada Mekanisme *Slider Crank* (Engkol)

Berdasarkan gambar 2.14 dan persamaan di bawahnya maka didapatkan kesimpulan bahwa harus menentukan terlebih dahulu panjang radius (r). Untuk menentukan panjang r bisa menggunakan hubungan amplitudo dimana amplitudo pada meja getar sama dengan panjang maksimal pada mekanisme engkol sesuai dengan persamaan .

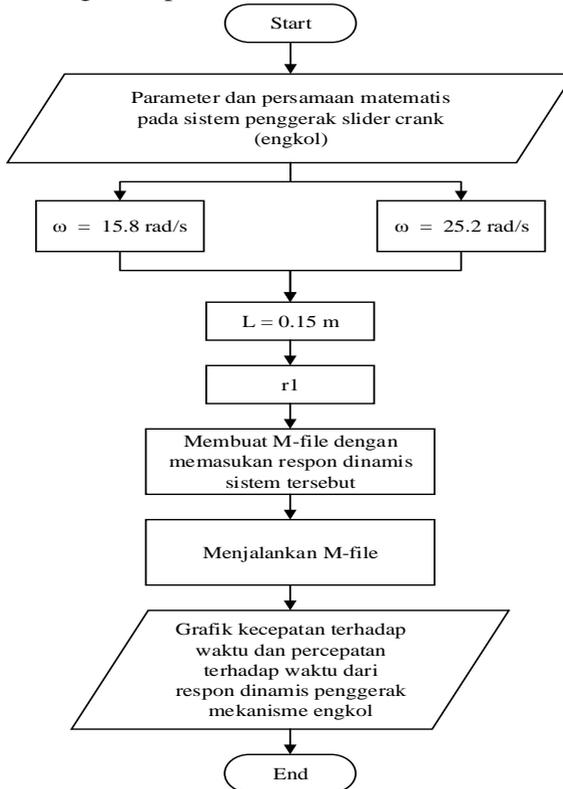


Gambar 3.3 Diagram alir penentuan panjang r dengan variasi amplitude 5 mm, 10 mm, 15 mm, dan 20 mm

3.5 Persamaan Matematis Sistem Penggerak Mekanisme Slider Crank (engkol) dengan Variasi Amplitudo dan Frekuensi

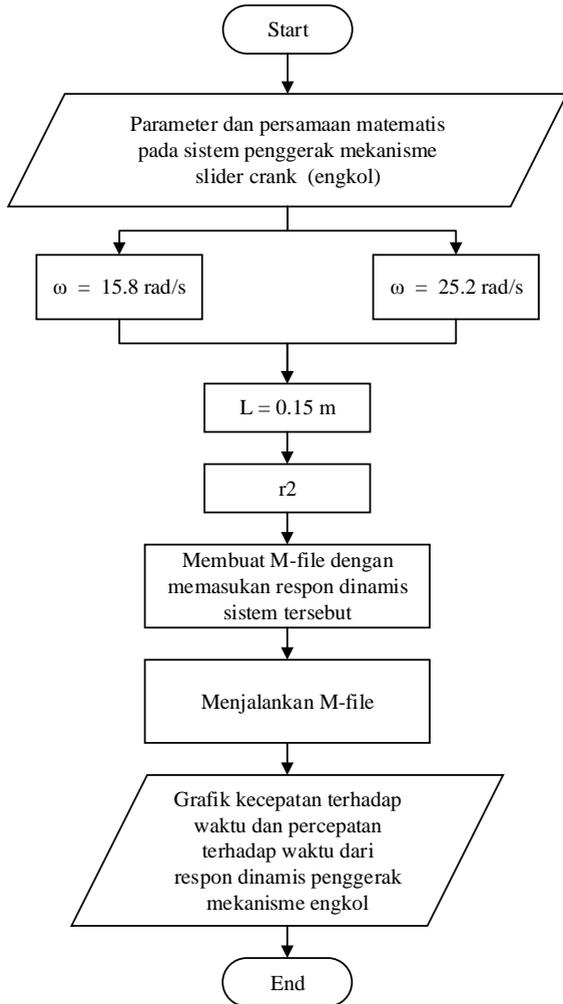
Berdasarkan persamaan amplitudo yang didapat maka nilai amplitudo (x_p) yang berbeda, maka dimensi r pun juga berbeda. Dengan nilai l yang sudah ditentukan sebesar 0.15 m. dengan variasi amplitudo menghasilkan nilai r_1 , r_2 , r_3 , r_4 , dan variasi frekuensi.

1. Variasi dengan amplitudo 0.005 m (r_1)



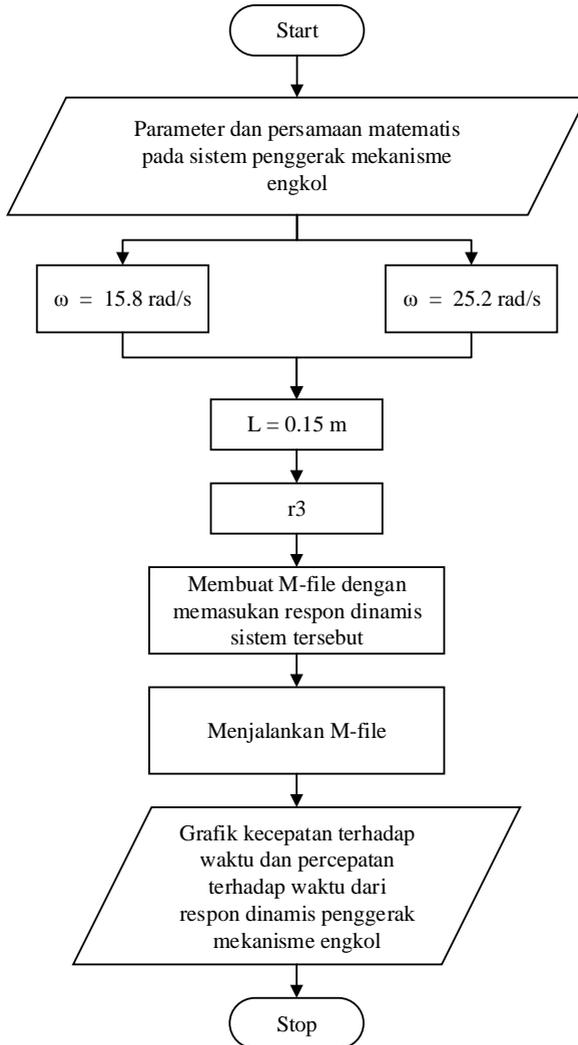
Gambar 3.4 Diagram alir proses persamaan matematis dari sistem penggerak mekanisme engkol dengan variasi amplitudo 0.005 m dan frekuensi.

2. Variasi dengan amplitudo 0.01 m (r_2)

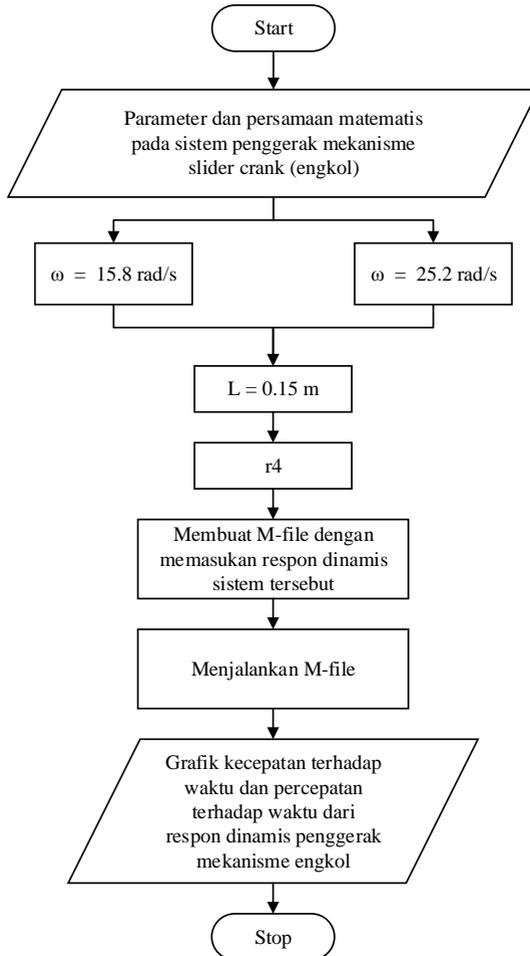


Gambar 3.5 Diagram alir proses persamaan matematis dari sistem penggerak mekanisme engkol dengan variasi amplitudo 0.01 m dan frekuensi.

3. Variasi amplitudo 0.015 m (r3)



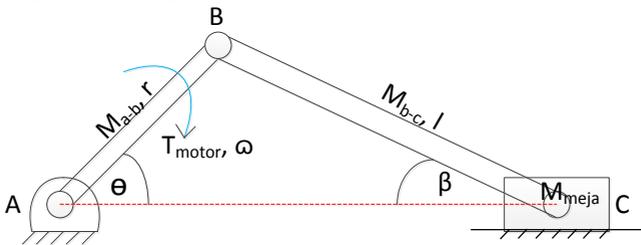
Gambar 3.6 Diagram alir proses persamaan matematis dari sistem penggerak mekanisme engkol dengan variasi amplitudo 0.015 m dan frekuensi.

4. Variasi dengan amplitudo 0.02 m (r_4)

Gambar 3.7 Diagram alir proses persamaan matematis dari sistem penggerak mekanisme engkol dengan variasi amplitudo 0.02 m dan frekuensi.

3.6 Analisis Sistem Penggerak Mekanisme *Slider Crank*

Hasil yang akan didapat setelah disimulasikan adalah grafik kecepatan terhadap waktu, dan percepatan terhadap waktu dengan variasi amplitudo 0.005 m, 0.01 m, 0.015 m, dan 0.02 m dengan masing-masing amplitudo diberikan frekuensi 15.8 rad/s dan 25.2 rad/s. Grafik-grafik tersebut dianalisa dan diambil kesimpulan. Hasil dari grafik tersebut didapatkan kecepatan maksimal dari masing-masing amplitudo dengan variasi frekuensi yang akan digunakan untuk mencari $F(t) = F_0 \max \sin \omega t$ sebagai input pada *shaking table*. F_0 maksimal dari variasi tersebut dapat dicari dengan persamaan pada perhitungan motor.



