



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

Tugas Akhir - TM 141585

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI  
RESPON GETARAN SISTEM UTAMA  
TERHADAP GETARAN TRANSLASI,  
*PITCHING*, DAN *ROLLING* DENGAN  
PENAMBAHAN MEKANISME  
*TRANSLASIONAL MASS VIBRATION  
ABSORBER (TMVA)***

**NIRA ASFARINA  
NRP 0211144000022**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati ST., MT.**

**PROGRAM SARJANA  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**





TUGAS AKHIR - TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI  
RESPON GETARAN SISTEM UTAMA  
TERHADAP GETARAN TRANSLASI,  
*PITCHING*, DAN *ROLLING* DENGAN  
PENAMBAHAN MEKANISME  
*TRANSLATIONAL MASS VIBRATION  
ABSORBER (TMVA)***

NIRA ASFARINA  
NRP 0211144000022

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

PROGRAM SARJANA  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA, 2018





---

---

FINAL PROJECT - TM141585

**MODELLING AND ANALYSIS OF  
TRANSLATION, PITCHING, AND ROLLING  
VIBRATION RESPONSE REDUCTION ON  
MAIN SYSTEM BY TRANSLATIONAL MASS  
VIBRATION ABSORBER (TMVA) MECHANISM**

**NIRA ASFARINA  
NRP 0211144000022**

**Advisory Lecturer  
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.**

**UNDERGRADUATE PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL ENGINEERING  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA, 2018**



**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI RESPON  
GETARAN SISTEM UTAMA TERHADAP GETARAN  
TRANSLASI, *PITCHING*, DAN *ROLLING* DENGAN  
PENAMBAHAN SISTEM *TRANSLATIONAL MASS  
VIBRATION ABSORBER* (TMVA)**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**NIRA ASFARINA**  
NRP. 0211144000022

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. **Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.**  
NIP. 197004121997032003 (Pembimbing)
2. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng**  
NIP. 197505111999031001 (Penguji I)
3. **Aida Annisa Amin Daman, ST., MT.**  
NIP. 198907052015042005 (Penguji II)
4. **Latifah Nurahmi, ST., M.Sc, Ph.D.**  
NIP. 1986201712037 (Penguji III)

SURABAYA

JULI, 2018







# **PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI RESPON GETARAN SISTEM UTAMA TERHADAP GETARAN TRANSLASI, *PITCHING*, DAN *ROLLING* DENGAN PENAMBAHAN SISTEM *TRANSLASIONAL MASS VIBRATION ABSORBER* (TMVA)**

**Nama Mahasiswa** : Nira Asfarina  
**NRP** : 0211144000022  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.  
**Laboratorium** : Vibrasi dan Sistem Dinamis

## **ABSTRAK**

*Getaran yang dihasilkan oleh peralatan mekanik ketika dioperasikan dapat terjadi ke segala arah, namun cenderung ke arah translasi dan rotasi. Dampak yang ditimbulkan dari getaran yang terjadi dapat bervariasi dan bersifat merugikan komponen mekanik penyusun sistem tersebut, terlebih apabila getaran yang dihasilkan berlebih. Contoh dari dampak yang dihasilkan mulai dari keausan roda gigi, kerusakan bantalan dan poros, hingga berakibat pada berkurangnya umur penggunaan mesin. Getaran dalam sistem tidak hanya dapat terjadi ke arah translasi saja, melainkan dapat ke arah rotasi. Oleh karena itu, penelitian ini bertujuan untuk merancang sistem TMVA (Translational Mass Vibration Absorber) yang dapat meredam getaran baik translasi maupun rotasi dari sistem yang bergetar dengan prinsip DVA (Dynamic Vibration Absorber).*

*Dalam penelitian ini, sistem utama dirancang untuk dapat bergetar ke arah translasi dan rotasi berupa pitching dan rolling. Getaran tersebut kemudian diredam dengan*

sebuah sistem TMVA (*Translational Mass Vibration Absorber*) yang terdiri dari massa-pegas-redaman. Untuk mendapatkan arah getar secara translasi, pitching, dan rolling, sistem utama berupa plat datar ditumpu oleh mekanisme pegas-redaman dengan empat buah nilai konstanta kekakuan ( $K_A$ ,  $K_B$ ,  $K_C$ , dan  $K_D$ ) dan redaman ( $C_A$ ,  $C_B$ ,  $C_C$ , dan  $C_D$ ) yang berbeda. Motor DC digunakan untuk memberikan gaya eksitasi yang diletakkan tegak lurus pusat massa utama (*center of gravity*). TMVA yang dirancang merupakan sistem massa-pegas-redaman, dengan massa berupa koin dengan nilai tertentu yang dihubungkan pada pegas yang bergerak bebas (*free to bounce*), kemudian dibungkus dengan selongsong transparan sebelum diletakkan diatas plat datar sistem utama. Variasi-variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah variasi rasio massa absorber terhadap massa utama sebesar 1/40; 1/20; 3/40, dan variasi peletakan posisi TMVA diatas plat datar massa utama.

Dari penelitian yang dilakukan, didapatkan hasil reduksi getaran sistem utama yang optimal adalah dengan kombinasi massa absorber dengan perbandingan 1:20 dan posisi terjauh dari pusat massa sistem utama, namun terdekat dengan koefisien pegas sistem utama terkecil. Persentase reduksi untuk getaran translasi sebesar 98,76% untuk rata-rata percepatan translasi, 97,64% untuk rata-rata percepatan rolling, dan 98,56% untuk rata-rata percepatan pitching pada frekuensi natural 39,5954 rad/s dan amplitudo 0,02 m.

**Kata Kunci : Getaran, Translasi, Pitching, Rolling, vibration absorber, pengaruh posisi, variasi massa, reduksi respon**

**MODELLING AND ANALYSIS OF  
TRANSLATION, *PITCHING*, AND *ROLLING*  
VIBRATION RESPONSE REDUCTION ON MAIN  
SYSTEM BY TRANSLATIONAL MASS  
*VIBRATION ABSORBER* (TMVA) SYSTEM**

**Student's Name** : Nira Asfarina  
**NRP** : 0211144000022  
**Advisory Lecturer** : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.  
**Laboratorium** : Vibrasi dan Sistem Dinamis

**ABSTRACT**

*Vibration produced by mechanical equipment when operated can occur in all directions, but tends to be translational and rotational. The impact of the vibrations that occur can vary and are detrimental to the mechanical components that make up the system, especially if the vibration produced is excessive. The examples is gear damage, bearing and shaft damage, that could reduced engine life. Vibration in the system can not only occur in the direction of translation, but can be in the direction of rotation. Therefore, this study aims to design a TMVA system (Translational Mass Vibration Absorber) that could reduce both translational and rotational vibrations of a system that vibrates with the DVA principle (Dynamic Vibration Absorber).*

*In this study, the main system is designed to vibrate in the direction of translation and rotation in the form of pitching and rolling. The vibration is then damped with a TMVA system (Translational Mass Vibration Absorber) which consists of mass-spring-damper. To get vibration direction in translation, pitching, and rolling, the main system in the form of a flat*

*plate is supported by a spring-damping mechanism with four spring constant values (KA, KB, KC, and KD) and damper constant values (CA, CB, CC, and CD). DC motors are used to provide an excitation force that is placed perpendicular to the center of gravity. TMVA is designed as a mass-spring-damper system, with a mass in the form of coins with a certain value connected to a spring that moves freely (free to bounce), then wrapped with transparent sleeves before being placed on the flat plate of the main system. The variations made in this study are variations in the ratio of the mass absorber to the main mass of 1/40; 1/20; 3/40, and variations of TMVA position on the main mass.*

*From the research conducted, the optimal main system vibration reduction is obtained by combining the mass absorber with a ratio of 1:20 and the farthest position from the center of mass of the main system, but closest to the smallest main system spring coefficient. The percentage reduction for translational vibration is 98.76% for average translational acceleration, 97.64% for rolling average acceleration, and 98.56% for average pitching acceleration at natural frequencies of 39.5954 rad / s and amplitude 0.02 m.*

***Keywords : Vibration, Translation, Pitching, Rolling, vibration absorber, influence of TMVA position, absorber mass, response reduction***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, sehingga Tugas Akhir yang berjudul “ Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Sistem Utama Terhadap Getaran Translasi, *Pitching*, Dan *Rolling* Dengan Penambahan Sistem *Translational Mass Vibration Absorber* (TMVA)” dapat selesai dengan baik dan lancar.

Penyusunan Tugas Akhir ini merupakan persyaratan akademis pada mata kuliah “Tugas Akhir” pada tahun ajaran 2017—2018, program studi S1 (Strata Satu) untuk Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Tersusunnya Tugas Akhir ini juga karena bantuan dan dukungan dari berbagai pihak terkait yang terlibat, baik secara langsung maupun tidak langsung, untuk itu penulis mengucapkan terimakasih kepada:

1. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., selaku dosen pembimbing yang memberikan bimbingan dan pengarahan selama menyusun Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng., Bapak Ari Kurniawan Saputra, ST., MT., dan Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST., MT., selaku dosen penguj yang memberikan kritik, saran, dan masukan dari Seminar Proposal Tugas Akhir.
3. Keluarga penulis yang tiada henti menyemangati baik dalam segi moril maupun materiil.
4. Erfan Nurbahari Amsyah, teman sekaligus penyemangat disegala kondisi yang memberikan banyak dukungan *real-time*, kritik serta saran.

5. Serta semua pihak yang telah membantu penyusunan Tugas Akhir ini: Intan Mahardhika, Rifqi Rizaldi, Kartika Firdausi, Firas Rahmad Hidayatullah, teman-teman Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis, teman-teman M57, serta seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin, FTI-ITS.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kesalahan dan kekurangan hingga jauh dari kata sempurna, sehingga kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan. Guna penambahan wawasan serta keperluan studi lainnya untuk pengembangan yang lebih lanjut, semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan pengetahuan, dan dapat bermanfaat bagi siapapun yang membacanya.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

## Daftar Isi

Abstrak.....	i
<i>Abstract</i> .....	iii
Kata Pengantar .....	v
Daftar Isi .....	vii
Daftar Gambar.....	ix
Daftar Tabel.....	xiii
BAB PENDAHULUAN .....	1
1.1.Latar Belakang .....	1
1.2.Rumusan Masalah .....	3
1.3.Batasan Masalah.....	4
1.4.Tujuan Penelitian.....	5
1.5.Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	7
2.1.Penelitian Terdahulu.....	7
2.2. <i>Multidegree-Of-Freedom (M-Dof)</i> .....	22
2.3. <i>Base-Motion Vibration</i> .....	25
2.4. <i>Dynamic Vibration absorber</i> .....	27
2.4.1 <i>Undamped-Dynamic Vibration absorber</i> .....	27
2.4.2 <i>Damped-Dynamic Vibration absorber</i> .....	31
BAB III METODE PENELITIAN .....	35
3.1.Flowchart Penelitian.....	36
3.2.Penjelasan Tahap Penelitian .....	37
3.2.1 Studi Literatur .....	37
3.2.2 Identifikasi Masalah .....	37
3.2.3 Perancangan Mekanisme TMVA.....	37
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis .....	40
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak .....	41
3.2.6 Pembuatan Blok Simulasi.....	52
3.2.7 Simulasi.....	52
3.2.8 Reduksi Respon Sistem Utama.....	53
3.2.9 Analisa Hasil .....	53
3.2.10 kesimpulan .....	53

3.3.Parameter Penelitian.....	53
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>63</b>
4.1.Pembuatan Blok Simulasi .....	64
4.1.1Sistem Utama Tanpa TMVA.....	64
4.1.2.Sistem Utama Dengan TMVA .....	67
4.2.Analisa Respon.....	68
4.2.1.Analisa Respon Sistem Utama Tanpa TMVA .....	68
4.2.2.Analisa Respon Sistem Utama Dengan TMVA .....	77
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>115</b>
5.1.Kesimpulan .....	115
5.2.Saran .....	116
Daftar Pustaka .....	117
Lampiran .....	119