Gambar 3.8 Mekanisme pada *Slider Crank*

Dimana,

M_{a-b} = Massa batang A-B

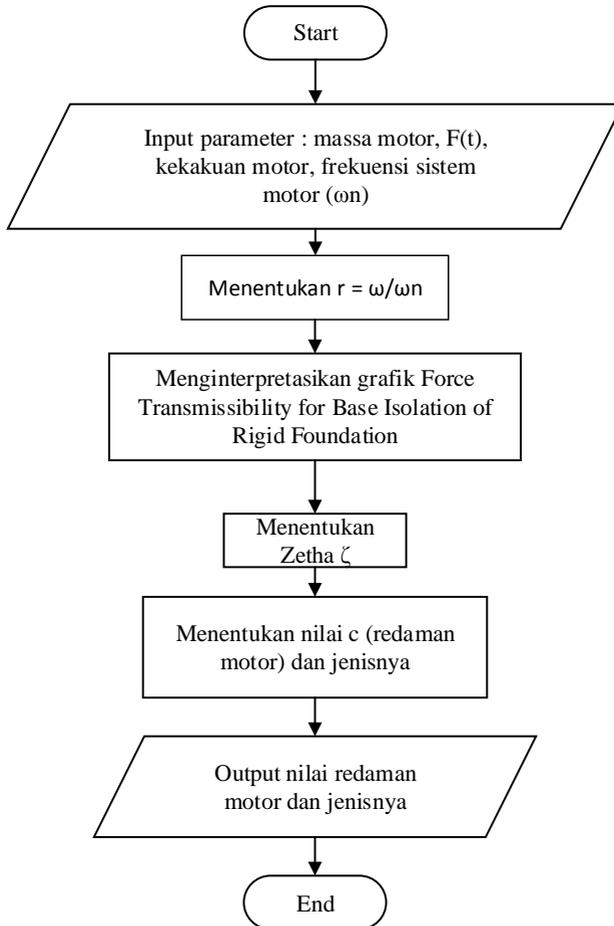
r = panjang batang A-B

M_{b-c} = Massa batang B-C

l = panjang lengan B-C

3.7 Analisis Peredam pada Motor Penggerak

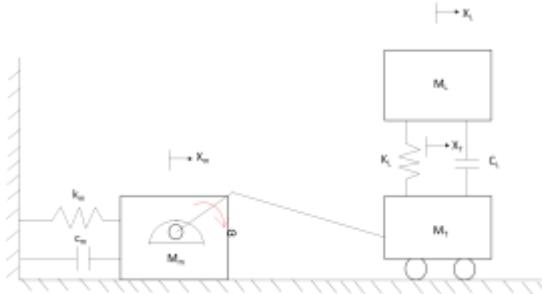
Untuk membuat sistem alat uji gempa yang tidak merusak pondasi maka perlu analisis pada bagian *base*. Pada alat uji gempa ini bagian yang dianalisa adalah motor penggerak dengan rantai. Berdasarkan data kekuatan baut penghubung motor dengan rantai, massa motor dan perhitungan $F(t)$ maka dapat digambarkan dengan diagram alir pada gambar 3.9 sebagai berikut :



Gambar 3.9 Diagram Alir Peredam pada Motor Penggerak

3.8 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Gerak dari Alat Uji Gempa dengan Input Gerak Translasi

Model matematis alat uji gempa ini terdiri dari, M_M (massa motor), M_T (Massa *table*), M_L (Massa *Load*, K_M (Kekakuan Motor), C_M (Peredam Motor), K_L (Kekakuan beban), C_L (Peredam beban) yang dapat dilihat pada gambar 3.10 di bawah ini.



Gambar. 3.10 Model Matematis Alat Uji Gempa

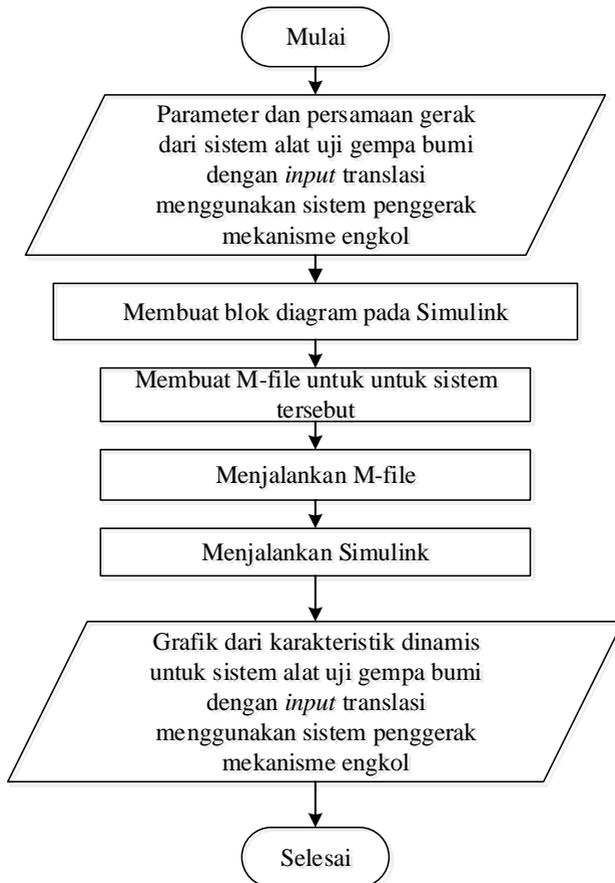
3.9 Pembuatan Blok Simulasi

Setelah mendapatkan persamaan gerak selanjutnya membuat blok diagram untuk disimulasikan di Matlab simulink, berikut tabel parameter yang harus dimasukkan dalam simulasi :

Tabel 3.1 Nilai Parameter

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa bangunan (<i>load</i>) (M_p)	10 kg, 30 kg, 50 kg	-
Konstanta kekakuan gedung (K_L)	$1,02 \times 10^9$ N/m	Berdasarkan jurnal [1]
Konstanta redaman gedung (C_L)	$2,04 \times 10^{10}$ N.s/m	Berdasarkan jurnal [1]
Massa <i>shaking table</i> (M_T)	5,88 kg	Sumber Produk Pasar
Massa motor (M_m)	15 kg	Sumber Produk Pasar
Konstanta kekakuan motor (K_m)	814664 N/m	Berdasarkan Jurnal [5]
Dimensi Meja Getar	57,5 X 12,7 X 7,62 cm	Sumber Produk di Pasar

Berikut merupakan diagram alir simulasi respon dinamis dengan variasi F_0 :



Gambar 3.11 Diagram Alir Simulasi Respon Dinamis

3.10 Analisis Grafik Respon Dinamis Alat Uji Gempa dengan Input Gerak Translasi

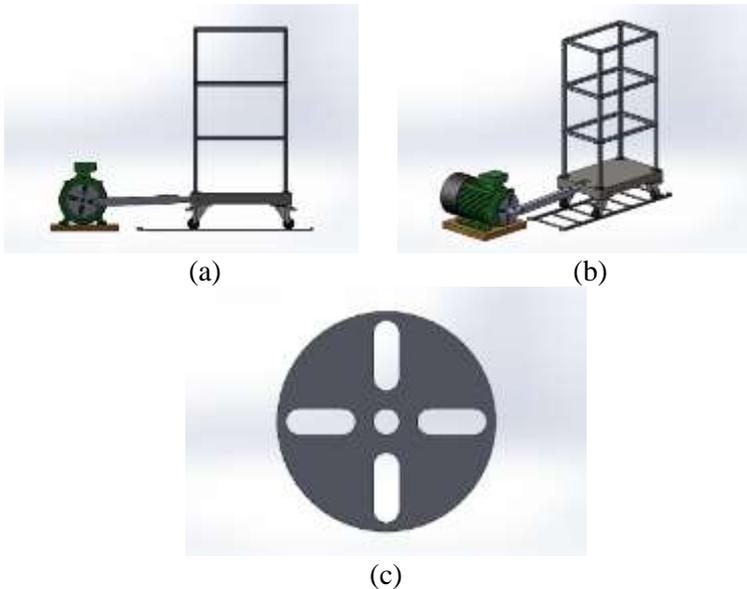
Dari simulasi sistem rancangan alat uji gempa bumi dengan input translasi menggunakan sistem penggerak mekanisme *slider*

crank (engkol), akan didapat respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari input $F(t)$ yang akan divariasikan sesuai dengan F_0 max dan ω dengan memodifikasi blok diagram pada Simulink. Selanjutnya dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil dari respon dinamis.

BAB IV PEMODELAN SISTEM

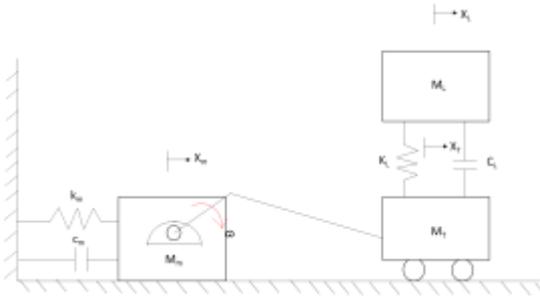
4.1 Pemodelan Alat Uji Gempa

Untuk sistem alat uji gempa penghasil gerak translasi menggunakan mekanisme gerak *slider crank* yang dihubungkan dengan motor. Berikut merupakan gambar pemodelan fisik alat uji gempa,



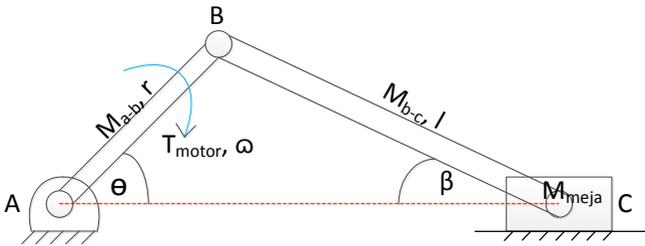
Gambar 4.1 Pemodelan Fisik Alat Uji Gempa (a) tampak depan ,
(b) tampak samping, (c) disc

Alat uji gempa penghasil gerak translasi tersebut menyimulasikan gempa untuk suatu beban struktur yang dapat disederhanakan seperti yang terdapat pada pemodelan matematis sebagai berikut :



Gambar 4.2 Pemodelan Matematis Alat Uji Gempa

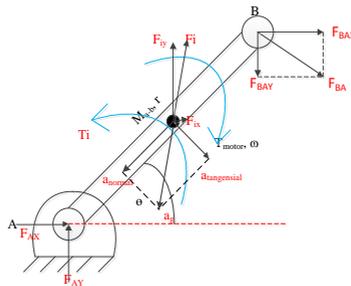
4.2 Penurunan Persamaan *Slider Crank*



Gambar 4.3 Mekanisme *Slider Crank*

Dimana,

- M_{a-b} = Massa batang A-B
- r = panjang batang A-B
- M_{b-c} = Massa batang B-C
- l = panjang lengan B-C



Gambar 4.4 *Free Body Diagram* pada link A-B

Persamaan gerak Translasi

$$+\rightarrow \Sigma F_x + > Fi = 0$$

$$F_{AX} + F_{BAX} + F_{ix} = 0 \quad (4.1)$$

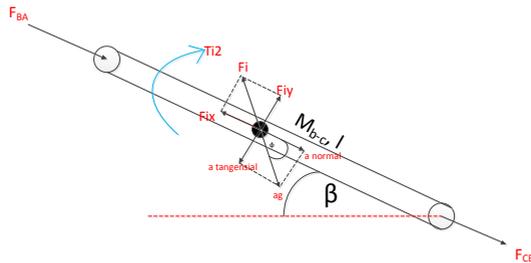
$$+\leftarrow \Sigma y + > Fi = 0$$

$$F_{AY} - F_{BAY} + F_{iy} = 0 \quad (4.2)$$

Persamaan Gerak Rotasi, momen di titik A

$$+\cup \Sigma M_A + > Ti = 0$$

$$F_{BA} \cdot r + T_{motor} - Ti - F_i \cos \theta \cdot \frac{1}{2} r = 0 \quad (4.3)$$



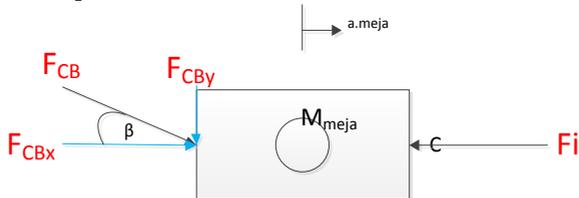
Gambar 4.5 *Free Body Diagram* pada link B-C
Persamaan gerak Translasi

$$+\rightarrow \Sigma F_x + > Fi = 0$$

$$F_{BA} + F_{CB} - Fi \cos \phi = 0 \quad (4.4)$$

$$+\leftarrow \Sigma y + > Fi = 0$$

$$Fi \sin \phi = 0 \quad (4.5)$$



Gambar 4.6 *Free Body Diagram* pada link B-C

$$\begin{aligned} + \rightarrow \Sigma F_x + > F_i &= 0 \\ F_{CB} \cos \beta - F_i &= 0 \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} F_{CB} \cos \beta &= F_i \\ F_{CB} \cos \beta &= M_{meja} \cdot a_{meja} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Dimana,

$F_{CB} \cos \beta$ = Gaya yang berkerja pada *shaking table* sebagai gaya *input* untuk F_O

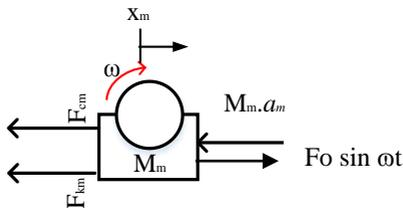
Berdasarkan persamaan 2.12 untuk mendapatkan percepatan *shaking table* maka nilai gaya *input* pada *shaking table* sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_{CB} \cos \beta &= M_{meja} \cdot a_{meja} \\ \text{dimana, } a_{meja} &= \ddot{X}_p = r\omega^2 (\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t) \text{ maka,} \\ F_{CB} \cos \beta &= M_{meja} \cdot (r\omega^2 (\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t)) \end{aligned} \quad (4.8)$$

4.3 Penurun Persamaan Dinamis

Setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Sistem penggerak mekanisme *slider crank* memiliki $F(t)$ yang berbeda-beda tergantung dari hasil variasi amplitudo dan frekuensi. Berikut *free body diagram* (FBD), persamaan gerak, serta *state variabel* :

1. FBD Motor

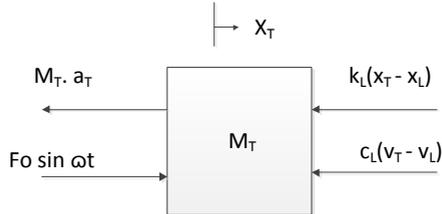


Gambar 4.7 *Free Body Diagram* pada Motor Penggerak
Persamaan gerak translasi :

$$\begin{aligned} + \rightarrow \Sigma F &= 0 \\ -M_m \cdot \ddot{x}_m - F_{km} - F_{cm} + F_o \sin \omega t &= 0 \\ F_o \sin \omega t &= M_m \cdot \ddot{x}_m + F_{cm} + F_{km} \end{aligned}$$

$$F_0 \sin \omega t = M_m \ddot{x}_m + C_m \dot{x}_m + k_m x_m \quad (4.9)$$

2. FBD Meja Getar



Gambar 4.8 *Free Body Diagram* pada *Shaking Table*

Persamaan gerak translasi :

$$+\rightarrow \Sigma F = 0$$

$$F(t) - Fk - Fc - Mt \cdot \ddot{x}_t = 0$$

$$F_0 \sin \omega t = k_{load}(x_t - x_l) + c_{load}(\dot{x}_t - \dot{x}_l) + M_t \cdot \ddot{x}_t$$

$$F_0 \sin \omega t = M_t \cdot \ddot{x}_t + k_{load} x_t - k_{load} x_l + c_{load} \dot{x}_t - c_{load} \dot{x}_l \quad (4.10)$$

Dimana,

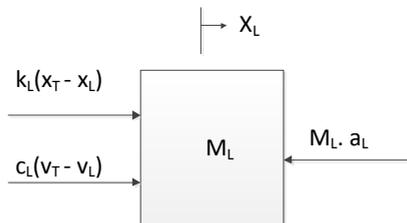
$$v_t = \dot{x}_t$$

$$\dot{v}_t = \ddot{x}_t$$

Persamaan *state variable* :

$$\dot{v}_t = \frac{1}{M_t} (F_0 \sin \omega t - k_{load} x_t + k_{load} x_l - c_{load} v_t + c_{load} v_l) \quad (4.11)$$

3. FBD Beban



Gambar 4.9 *Free Body Diagram* pada *Beban*

Persamaan gerak translasi :

$$\rightarrow \Sigma F = 0$$

$$Fk + Fc - Ml \cdot \ddot{x}_t = 0$$

$$k_{load}(x_t - x_l) + c_{load}(\dot{x}_t - \dot{x}_l) - M_L \cdot \ddot{x}_L \\ M_L \cdot \ddot{x}_L + c_{load} \dot{x}_l - c_{load} \dot{x}_t + k_{load} x_l - k_{load} x_t \quad (4.12)$$

Dimana,

$$v_l = \dot{x}_l$$

$$\dot{v}_l = \ddot{x}_l$$

Persamaan *state variable* :

$$\dot{v}_t = \frac{1}{M_L} (k_{load} x_t - k_{load} x_l + c_{load} v_t - c_{load} v_l) \quad (4.13)$$

4.4 Perumusan Frekuensi Natural Sistem

Berdasarkan persamaan pada subbab 4.3 maka didapatkan matrik persamaan untuk mencari frekuensi natural dengan mengasumsikan *free vibration undamped system* sebagai berikut :

a. Untuk Massa beban $M_{L=}$ 10kg

$$\begin{bmatrix} M_T & 0 \\ 0 & M_L \end{bmatrix} \{-\omega^2\} + \begin{bmatrix} K_M + K_L & -K_L \\ -K_L & K_L \end{bmatrix} = 0 \quad (4.14) \\ \begin{bmatrix} 5,88 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix} \{-\omega^2\} + \begin{bmatrix} 814664 + 1020000000 & -1020000000 \\ -1020000000 & 1020000000 \end{bmatrix} = 0 \\ \begin{bmatrix} -5,88\omega^2 + 1020814664 & -1020000000 \\ -1020000000 & -10\omega^2 + 1020000000 \end{bmatrix} = 0$$

Dengan menggunakan perhitungan determinan matrik maka didapatkan nilai:

$$58,8\omega^4 - (16205746640) \omega^2 + 8,31 \times 10^{14} = 0$$

Dengan memisalkan $\omega^2 = \lambda$ maka,

$$58,8\lambda^2 - 16205746640\lambda - 8,31 \times 10^{14} = 0$$

Didapatkan nilai $\lambda_1 = 9,5 \times 10^{11}$ sehingga $\omega_1 = 976074,06 \text{ rad/s}$, $\lambda_2 = 177314856,6$ sehingga $\omega_2 = 13315,96247 \text{ rad/s}$

b. Untuk Massa beban $M_{L=}$ 30kg

Berdasarkan persamaan 4.14 dan dengan perhitungan yang sama seperti subbab 4.4 poin (a) maka untuk massa beban 30kg didapatkan frekuensi natural sebesar nilai $\lambda_1 = 6,45 \times 10^9$