## Daftar Gambar

Gambar 2.1 Model dinamis <i>full-vehicle system</i> .....	8
Gambar 2.2 Sistem utama dengan damped DVA pada peredam absorber yang terhubung ke tanah(a), dan peredam absorber yang terhubung pada massa utama(b) .....	11
Gambar 2.3 Sistem utama dengan damped DVA pada peredam absorber yang terhubung ke tanah(a), dan peredam absorber yang terhubung pada massa utama(b) .....	14
Gambar 2.4 Model dinamis sistem(a) dan hasil simulasi(b) .....	15
Gambar 2.5 Pemodelan dinamis sistem utama 2-DoF(a), sistem utama dengan <i>single</i> DVA(b), dan sistem utama dengan <i>dual</i> DVA yang disusun seri(c) .....	16
Gambar 2.6 Model dinamis sistem tanpa penambahan DVA (a) dan dengan penambahan DDVA(b).....	17
Gambar 2.7 Rancangan <i>assembly</i> DVA(a), rancangan tumpuan DVA(b), dan rancangan pegas DVA(c).....	19
Gambar 2.8 Parameter yang divariasikan pada penelitian . .....	20
Gambar 2.9 Pada nilai $M_{a1}$ dan $K_{a1}$ dengan $b$ bervariasi . .....	21
Gambar 2.10 Pada nilai $M_{a1}$ dan $K_{a2}$ dengan $b$ bervariasi .....	21
Gambar 2.11 Pada nilai $M_{a1}$ dan $K_{a3}$ dengan $b$ bervariasi .....	21
Gambar 2.12 Model of <i>Full-Vehicle system</i> (a) dan <i>free-body diagram of quarter car model</i> (b).....	22
Gambar 2.13 <i>Half Vehicle</i> Model .....	23
Gambar 2.14 <i>Base excitation</i> (a), dan <i>free body diagram</i> (b) .....	24
Gambar 2.15 Grafik hubungan Amplitudo ratio dengan <i>frequency ratio</i> (a), dan <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i> (b).....	25

Gambar 2.16 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan undamped DVA.....	27
Gambar 2.17 Pengaruh undamped <i>vibration absorber</i> terhadap respon dari sistem utama.....	28
Gambar 2.18 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan damped DVA.....	30
Gambar 2.19 Pengaruh dari <i>damped vibration absorber</i> terhadap respon sistem utama.....	31
Gambar 3.1 Flowchart Penelitian .....	33
Gambar 3.2 Rancangan TMVA .....	36
Gambar 3.3 Sistem Utama tampak isometri(a), dan tampak belakang(b) .....	38
Gambar 3.4 Rancangan Sistem Gabungan .....	39
Gambar 3.5 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa TMVA(a) dan dengan TMVA(b) .....	40
Gambar 3.6 <i>Free-body diagram</i> Sistem Utama tanpa TMVA .....	42
Gambar 3.7 <i>Free-body diagram</i> Gerak <i>Rolling</i> oleh Massa Utama.....	44
Gambar 3.8 <i>Free-body diagram</i> Gerak <i>Pitching</i> oleh Massa Utama.....	47
Gambar 3.9 <i>Free-body diagram</i> TMVA dan sistem utama .....	49
Gambar 3.10 <i>Free-body diagram</i> sistem utama dengan TMVA untuk gerak <i>rolling</i> .....	50
Gambar 3.11 <i>Free-body diagram</i> sistem utama dengan TMVA untuk gerak <i>pitching</i> .....	56
Gambar 3.12 Pengujian dengan beban 0.1675Kg(a); 0.335Kg(b), dan 0.5025Kg(c) .....	58
Gambar 3.13 Amplitudo K2 pada pemberian beban 20.065Kg.....	59
Gambar 3.14 Hasil <i>smoothing</i> dan <i>filtering</i> .....	63
Gambar 3.15 Variasi peletakan TMVA .....	65
Gambar 4.1 Desain TMVA.....	66

Gambar 4.2 Momen inersia plat datar massa utama .....	71
Gambar 4.3 Block diagram sistem utama tanpa TMVA .....	72
Gambar 4.4 Bode diagram sistem utama tanpa TMVA .....	74
Gambar 4.5 Respon <i>displacement</i> sistem tanpa TMVA .....	75
Gambar 4.6 Respon <i>acceleration</i> sistem tanpa TMVA .....	76
Gambar 4.7 Distribusi simpangan pada plat datar massa utama tanpa TMVA .....	79
Gambar 4.8 Pembagian titik tinjauan plat datar massa utama .....	81
Gambar 4.9 Penempatan TMVA diatas plat datar massa utama (Tampak Atas) .....	81
Gambar 4.10 Bode diagram sistem utama tanpa dan dengan TMVA pada node 1 .....	83
Gambar 4.11 Bode diagram sistem utama tanpa dan dengan TMVA pada node 2 .....	85
Gambar 4.12 Bode diagram sistem utama tanpa dan dengan TMVA pada node 3 .....	87
Gambar 4.13 Bode diagram sistem utama tanpa dan dengan TMVA posisi bervariasi .....	88
Gambar 4.14 Respon <i>displacement</i> sistem utama tanpa dan dengan TMVA .....	90
Gambar 4.15 Respon <i>acceleration</i> sistem utama tanpa dan dengan TMVA .....	92
Gambar 4.16 Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi massa TMVA .....	93
Gambar 4.17 Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi TMVA .....	94
Gambar 4.18 Grafik persen reduksi getaran translasi .....	96
Gambar 4.19 Respon <i>rolling displacement</i> sistem utama tanpa dan dengan TMVA .....	97
Gambar 4.20 Respon <i>rolling acceleration</i> sistem utama tanpa dan dengan TMVA .....	100
Gambar 4.21 Grafik <i>rolling acceleration</i> terhadap variasi massa TMVA .....	101

Gambar 4.22 Grafik <i>rolling acceleration</i> terhadap variasi posisi TMVA .....	102
Gambar 4.23 Grafik persen reduksi <i>rolling acceleration</i> ...	104
Gambar 4.24 Respon <i>pitching displacement</i> sistem utama tanpa dan dengan TMVA.....	106
Gambar 4.25 Respon <i>pitching acceleration</i> sistem utama tanpa dan dengan TMVA .....	108
Gambar 4.26 Grafik <i>pitching acceleration</i> terhadap variasi massa TMVA.....	109
Gambar 4.27 Grafik <i>pitching acceleration</i> terhadap variasi massa.....	110
Gambar 4.28 Grafik persen reduksi getaran <i>pitching acceleration</i> .....	111
Gambar 4.29 Grafik respon <i>acceleration</i> untuk 3-Dof.....	111
Gambar 4.30 Rasio perpindahan TMVA terhadap rasio RMS <i>acceleration</i> .....	112

## Daftar Tabel

<b>Tabel 3.1</b> Parameter massa utama yang dikehendaki .....	54
<b>Tabel 3.2</b> Variasi massa <i>absorber</i> dalam pengujian .....	55
<b>Tabel 3.3</b> Kombinasi pengambilan data pengujian <i>acceleration</i> .....	61
<b>Tabel 4.1</b> Data-data RMS <i>acceleration</i> dan persen reduksinya .....	91
<b>Tabel 4.2</b> Data-data RMS <i>rolling acceleration</i> dan persen reduksinya .....	98
<b>Tabel 4.3</b> Data-data RMS <i>pitching acceleration</i> dan persen reduksinya .....	107

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Getaran merupakan gerakan osilatif atau bolak-balik disekitar posisi kesetimbangan dari sebuah sistem dinamis. Dalam kehidupan sehari-hari, sering ditemukan kasus yang berkaitan dengan getaran. Misalnya, getaran yang ditemukan pada saat mengoperasikan mesin bubut, mesin bor, turbin, kendaraan bermotor, hingga mesin kapal. Getaran tersebut dapat terjadi kearah translasi maupun rotasinya. Dampak yang dihasilkan dari getaran yang terjadi dapat merugikan komponen permesinan yang menyusun sistem tersebut, contohnya adalah kerusakan pada bantalan, poros, keausan roda gigi, dan kerusakan mekanik lainnya. Getaran yang dihasilkan akan semakin bertambah ketika frekuensi operasi hampir mendekati atau sama dengan frekuensi naturalnya, sehingga terjadi resonansi. Getaran yang dihasilkan pada saat sistem beresonansi sangat berbahaya bahkan mampu menghancurkan sistem tersebut. Oleh karenanya, getaran yang terjadi harus direduksi atau dikurangi. Salah satu metode yang telah dikenal dan diteliti sebelumnya untuk mampu meredam getaran berlebih dari sistem yang beroperasi adalah DVA (*Dynamic Vibration Absorber*). Prinsip kerja dari metode DVA adalah penambahan sistem yang terdiri dari massa, pegas, dan *damp*er tambahan pada sistem utama. Sistem tersebut dapat meredam getaran yang terjadi pada sistem utama dengan menghasilkan getaran baru yang berlawanan arah getar dengan sistem utama.

Dalam penelitian terdahulu dengan topik DVA, terbukti bahwa penambahan sistem massa-pegas tambahan pada sistem utama mampu mereduksi getaran berlebih dari sistem utama yang diberi getaran harmonik sehingga bergerak

translasi dan rotasi. Sistem utama yang dirancang dalam skala laboratorium dengan massa berupa plat datar yang ditopang oleh empat buah pegas dengan dua nilai koefisien yang berbeda sehingga menghasilkan gerakan translasi dan rotasi. Pada studi tersebut, sistem utama dijalankan dan disimulasikan. Hasilnya menunjukkan nilai redaman yang berbeda, dimana nilai redaman sistem pada frekuensi natural 36,7 m/s dan amplitudo 0.3 m dari studi eksperimental lebih kecil, dengan nilai redaman 75,71% arah translasi dan 97,36% arah rotasi. Sedangkan nilai redaman dari studi simulasinya sebesar 99,1% arah translasi dan 97,6% arah rotasi. Hasil tersebut mengindikasikan sistem utama pada kenyataannya mengalami getaran yang menyebar, tidak hanya translasi dan rotasi pada satu sumbu melainkan memungkinkan getaran translasi dan rotasi yang menyebar pada dua sumbu, yang dikenal dengan istilah *pitching* dan *rolling*. Hal tersebut menyebabkan perbedaan nilai redaman yang cukup signifikan pada sistem utama dibandingkan dengan pengujian simulasinya. Oleh karena itu, dengan perkembangan teknologi perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai DVA dalam mereduksi getaran arah translasi dan rotasi (*pitching* dan *rolling*) agar reduksi getaran yang dihasilkan lebih maksimal.

Berdasarkan latar belakang tersebut, pada studi penelitian simulasi ini akan dirancang dan diteliti sistem DVA yang dapat mereduksi getaran berlebih, baik arah translasi maupun rotasi (*pitching* dan *rolling*) pada sistem utama suatu simulator getaran skala laboratorium. Untuk menggambarkan kondisi *real*, dimodelkan suatu sistem utama simulator getaran berupa plat datar yang ditumpu oleh empat buah pegas dan mendapat gaya *base-motion* dari motor DC yang diletakkan pada pusat massa (*center of gravity*) plat datar. Untuk menggambarkan arah translasi dan rotasi (*pitching* dan *rolling*) secara bersamaan digunakan pegas dengan empat nilai koefisien yang berbeda.