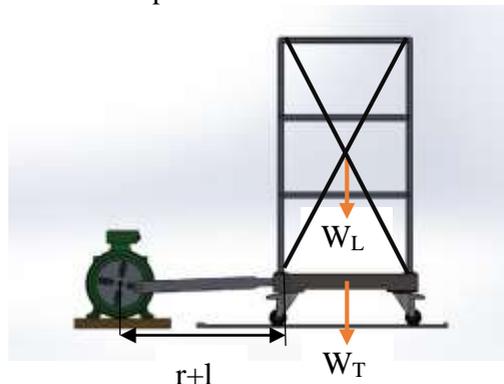
sehingga $\omega_1 = 80330,938 \text{ rad/s}$, $\lambda_2 = 7,06 \times 10^6$ sehingga $\omega_2 = 2657,006 \text{ rad/s}$

c. Untuk Massa beban $M_L = 50 \text{ kg}$

Berdasarkan persamaan 4.14 dan dengan perhitungan yang sama seperti subbab 4.4 poin (a) maka untuk massa beban 50kg didapatkan frekuensi natural sebesar nilai $\lambda_1 = 1,65 \times 10^8$ sehingga $\omega_1 = 12845,233 \text{ rad/s}$, $\lambda_2 = 1,26 \times 10^5$ sehingga $\omega_2 = 354,9 \text{ rad/s}$

4.5 Penurunan Persamaan Redaman pada Motor

Alat simulator gempa yang akan digunakan untuk memvariasikan beban ini perlu memiliki redaman pada bagian motor penggerak agar mampu meredam efek getaran yang ditimbulkan alat simulator tersebut. Untuk itu perlu mengetahui nilai torsi minimum yang harus diterima oleh motor penggerak. Berikut merupakan penurunan rumus untuk mendapatkan torsi minimum :



Gambar 4.10 Gaya berat sistem

Dimana,

W_L = Berat Beban

W_T = Berat *Shaking Table*

$$\begin{aligned}
\cup + \Sigma T_{MOTOR} &= (W_T + W_L)(r + l) \\
&= (M_T \cdot g + M_L \cdot g)(r + l) \\
&= \left(5,88 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 50 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (0,01 \text{ m} \\
&\quad + 0,15 \text{ m}) \\
&= 87,70 \text{ kg} \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \\
&= 64,68 \text{ lbf} \cdot \text{ft}
\end{aligned}$$

Perhitungan daya Motor

$$P = T \times \omega$$

$$= 64,68 \text{ lbf} \cdot \text{ft} \times 25,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1629,9 \text{ watt} = 2,1857 \text{ HP}$$

Berdasarkan katalog motor didapatkan motor dengan berat 146 kg. Setelah mendapatkan massa motor, kemudian didapatkan frekuensi natural dari motor yang di rumuskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
\omega_n &= \sqrt{\frac{k_M}{M_M}} \\
&= \sqrt{\frac{814664 \text{ N/s}}{146 \text{ kg}}} \\
\omega_n &= 74,6 \text{ rad/s}
\end{aligned}$$

Dimana K_M = Nilai Kekakuan pada Motor

M_M = Massa Motor

Nilai frekuensi natural tersebut digunakan untuk mendapatkan frekuensi rasio dengan frekuensi eksitasi sebesar $\omega = 25,2 \text{ rad/s}$ sehingga didapatkan nilai frekuensi rasio seperti perumusan di bawah ini :

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{25,2}{74,6} = 0,337$$

Berdasarkan perumusan di atas dan dengan mengintepretasikan grafik *force transmissibility* didapatkan nilai

damping ratio, $\xi = 0,5$. Sehingga, nilai Transmissibility force dapat diturunkan sebagai berikut,

$$T_f = \left\{ \frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right\}^{1/2}$$

$$T_f = \left\{ \frac{1 + (2 \cdot 0,5 \cdot 0,337)^2}{(1 - 0,337^2)^2 + (2 \cdot 0,5 \cdot 0,337)^2} \right\}^{1/2}$$

$$T_f = 1,113$$

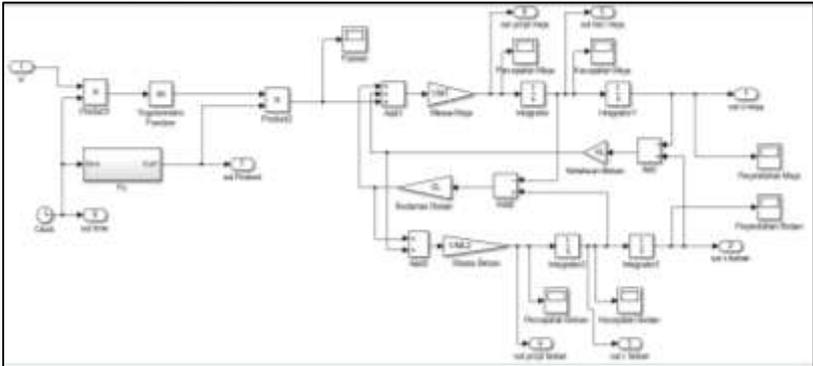
$$T_f = \left\{ \frac{k^2 + \omega^2 c^2}{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2} \right\}^{1/2}$$

$$1,113 = \left\{ \frac{814664^2 + 25,2^2 c^2}{(814664 - 146 \cdot 25,2^2)^2 + 25,2^2 c^2} \right\}^{1/2}$$

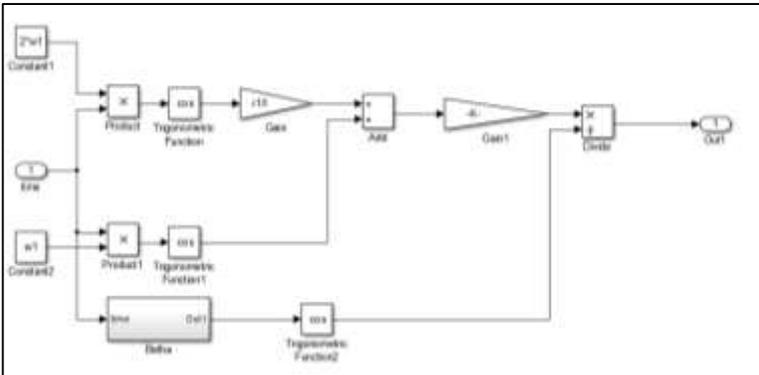
$$c = 31876,145 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$$

4.6 Blok Diagram

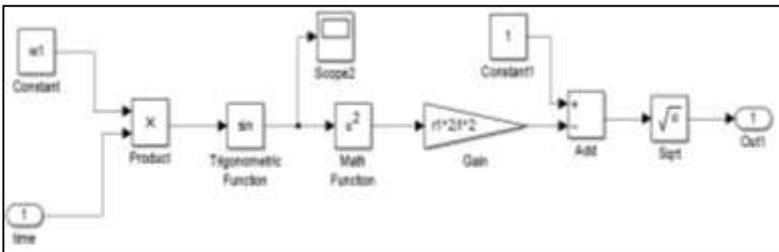
Untuk mengetahui respon dinamis pada alat uji gempa ini, maka pada simulasi di perangkat lunak *Matlab* diberikan input sinusoidal yang dapat merepresentasikan gelombang gempa.



Gambar 4.11 Blok Diagram Alat Uji Gempa



Gambar 4.12 Blok Diagram *Subsystem* nilai F_o



Gambar 4.11 Blok Diagram *Subsystem* sudut β

BAB V

ANALISIS HASIL DAN PEMBAHASAN

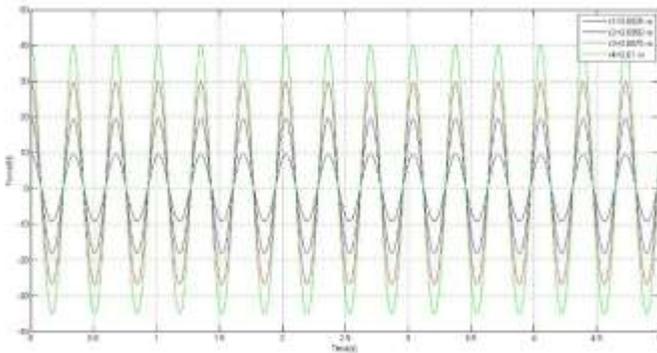
Dalam pemodelan alat uji gempa penghasil gerak translasi yang menggunakan mekanisme *slider crank* di dapatkan respon dinamis. Respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh *shaking table* dan massa beban. Selain respon dinamis pada pemodelan ini didapatkan nilai rms (*root mean square*) dari respon perpindahan, v-rms dari respon kecepatan dan a-rms dari respon percepatan.

Pertama kali yang dilakukan dalam simulasi ini adalah pemilihan nilai parameter dari panjang *disc* (r), variasi massa beban (M_L), dan variasi frekuensi (ω). Untuk nilai panjang *link slider crank* (r) yaitu 0,0025 m, 0,005 m, 0,0075 m, dan 0,01 m, untuk nilai variasi massa beban (M_L) 10kg, 30kg, 50kg, sedangkan untuk variasi frekuensi 18,6 rad/s dan 25.2 rad/s.

Pemodelan alat uji gempa penghasil gerak translasi ini disimulasikan dengan menggunakan input sinusoidal yang merepresentasikan gelombang gempa. Dari input ini didapatkan respon dinamis dari *shaking table* dan massa beban.

5.1 Respon Dinamis Input Gaya pada *Shaking Table*

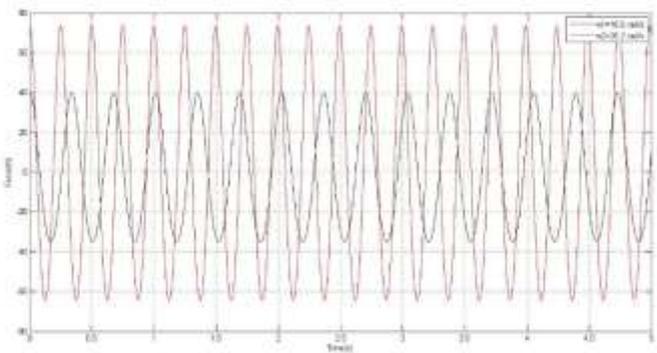
Gaya yang bekerja pada *shaking table* yang merupakan gaya yang didapatkan dari mekanisme *slider crank*. Gaya tersebut merupakan input sinusoidal yang mampu merepresentasikan gaya gempa. Berikut merupakan gambar respon gaya dengan variasi panjang *disc* (r) terhadap waktu



Gambar 5.1 Grafik Input Gaya dengan Variasi panjang disc (r) pada $\omega=18,6$ rad/s

Pada gambar 5.1 diperoleh grafik gaya eksitasi (F_0) dengan variasi panjang disc r untuk frekuensi (ω) = 18,6 rad/s dimana nilai F_0 tertinggi didapatkan ketika pada nilai r terpanjang. Nilai gaya maksimum untuk r_1, r_2, r_3, r_4 masing-masing adalah 19,55 N, 19,45 N, 29,64 N, 40,16 N.