Penelitian ini akan dititik-beratkan pada pemodelan sebuah mekanisme TMVA (*Translational Mass Vibration Absorber*) berupa sistem massa-pegas-redaman dengan massa berupa koin pada besaran tertentu ditumpu oleh sebuah pegas yang bergerak bebas kearah translasi. TMVA diharapkan dapat mereduksi getaran berlebih yang terjadi pada simulator getaran, baik pada arah translasi, *pitching*, maupun *rolling*. TMVA dirancang berbentuk selongsong tabung transparan yang didalamnya terdapat sistem massa-pegas-redaman, dengan massa berupa koin yang ditempatkan pada wadah tabung dan pegas yang dibiarkan bergerak bebas. Variasi yang dilakukan pada simulasi ini adalah variasi rasio massa TMVA terhadap massa utama, dan variasi posisi TMVA yang ditempatkan pada *node* tertentu di atas plat datar simulator getar. Masing-masing variasi dilakukan sebanyak tiga kali. Hasil yang diharapkan pada simulasi penelitian ini adalah pengaruh dari variasi-variasi tersebut terhadap reduksi getaran sistem utama simulator getar.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang di atas, permasalahan yang terjadi adalah memodelkan rancang mekanisme TMVA (*Translational Mass Vibration Absorber*) yang mampu mereduksi getaran dari arah translasi maupun rotasi (*pitching* dan *rolling*) pada sistem utama. TMVA berbentuk selongsong yang didalamnya terdapat sistem massa-pegas DVA, dengan massa berupa koin sebagai massa *absorber* yang ditempatkan pada selongsong tabung dan pegas yang dibiarkan bergerak bebas. Massa utama simulator getaran diberi gaya *base-motion* oleh motor DC sebagai sumber getar. Dari uraian tersebut, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut:

1. Bagaimana memodelkan rancangan mekanisme simulator getaran yang merepresentasikan getaran arah translasi, *pitching*, dan *rolling* ?

2. Bagaimana memodelkan rancangan mekanisme TMVA yang dapat mereduksi getaran arah translasi, *pitching*, dan *rolling* pada sistem utama ?
3. Bagaimana pengaruh variasi rasio massa TMVA terhadap massa utama, dan letak posisi TMVA terhadap reduksi getaran yang terjadi?

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk membatasi penelitian ini agar tidak memiliki cakupan bahasan yang terlalu luas dan untuk memfokuskan penelitian sesuai dengan ruang lingkup seperti pada penjelasan latar belakang di atas, maka diberikan beberapa pembatasan masalah. Adapun batasan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Gaya eksitasi oleh motor DC dianggap sebagai *base-motion*.
2. Getaran yang terjadi pada sistem utama dianggap sinusoidal.
3. Getaran dari luar mekanisme diabaikan.
4. Sumber getaran terletak tepat di bawah *center of gravity* (pusat massa) dari massa utama.
5. Penelitian simulasi ini berfokus pada proses reduksi getaran sistem utama.
6. Gerakan translasi yang diamati hanya ke arah sumbu vertikal (sumbu  $x$ ) dari massa utama, sementara gerakan arah sumbu horizontal diabaikan.
7. Gerakan rotasi yang diamati pada dua arah, ke arah  $\alpha$  untuk menggambarkan gerakan *rolling*, dan  $\beta$  untuk menggambarkan gerakan *pitching*.

8. Gaya gesek yang terjadi pada semua komponen sistem diabaikan.

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Dari latar belakang dan rumusan masalah yang telah dibuat sebelumnya, maka dapat ditentukan tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memodelkan rancangan mekanisme simulator getaran yang merepresentasikan getaran ke arah translasi, *pitching*, dan *rolling*.
2. Memodelkan rancangan mekanisme TMVA yang dapat mereduksi getaran arah translasi, *pitching*, dan *rolling* pada sistem utama.
3. Mengetahui pengaruh variasi rasio massa TMVA terhadap massa utama, dan letak posisi DVA terhadap reduksi getaran sistem utama.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai penerapan ilmu pengetahuan untuk perkembangan teknologi khususnya di bidang industri dalam mereduksi getaran yang berlebih dan dapat diterapkan di kehidupan nyata.
2. Memberikan kontribusi dalam memperpanjang usia pakai mesin-mesin industri.
3. Dapat digunakan sebagai referensi dan studi literatur dalam melakukan penelitian selanjutnya tentang topik DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) dan variasi-variasinya.

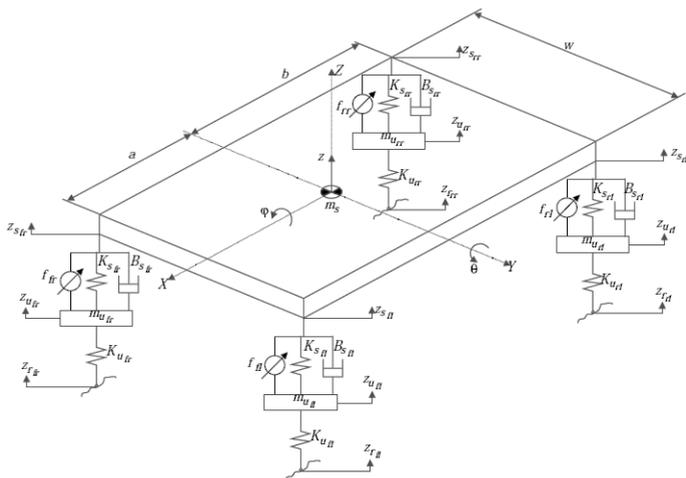
*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

Sebelumnya telah dilakukan penelitian oleh beberapa mahasiswa dan akademisi terkait dengan penelitian ini. Sistem utama yang digunakan dalam penelitian simulasi ini berupa sistem multi-DoF yang mempunyai tiga arah getar, yaitu translasi, *pitching*, dan *rolling*. Dengan tiga buah arah getar artinya sistem utama tersebut merupakan sistem 3-DoF. Pemodelan sistem utama simulator getar dengan 3-DoF yang bergetar translasi, *pitching*, dan *rolling* termuat dalam jurnal ilmiah “*Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model*” oleh **Scott Ikenaga**, dkk (Ikenaga, 2009). Dalam penelitian ini dimodelkan sistem suspensi kendaraan roda empat yang menitikberatkan pada reduksi respon getaran translasi, *pitching*, dan *rolling* pada sistem utama. Model dari sistem *full-vehicle* ini merupakan sistem linear dengan tujuh derajat kebebasan. Gerakan tersebut meliputi gerakan massa di atas *carbody* (*sprung mass* =  $m_s$ ) yang dibuat sedemikian hingga mampu menghasilkan getaran translasi, *pitching*, dan *rolling*. Untuk menghasilkan getaran dengan arah yang dikehendaki tersebut, *sprung mass* ditumpu oleh empat buah suspensi (*front-left*, *front-right*, *rear-left*, dan *rear-right wheels*) yang merupakan sistem pegas-redaman (*viscous*) dengan nilai koefisien yang bervariasi. Suspensi kemudian menghubungkan *sprung mass* dengan *unsprung mass*. *Unsprung mass* dimodelkan sebagai pegas yang bergetar bebas. Pemodelan sistem tersebut ditampilkan pada gambar 2.1 berikut.



**Gambar 2.1** Model dinamis *full-vehicle system* (Ikenaga, 2009).

Model dinamis di atas kemudian dituliskan dalam persamaan matematis menghasilkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$m_s \ddot{z} = -m_s g - (2K_{sf} + 2K_{sr})z - (2B_{sf} + 2B_{sr})\dot{z} + (2aK_{sf} - 2bK_{sr})\theta + (2aB_{sf} - 2bB_{sr})\dot{\theta} + K_{sf}z_{ufl} + B_{sf}\dot{z}_{ufl} + K_{sf}z_{ufr} + B_{sf}\dot{z}_{ufr} + K_{sr}z_{url} + B_{sr}\dot{z}_{url} + K_{sr}z_{urr} + B_{sr}\dot{z}_{urr} + f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}$$

$$I_{yy} \ddot{\theta} = (2aK_{sf} - 2bK_{sr})z + (2aB_{sf} - 2bB_{sr})\dot{z} - (2a^2K_{sf} + 2b^2K_{sr})\theta - (2a^2B_{sf} + 2b^2B_{sr})\dot{\theta} - aK_{sf}z_{ufl} - aB_{sf}\dot{z}_{ufl} - aK_{sf}z_{ufr} - aB_{sf}\dot{z}_{ufr} + bK_{sr}z_{url} + bB_{sr}\dot{z}_{url} + bK_{sr}z_{urr} + bB_{sr}\dot{z}_{urr} - af_{fl} - af_{fr} + bf_{rl} + bf_{rr}$$

$$I_{xx} \ddot{\phi} = -0.25w^2(2K_{sf} - 2K_{sr})\phi - 0.25w^2(2B_{sf} + 2B_{sr})\dot{\phi} + 0.5wK_{sf}z_{ufl} - 0.5wB_{sf}\dot{z}_{ufl} - 0.5wK_{sf}z_{ufr} - 0.5wB_{sf}\dot{z}_{ufr} + 0.5wK_{sr}z_{url} + 0.5wB_{sr}\dot{z}_{url} - 0.5wK_{sr}z_{urr} - 0.5wB_{sr}\dot{z}_{urr} + 0.5wf_{fl} - 0.5wf_{fr} + 0.5wf_{rl} - 0.5wf_{rr}$$

$$m_u \ddot{z}_{ufl} = -m_u g + K_{sf}z + B_{sf}\dot{z} - aK_{sf}\theta - aB_{sf}\dot{\theta} + 0.5wK_{sf}\phi +$$

$$\begin{aligned}
& 0.5wB_{sf}\varphi - (K_{sf} + K_u)z_{ufl} - B_{sf}\dot{z}_{ufl} + K_uz_{rfl} - f_{fl} \\
m_u\ddot{z}_{ufr} &= -m_u g + K_{sf}z + B_{sf}\dot{z} - aK_{sf}\theta - aB_{sf}\dot{\theta} - 0.5wB_{sf}\dot{\varphi} - \\
& (K_{sf} + K_u)z_{ufr} - B_{sf}\dot{z}_{ufr} + K_uz_{rfr} - f_{fr} \\
m_u\ddot{z}_{ufr} &= \\
& -m_u g + K_{sr}z + B_{sr}\dot{z} + bK_{sr}\theta + bB_{sr}\dot{\theta} + 0.5wK_{sr}\varphi + 0.5wB_{sr}\dot{\varphi} - \\
& (K_{sr} + K_u)z_{url} - B_{sf}\dot{z}_{url} + K_uz_{rrl} - f_{rl} \\
m_u\ddot{z}_{urr} &= \\
& -m_u g + K_{sr}z + B_{sr}\dot{z} + bK_{sr}\theta + bB_{sr}\dot{\theta} - 0.5wK_{sr}\varphi - 0.5wB_{sr}\dot{\varphi} - \\
& (K_{sr} + K_u)z_{urr} - B_{sf}\dot{z}_{urr} + K_uz_{rrr} - f_{rr}
\end{aligned} \tag{2.1}$$

Dimana parameter-parameter yang berhubungan dengan persamaan di atas meliputi :

$z$ : *displacement* akibat getaran translasi (sepanjang sumbu  $z$ )

$\theta$ : sudut getar yang mengakibatkan gerakan *rolling* (terhadap sumbu  $y$ )

$\varphi$ : sudut getar yang mengakibatkan gerakan *pitching* (terhadap sumbu  $x$ )

$m_u$ : massa *unsprung*

$m_s$ : massa *sprung*.

$k$ : nilai koefisien kekakuan pegas

$B$ : *viscous damping*

$I_{xx} = I_{yy}$ : momen inersia terhadap sumbu

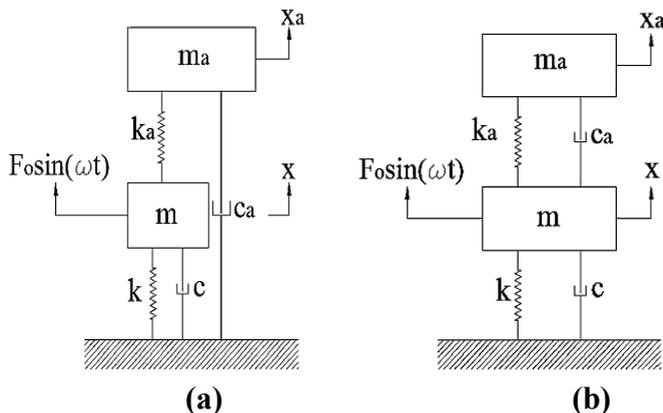
Pada pemodelan dinamis sistem kendaraan roda empat tersebut, untuk mendapatkan getaran sistem utama ke arah translasi, *pitching*, dan *rolling* dilakukan dengan cara memberikan variasi nilai koefisien pegas pada masing-masing sistem suspensi sebagai penumpu *body* utama. Dalam sistem ini digunakan dua buah nilai koefisien pegas yang berbeda.