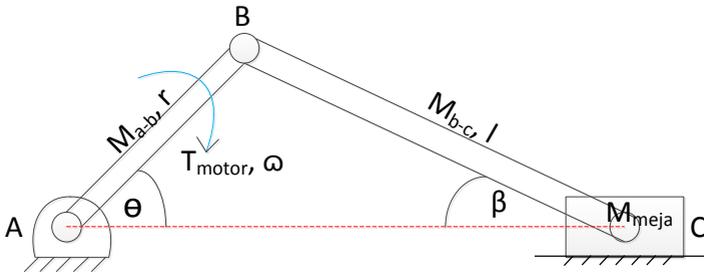
Untuk nilai F_0 dengan variasi frekuensi (ω) ditunjukkan pada grafik 5.2 di bawah ini :



Gambar 5.2 Grafik Input Gaya dengan Variasi frekuensi ω dengan panjang $r = 0,01$ m

Gambar 5.2 merupakan grafik input gaya dengan variasi frekuensi, dimana semakin besar frekuensi yang diberikan maka semakin besar nilai gaya input yang diberikan pada *shaking table*. Pada frekuensi 25,2 rad/s didapatkan nilai 73,71 N. Hal ini sesuai dengan nilai input $F(t) = F_0 \sin \omega t$ di mana untuk nilai ω yang semakin besar maka semakin besar pula nilai $F(t)$ atau gaya yang dihasilkan.

5.2 Respon Dinamis *Shaking Table* dengan Variasi Panjang Disc (r) untuk Massa Beban ($M_L = 10 \text{ kg}$) dan Frekuensi ($\omega = 18,6 \text{ rad/s}$)



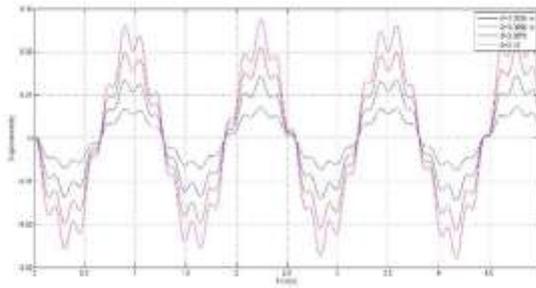
Gambar 5.3 Mekanisme *Slider Crank*

Pada gambar 5.3 dapat dilihat mekanisme *slider crank* yang divariasikan panjang lengan A-B yaitu r berdasarkan parameter input amplitudo. Nilai variasi r yang didapat dijelaskan pada tabel 5.1.

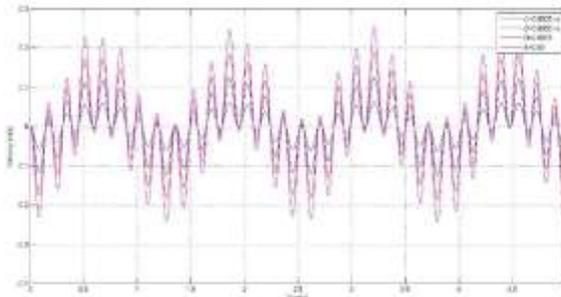
Tabel 5.1 Variasi panjang r berdasarkan input amplitudo

Amplitudo (m)	Panjang r (m)
0,005	0,0025
0,010	0,0050
0,015	0,0075
0,020	0,0100

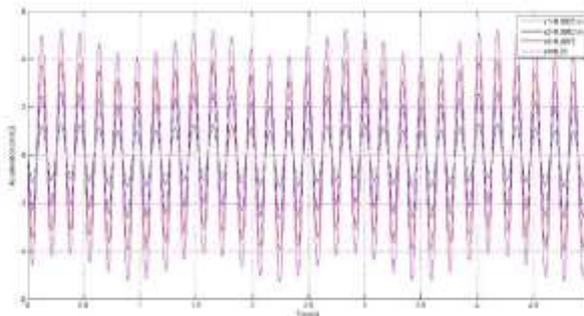
Dengan menyimulasikan berdasarkan variasi panjang r , untuk Massa beban tetap (M_L) = 10kg dan frekuensi tetap (ω) = 18,6 rad/s maka didapatkan respon dinamis pada *shaking table* sebagai berikut



(a)



(b)



(c)

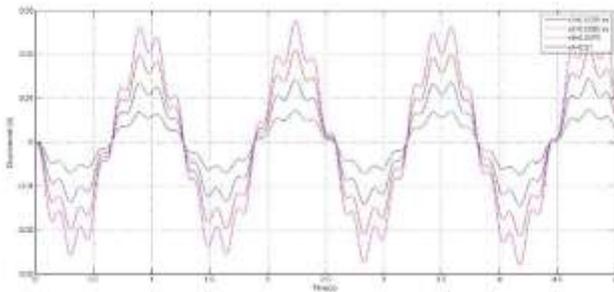
Gambar 5.4 Respon Dinamis pada *Shaking Table* (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi r

Gambar 5.4 merupakan grafik respon dinamis yang dialami oleh *shaking table* dengan variasi panjang disc (r) 0,0025 m, 0,005 m, 0,0075 m, dan 0,01 m dimana gambar 5.4 (a) merupakan respon perpindahan, (b) respon kecepatan dan (c) respon percepatan. Simulasi ini dilakukan pada massa beban 10 kg dengan frekuensi 18,6 rad/s. Trendline pada grafik di atas menunjukkan trendline sinusoidal yang merupakan akibat dari input gaya eksitasi. Trendline gelombang pada grafik sinusoidal merupakan akibat dari perbedaan yang terlalu jauh dari frekuensi natural dari sistem dan frekuensi eksitasi.

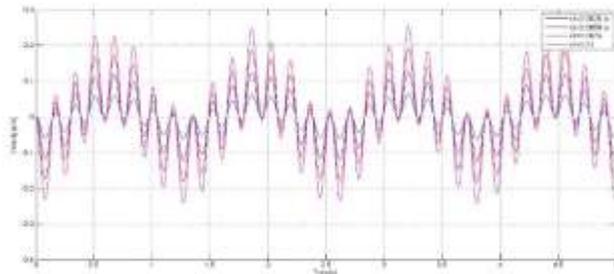
Pada grafik respon dinamis perpindahan (a) terlihat jelas bahwa semakin panjang nilai (r) maka perpindahan yang dihasilkan semakin tinggi. Sehingga semakin besar nilai amplitudo yang divariasikan maka semakin besar pula perpindahannya. Pada grafik respon kecepatan (b) semakin besar nilai panjang (r) maka semakin tinggi pula nilai kecepatan yang dialami oleh *shaking table*. Untuk respon percepatan (c) semakin besar nilai panjang (r) maka semakin besar nilai percepatan yang dialami oleh *shaking table*.

5.3 Respon Dinamis Beban dengan Variasi Panjang *Disc* (r) untuk Massa Beban ($M_L = 10$ kg) dan Frekuensi ($\omega = 18,6$ rad/s)

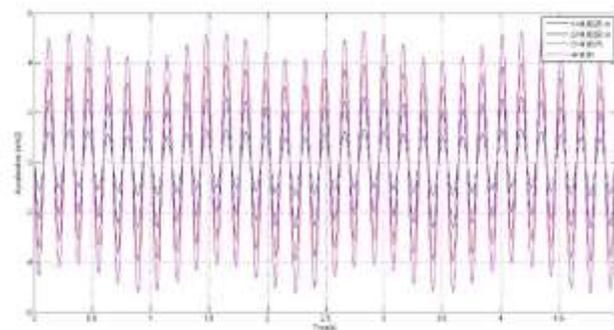
Dengan menyimulasikan berdasarkan variasi panjang r , untuk Massa beban tetap (M_L) = 10kg dan frekuensi tetap (ω) = 18,6 rad/s maka didapatkan respon dinamis pada beban adalah sebagai berikut :



(a)



(b)



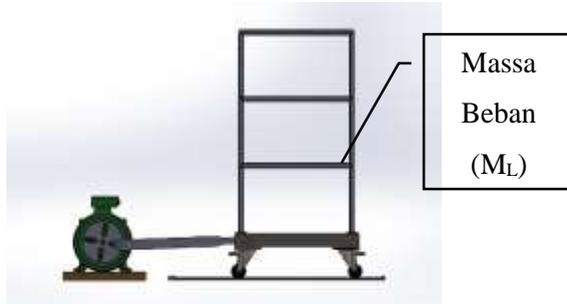
(c)

Gambar 5.5 Respon Dinamis pada Beban (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi r

Gambar 5.5 merupakan grafik respon dinamis yang dialami oleh beban dengan variasi panjang disc (r) 0,0025 m, 0,005 m, 0,0075 m, dan 0,01 m dimana gambar 5.3 (a) merupakan respon perpindahan, (b) respon kecepatan dan (c) respon percepatan. Simulasi ini dilakukan pada massa beban 10 kg dengan frekuensi 18,6 rad/s.

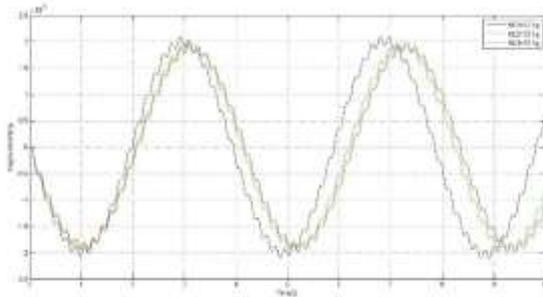
Pada grafik respon dinamis perpindahan (a) terlihat jelas bahwa semakin panjang nilai (r) maka perpindahan yang dihasilkan semakin tinggi. Sehingga semakin besar nilai amplitudo yang divariasikan maka semakin besar pula perpindahannya. Pada grafik respon kecepatan (b) semakin besar nilai panjang (r) maka semakin tinggi pula nilai kecepatan yang dialami oleh beban. Untuk respon percepatan (c) semakin besar nilai panjang (r) maka semakin besar nilai percepatan yang dialami oleh beban.