Untuk menyederhanakan persamaan diasumsikan bahwa nilai sudut *pithing* dan *rolling* yang kecil akibat dari dua nilai variasi koefisien pegas suspensi, sehingga dapat diabaikan. Parameter yang diberikan meliputi,  $m_s = 1500$  kg,  $m_u = 59$  kg,  $K_{sf} = K_{sfl} = K_{sfr} = 35000$  N/m,  $K_{sr} = K_{srl} = K_{srr} = 38000$  N/m,  $K_u = K_{ufl} = K_{ufr} = K_{urr} = K_{url} = 190000$  N/m,  $B_{sf} = B_{sfl} = B_{sfr} = 1000$  N/m/s,  $B_{sr} = B_{srl} = B_{srr} = 1100$  N/m/s,  $I_{XX} = 460$  kg.m<sup>2</sup>,  $I_{YY} = 2160$  kg.m<sup>2</sup>, serta  $a = 1.4$  m,  $b = 1.7$  m, dan  $w = 3$  m.

Pengujian simulasi kemudian dilakukan dengan penambahan sistem kontrol *filtered feedback* dan sebuah input berupa *decoupling transformation* untuk mereduksi getaran sistem utama pada tiga arah getar yang telah diformulasikan, serta untuk menambah kenyamanan berkendara. Penelitian diuji pada tiga nilai frekuensi operasi yaitu, 9 rad/s; 57 rad/s (frekuensi natural = frekuensi roda); dan 150 rad/s. Hasilnya dari simulasi yang dilakukan menunjukkan bahwa dengan penambahan sistem di atas maka getaran pada tiga arah getar mampu diredam lebih baik.

Dalam jurnal ilmiah yang diterbitkan tahun 2010, oleh **Kefu Liu** beserta **Gianmarc Coppola**, termuat penelitian mengenai DVA dengan judul penelitian “*Optimal design of damped dynamic vibration absorber for damped primary system*” (Liu, 2010). *Dynamic vibration absorber* telah secara luas digunakan sebagai kontrol pasif getaran sebuah sistem. Ketika sebuah sistem massa-pegas dijadikan sebagai sistem utama, kemudian diberikan eksitasi harmonik pada frekuensi konstan, respon pada kondisi *steady state* sistem utama tersebut dapat diredam dengan menggunakan sistem massa-pegas tambahan yang dikenal dengan DVA. Sistem DVA yang terdiri dari massa-pegas ini pertama kali diperkenalkan pada tahun 1883 oleh Watts. Namun sejalan penelitian dilakukan lebih lanjut, ternyata sistem DVA yang hanya terdiri dari massa-pegas memiliki rentang operasi yang sempit, bahkan menurun secara signifikan ketika frekuensi eksitasi

divariasikan. Oleh karenanya, belakangan fenomena tersebut diperkenalkan metode baru untuk mampu meredam getaran secara lebih baik, yaitu dengan penambahan DVA yang terdiri dari massa-pegas-redaman. Pada penelitian ini, berfokus pada desain optimum *damped* DVA untuk sistem utama dengan peredam. Parameter kunci yang diteliti adalah *tuning ratio* dan *damping ratio*. Berbeda dengan desain lainnya, *damped* DVA didesain dengan peredam yang dihubungkan langsung ke *ground*, bukan pada massa utama. *Damped* DVA dihubungkan pada sistem utama yang tersusun dari massa-pegas-peredam pada kondisi *steady-state* dengan pemberian frekuensi eksitasi yang konstan. Pada gambar 2.2 berikut dimodelkan sistem utama yang telah ditambahkan *damped* DVA.



**Gambar 2.2** (a) Sistem utama dengan *damped* DVA pada peredam *absorber* yang terhubung ke tanah, dan (b) peredam *absorber* yang terhubung pada massa utama (Liu, 2010).

Adapun sistem utama terdiri dari massa utama  $m$ , koefisien kekakuan pegas  $k$ , dan koefisien redaman  $c$  terhubung dengan *damped* DVA yang terdiri dari massa

*absorber*  $m_a$ , koefisien kekakuan pegas  $k_a$ , serta koefisien redaman  $c_a$  dalam dua model, yang terhubung langsung ke tanah (pada gambar 2.2 (a)) dan yang dihubungkan melalui massa utama (pada gambar 2.2 (b)). Persamaan gerak dari sistem model A dan model B berturut-turut adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(\omega t) \\ \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Dengan rasio damping sistem utama sama dengan nol pada model A, optimal *tuning parameter* diberikan pada persamaan berikut.

$$\beta^* = \frac{1}{\sqrt{1-\mu}} \quad (2.3)$$

Untuk rasio *damping* optimum *absorber* ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$\zeta_a^* = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3\mu}{2-\mu}} \quad (2.4)$$

Sedangkan untuk sistem model B,

$$\beta^* = \frac{1}{1+\mu} \quad (2.5)$$

Dengan rasio *damping* optimum *absorber* ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

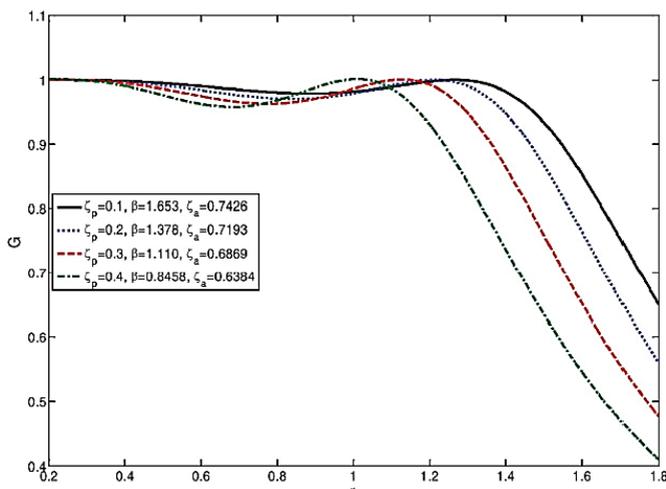
$$\zeta_a^* = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (2.6)$$