5.4 Respon Dinamis *Shaking Table* dengan Variasi Massa Beban (M_L) dengan Panjang $r=0,0025$ m dan Frekuensi $\omega=18,6$ rad/s

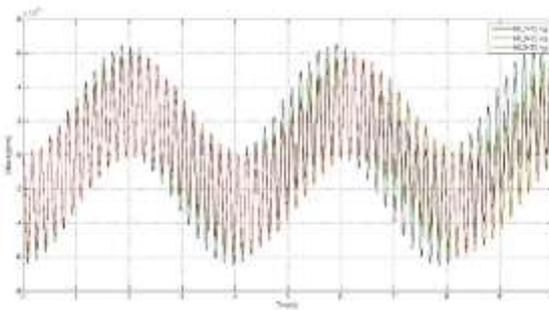


Gambar 5.6 Alat Uji Gempa

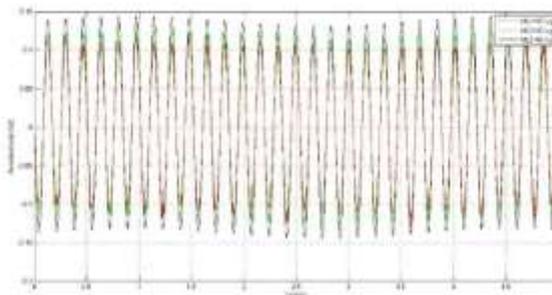
Pada gambar 5.6 alat uji gempa penghasil gerak translasi digunakan untuk mensimulasikan beban yang berada di atas *shaking table*. Beban tersebut kemudian divariasikan dengan nilai 10 kg, 30 kg, dan 50 kg kemudian didapatkan respon dinamis yang terjadi pada *shaking table*. Variabel yang tetap pada simulasi ini adalah panjang disc $r = 0,0025$ m dan frekuensi (ω) = 18,6 rad/s



(a)



(b)



(c)

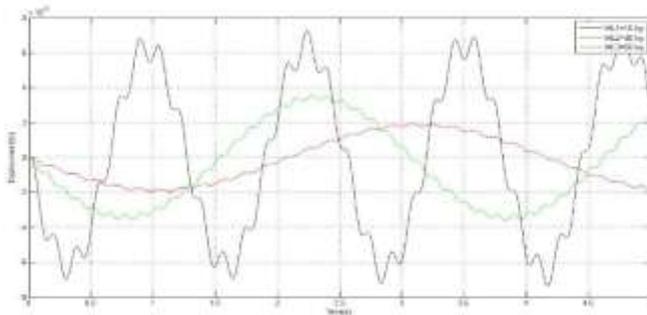
Gambar 5.7 Respon Dinamis pada *Shaking Table* (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi massa beban

Gambar 5.7 merupakan grafik respon dinamis yang dialami oleh *shaking table* dengan variasi massa beban (M_L) 10kg, 30kg, dan 50kg dimana gambar 5.7 (a) merupakan respon perpindahan , (b) respon kecepatan dan (c) respon percepatan. Simulasi ini dilakukan pada panjang $r = 0,0025$ m dengan frekuensi 18,6 rad/s.

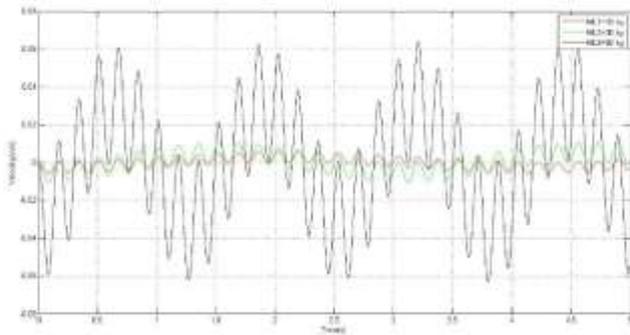
Pada grafik respon dinamis perpindahan (a) kecepatan (b) dan percepatan (c) nilai variasi Massa realif sama atau tidak berpengaruh terhadap *shaking table*. Hal tersebut sesuai dengan konsep simulator gempa dimana *shaking table* sebagai representatif dari input gempa tidak terpengaruh dengan variasi beban.

5.5 Respon Dinamis Beban dengan Variasi Variasi Massa Beban (M_L) dengan Panjang $r=0,0025$ m dan Frekuensi $\omega=18,6$ rad/s

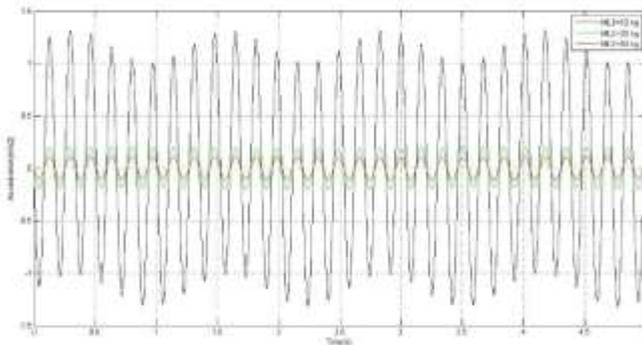
Dengan menyimulasikan berdasarkan variasi massa beban (M_L), untuk panjang disc (r) =0,0025 m dan frekuensi tetap (ω) = 18,6 rad/s maka didapatkan respon dinamis pada beban adalah sebagai berikut :



(a)



(b)



(c)

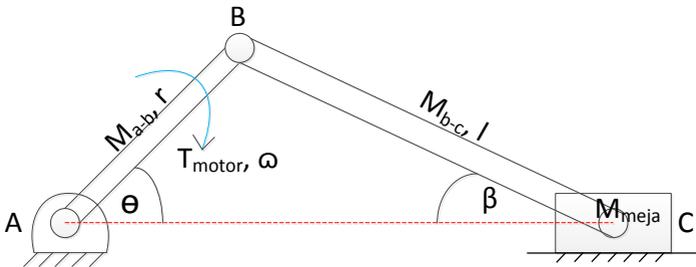
Gambar 5.8 Respon Dinamis pada beban (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi massa beban

Gambar 5.8 merupakan grafik respon dinamis yang dialami oleh beban dengan variasi massa beban (M_L) 10kg, 30kg, dan 50kg dimana gambar 5.8 (a) merupakan respon perpindahan, (b) respon kecepatan dan (c) respon percepatan. Simulasi ini dilakukan pada panjang $r = 0,0025$ m dengan frekuensi 18,6 rad/s.

Pada grafik respon dinamis perpindahan (a) terlihat jelas bahwa semakin besar nilai beban yang diberikan maka perpindahan yang dihasilkan semakin kecil. Pada grafik respon

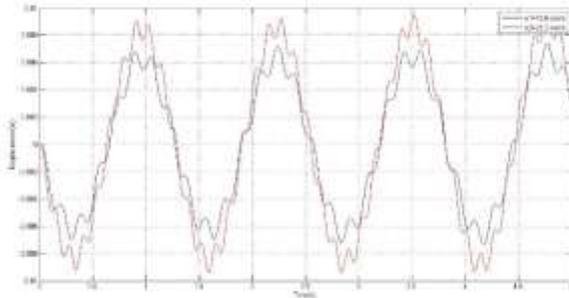
kecepatan (b) semakin besar nilai beban maka semakin kecil nilai kecepatan yang dialami oleh beban. Untuk respon percepatan (c) semakin besar nilai beban maka semakin kecil nilai percepatan yang dialami oleh beban. Hal tersebut sama dengan *state variable* sistem di mana semakin besar nilai Massa maka berbanding terbalik dengan respon yang dihasilkan

5.6 Respon Dinamis *Shaking Table* dengan Variasi Frekuensi (ω) dengan Massa Beban (M_L)=10 kg dan Panjang $r=0,0025$ m

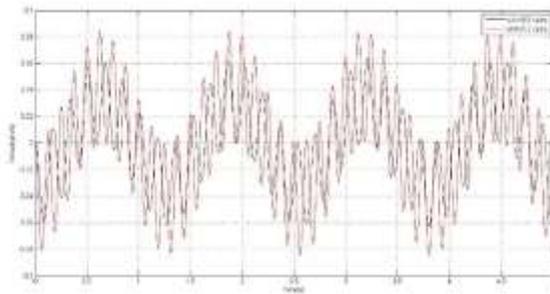


Gambar 5.9 Mekanisme *Slider Crank*

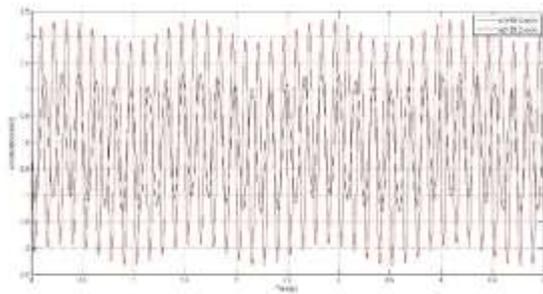
Pada gambar 5.9 dapat dilihat mekanisme *slider crank* yang divariasikan input putaran sudut atau frekuensi (ω). Frekuensi yang divariasikan adalah 18,6 rad/s dan 25,2 rad/s, kemudian disimulasikan untuk mengetahui respon dinamis dari *shaking table*. Variabel yang tetap pada simulasi ini adalah panjang disc $r = 0,0025$ m dan massa beban (M_L) = 10 kg.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.10 Respon Dinamis pada *shaking table* (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi frekuensi

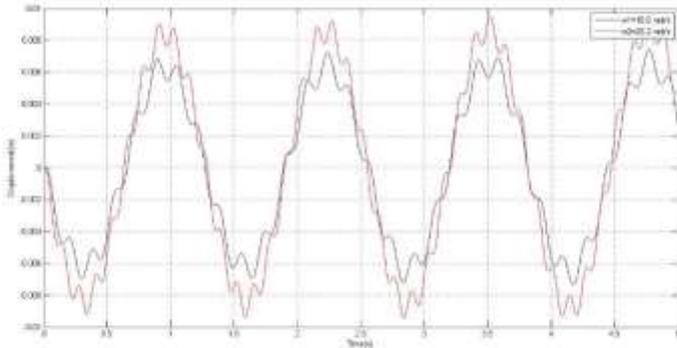
Gambar 5.10 merupakan grafik respon dinamis yang dialami oleh *shaking table* dengan variasi frekuensi , 18,6 rad/s dan 25,2 rad/s dimana gambar 5.10 (a) merupakan respon perpindahan , (b) respon kecepatan dan (c) respon percepatan. Simulasi ini dilakukan pada panjang $r = 0,0025$ m dengan massa beban = 10kg

Pada grafik respon dinamis perpindahan (a) terlihat jelas bahwa semakin besar nilai frekuensi yang diberikan maka perpindahan yang dihasilkan semakin besar. Pada grafik respon kecepatan (b) semakin besar nilai frekuensi maka semakin besar pula nilai kecepatan yang dialami oleh *shaking table*. Untuk respon percepatan (c) semakin besar nilai frekuensi maka semakin besar nilai percepatan yang dialami oleh *shaking table*.

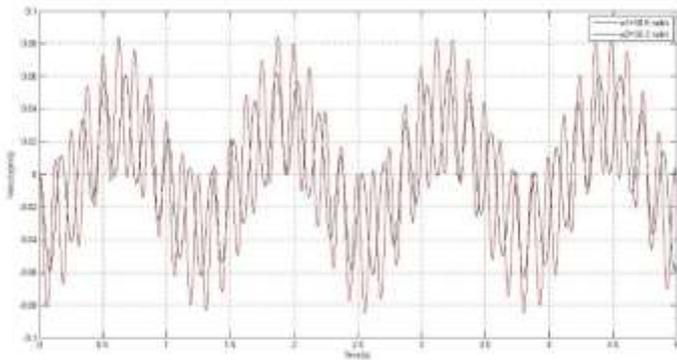
5.7 Respon Dinamis Beban dengan Variasi Frekuensi (ω)

dengan Massa Beban (M_L)=10 kg dan Panjang $r= 0,0025$ m

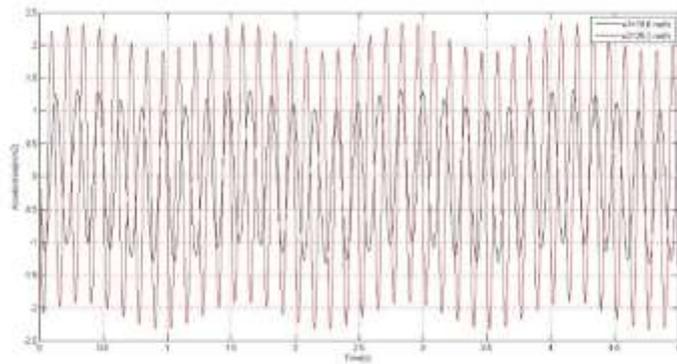
Dengan menyimulasikan berdasarkan variasi frekuensi (ω), untuk panjang disc (r) =0,0025 m dan Massa beban (M_L)= 10 kg maka didapatkan respon dinamis pada beban adalah sebagai berikut :



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.11 Respon Dinamis pada beban (a) Respon Perpindahan, (b) Respon Kecepatan dan (c) Respon Percepatan dengan variasi frekuensi

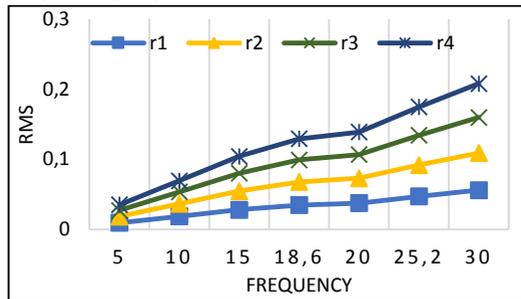
Gambar 5.11 merupakan grafik respon dinamis yang dialami oleh beban dengan variasi frekuensi , 18,6 rad/s dan 25,2 rad/s dimana gambar 5.11 (a) merupakan respon perpindahan , (b) respon kecepatan dan (c) respon percepatan. Simulasi ini dilakukan pada panjang $r = 0,0025$ m dengan massa beban = 10kg

Pada grafik respon dinamis perpindahan (a) terlihat jelas bahwa semakin besar nilai frekuensi yang diberikan maka

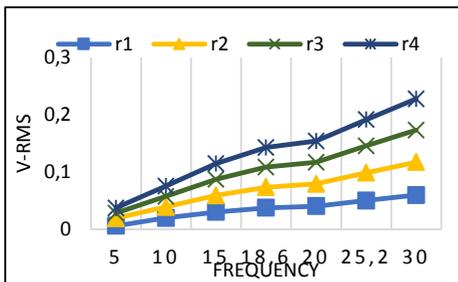
perpindahan yang dihasilkan semakin besar. Pada grafik respon kecepatan (b) semakin besar nilai frekuensi maka semakin besar pula nilai kecepatan yang dialami oleh beban. Untuk respon percepatan (c) semakin besar nilai frekuensi maka semakin besar nilai percepatan yang dialami oleh beban.

5.8 RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Panjang r pada *Shaking Table* dengan Massa Beban (M_L)= 10 kg dan 50 kg

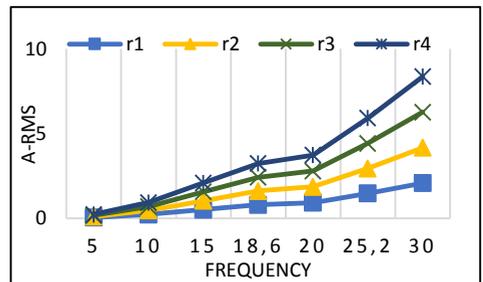
Nilai RMS (Root mean square) dari perpindahan, kecepatan, dan percepatan *shaking table* dan beban dengan memvariasikan nilai frekuensi dari 5-30 rad/s terhadap variasi panjang r terlihat pada gambar 5.9 dan 5.10 di bawah ini :



(a)

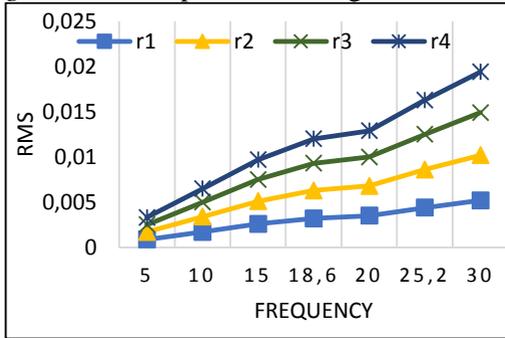


(b)

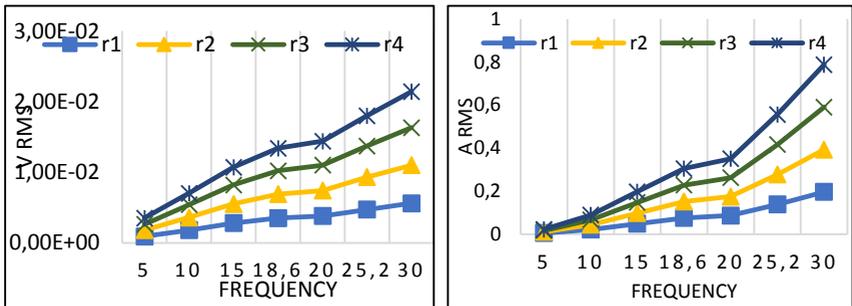


(c)

Gambar 5.12 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada *shaking table* terhadap variasi r dengan Massa Beban 10 kg



(a)



(b)

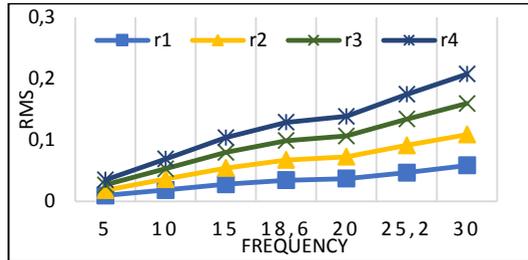
(c)

Gambar 5.13 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada *shaking table* terhadap variasi r dengan Massa Beban 50 kg

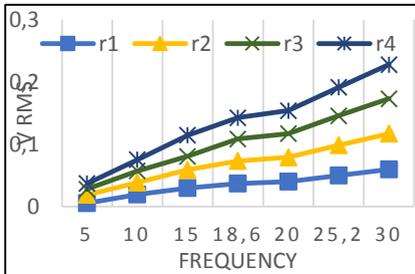
Pada gambar 5.12 dan 5.13 didapatkan nilai rms dengan *trendline* linear di mana semakin besar frekuensi semakin besar pulai nilai perpindahan, kecepatan maupun percepatan. Berdasarkan variasi panjang r maka nilai rms baik perpindahan, kecepatan maupun percepatan tertinggi terdapat pada nilai r yang paling besar, yaitu $r4 = 0,01$ m. Hal tersebut terjadi baik pada massa 10 kg maupun 50 kg.

5.9 RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Panjang r pada Beban dengan Massa Beban (M_L)= 10 kg dan 50 kg

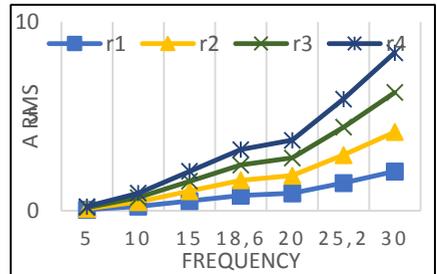
Nilai RMS (Root mean square) dari perpindahan, kecepatan, dan percepatan *shaking table* dengan memvariasikan nilai frekuensi dari 5-30 rad/s terhadap variasi panjang r terlihat pada gambar 5.14 dan 5.15 di bawah ini :



(a)

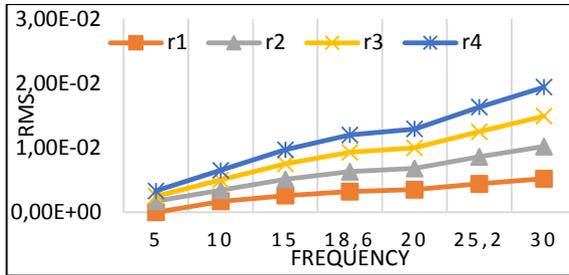


(b)

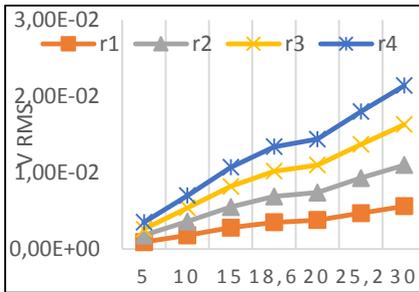


(c)

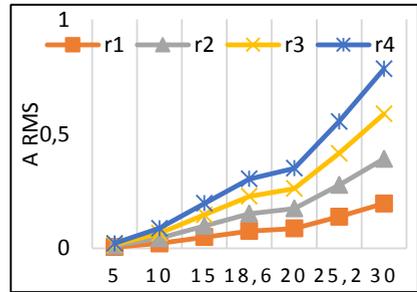
Gambar 5.14 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada beban terhadap variasi r dengan Massa Beban 10 kg



(a)



(b)



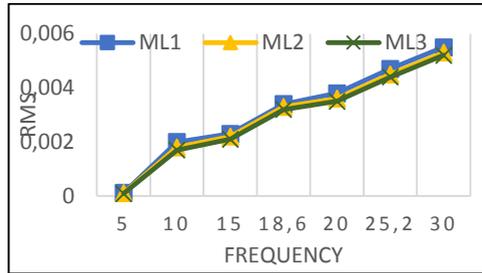
(c)

Gambar 5.15 (a) RMS (b)v RMS (c) a RMS pada beban terhadap variasi r dengan Massa Beban 50 kg

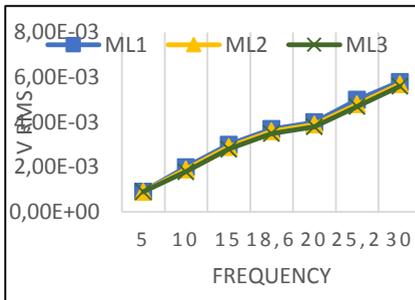
Pada gambar 5.14 dan 5.15 didapatkan nilai rms dengan *trendline* linear di mana semakin besar frekuensi semakin besar pulai nilai perpindahan, kecepatan maupun percepatan. Berdasarkan variasi panjang r maka nilai rms baik perpindahan, kecepatan maupun percepatan tertinggi terdapat pada nilai r yang paling besar, yaitu r4 = 0,01 m. Hal tersebut terjadi baik pada massa 10 kg maupun 50 kg.

5.10 RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Massa Beban (M_L) pada *Shaking Table*

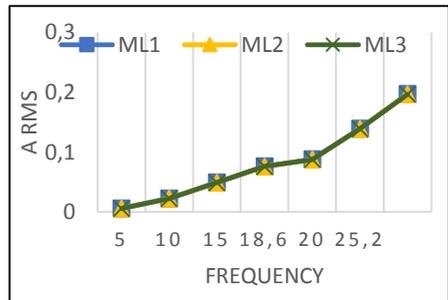
Nilai RMS (Root mean square) dari perpindahan, kecepatan, dan percepatan *shaking table* dengan memvariasikan nilai frekuensi dari 5-30 rad/s terhadap variasi massa beban (M_L) terlihat pada gambar 5.16 di bawah ini :



(a)



(b)



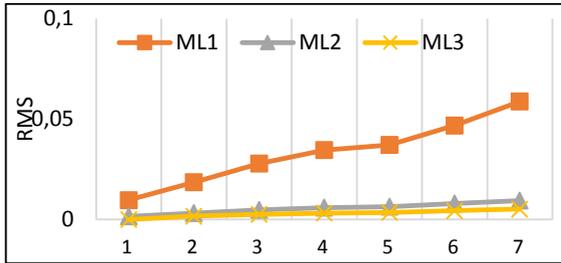
(c)

Gambar 5.16 (a) RMS (b) v-RMS (c) a-RMS pada *shaking table* terhadap variasi massa beban

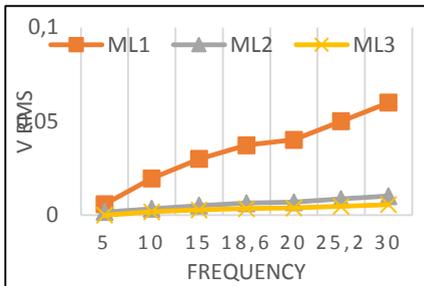
Pada gambar 5.13 didapatkan nilai rms dengan *trendline* linear di mana semakin besar frekuensi semakin besar pulai nilai perpindahan, kecepatan maupun percepatan. Variasi nilai massa bebarelatif tidak berpengaruh terhadap respon yang diterima oleh *shaking table*.

5.11 RMS, v-RMS, dan a-RMS Variasi Frekuensi terhadap Variasi Massa Beban (M_L) pada Beban

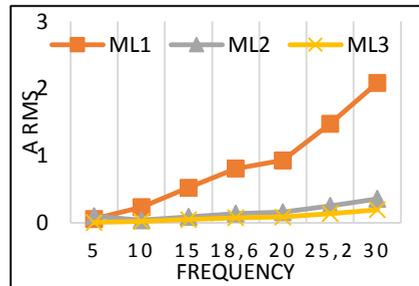
Nilai RMS (Root mean square) dari perpindahan, kecepatan, dan percepatan beban dengan memvariasikan nilai frekuensi dari 5-30 rad/s terhadap variasi massa beban (M_L) terlihat pada gambar 5.17 di bawah ini :



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.17 (a) RMS (b) v RMS (c) a RMS pada beban terhadap variasi massa beban

Pada gambar 5.17 didapatkan nilai rms dengan *trendline* linear di mana semakin besar frekuensi semakin besar pulai nilai perpindahan, kecepatan maupun percepatan. Berdasarkan variasi massa beban maka nilai rms baik perpindahan, kecepatan maupun percepatan tertinggi terdapat pada nilai massa beban terkecil yaitu $M_{L1} = 10\text{kg}$.

BAB VI PENUTUP

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan, simulasi dan analisis alat uji gempa penghasil gerak translasi menggunakan mekanisme *slider crank*, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Nilai redaman yang dibutuhkan pada motor penggerak agar mampu meredam efek getaran dari alat uji gempa dengan beban massa maksimum 50 kg bernilai sebesar $31876,145 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$
2. Semakin besar nilai amplitudo berbanding lurus dengan nilai panjang disc r sehingga, semakin panjang disc r semakin besar respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan baik respon dinamis pada *shaking table* maupun respon dinamis pada beban struktur yang diuji.
3. Semakin besar nilai frekuensi *input* yang diberikan maka berbanding lurus dengan besar respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan baik respon dinamis pada *shaking table* maupun respon dinamis pada beban struktur
4. Semakin besat nilai massa beban struktur yang diujikan maka berbanding terbalik dengan besarnya respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang merunun pada respon beban.
5. Alat uji gempa ini dapat beroperasi hingga frekuensi kurang dari 74,6 rad/s dengan beban maksimal 50 kg.
6. Alat Uji gempa ini dapat diterapkan sebagai simulator gempa yang baik dikarenakan pada sistem *shaking table* sebagai representatif dari input gempa tidak berpengaruh dari variasi massa yang dihasilkan.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan saran dalam pengembangan penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut :

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mewujudkan rancang bangun alat agar dapat mengetahui karakteristik hasil dari pengujian dan simulasi
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk memperhatikan dimensi dari disc yang harus disesuaikan dengan jenis poros pada motor
3. Disarankan pada penelitian selanjutnya menambah *Degree of Freedom* pada massa yang disimulasikan, seperti membuat massa bertingkat.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] H. Dwiarti, “Pengembangan Sistem Isolasi Seismik pada Struktur Bangunan yang Dikenai Beban Gempa sebagai Solusi untuk Membatasi Respon Dinamik,” *Jurnal Teknik Sipil*, 2012.
- [2] S. S. Rao, *Mechanical Vibration*, University of Miami: Prentice Hall, 2011.
- [3] B. Bontong, “Karateristik Dinamika Bola Baja Sebagai Material Isolasi Seismik,” *Jurnal Teknik Sipil*, 2010.
- [4] J. P. Conte, “Large High Performance Outdoor Shake Table,” dalam *Engineering Mechanics Conference* , Delaware, 2004.
- [5] A. Scholum, “Fundamental of Design Structural Connection and Interfaces,” 2008.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Tiara Angelita Cahyaningrum dilahirkan di Ponorogo pada tanggal 22 Januari 1995 dari orangtua bernama Loso dan Lulik. Pendidikan formal yang ditempuh oleh penulis dimulai dari SD 1 Pondok pada 2001-2007. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Babadan pada tahun 2007-2010 dan SMA Negeri 1 Ponorogo pada tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis diterima di S-1 Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik selama perkuliahan. Penulis pernah menjadi asisten kelas Elemen Mesin 1, Mekanika Kekuatan Material dan Mekanika Getaran. Penulis pernah menjadi asisten praktikum di Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Selain itu untuk mengisi kegiatan non akademik pada tahun kedua perkuliahan, penulis aktif menjadi staff Departemen Organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2014-2015. Selanjutnya pada tahun ketiga, penulis aktif sebagai Kabiro Internal HMM Departemen Organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2015-2016, Kepala Divisi LKMM di Bakor BEM ITS, Pemandu Aktif LKMM dan fasilitator LKMM TM ITS.

Motto hidup penulis adalah “*If you judge people you don't have time to love them*” menjadikan penulis selalu menjadi pribadi yang positif, dan selalu menebar kebahagiaan bagi sekitar. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email :

cahyaningrumtiara@yahoo.com .

(Halaman ini sengaja dikosongkan)