Selanjutnya dilakukan simulasi untuk mendapatkan desain optimum *damped* DVA. Variasi yang dilakukan pada penelitian berbasis simulasi ini adalah rasio massa ( $\mu$ ) pada nilai antara 1/20 sampai dengan 1/4 dan rasio *damping* ( $\zeta$ ) pada nilai antara 0 sampai dengan 0.4. Variasi yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui nilai rasio *tuning* dan rasio frekuensi yang mampu menghasilkan nilai redaman getar sistem utama tertinggi. Setelah dilakukan simulasi didapatkan bahwa parameter yang mampu mendapatkan redaman optimum pada sistem utama dengan rasio massa 0.25 dan *damping ratio* 0.4. Setelah simulasi dijalankan dan dibandingkan dengan hasil analisa secara perhitungan numerik, terjadi perbedaan pada sistem model A. Kemudian dilakukan simulasi lanjutan dengan menambahkan kriteria parameter untuk  $G(r_1)$ ,  $G(r_2)$ , dan  $G(r_3)$ .

$$\left. \frac{dG}{dr} \right|_{r=r_1} = 0; \left. \frac{dG}{dr} \right|_{r=r_2} = 0; \left. \frac{dG}{dr} \right|_{r=r_3} = 0 \quad (2.7)$$

$$G(r_1) - G(r_3) = 0; 2L - ((G(r_2) + G(r_3)) = 0; 2\Delta - (G(r_1) - G(r_2)) = 0$$

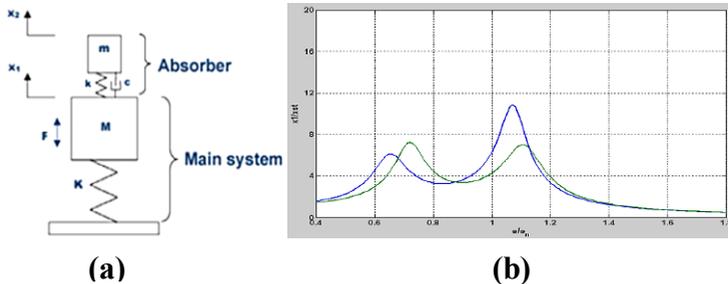
Hasil tersebut ditunjukkan pada gambar 2.3 di bawah ini. Kesimpulan yang dapat diambil adalah semakin tinggi *mass ratio* dan *damping ratio* sistem utama, maka nilai *tuning ratio* nya akan menurun dengan *optimum damping ratio absorber* yang meningkat. Dengan nilai *damping ratio* yang tinggi diharapkan menghasilkan redaman getar sistem utama secara lebih optimal.



**Gambar 2.3** Grafik rasio frekuensi vs rasio amplitudo untuk rasio massa 0.35 (Liu, 2010).

Pada tahun 2016, penelitian serupa dilakukan dalam jurnal ilmiah yang berjudul “*Optimum design of damped dynamic vibration absorber – a simulation approach*”. **Pachpute** melakukan penelitian melalui simulasi untuk mengetahui respon dari suatu sistem yang dikondisikan dalam keadaan tertentu (Pachpute, 2016). Diantaranya adalah sistem tanpa DVA, sistem dengan tambahan *undamped* DVA, serta sistem dengan tambahan *damped* DVA. Dalam sistem dengan tambahan *damped* DVA yang tersusun atas pegas dengan koefisien kekakuan  $k$ , peredam dengan koefisien redaman  $c$ , dan massa *absorber* dengan massa  $m$  dipasang pada sebuah sistem utama yang terdiri dari massa  $M$  dan koefisien kekakuan pegas  $K$  yang bergetar translasi. Beberapa variasi yang diteliti pada penelitian ini adalah rasio massa *absorber* terhadap massa utama, rasio redaman (*damping ratio*), serta

rasio *tuning* ( $f$ ). Variasi dilakukan untuk mengetahui komposisi optimum yang mampu meredam getaran sistem utama dengan nilai redaman terbaik. Hasil dari penelitian simulasi pada sistem utama dengan *damped* DVA ditampilkan dalam gambar 2.4 berikut.

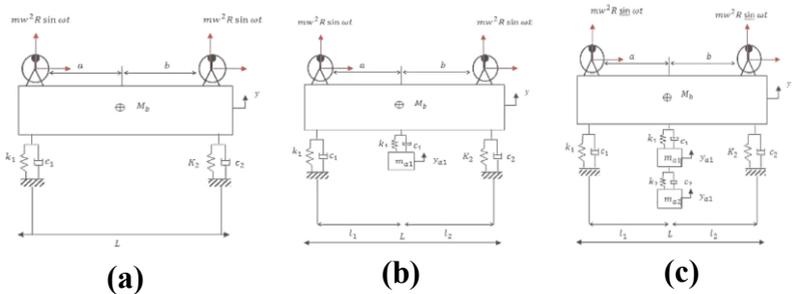


**Gambar 2.4** (a) Model dinamis sistem dan (b) hasil simulasi (Pachpute, 2016).

Pada grafik hasil simulasi di atas ditampilkan dua garis berwarna hijau dan biru, dimana garis hijau menunjukkan respon sistem utama, sedangkan garis berwarna biru menunjukkan respon dari sistem berperedam. Dapat disimpulkan bahwa semakin besar massa *absorber*, maka jarak yang memisahkan dua frekuensi natural sistem juga akan semakin besar. Hal tersebut menyebabkan rentang frekuensi operasi yang aman akan semakin lebar. Akan tetapi massa *absorber* yang besar membuat sistem sangat tidak praktis terlebih apabila digunakan pada mesin-mesin industri berdimensi besar, sehingga masih diperlukan peredam tambahan agar reduksi getaran semakin efektif.

Penelitian terkait mekanisme peredaman DVA pada sistem utama oleh mahasiswa dilakukan pada tahun 2013, **Aini Lostari** dalam “Studi perbandingan pengaruh penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri terhadap respon getaran translasi sistem utama” (Lostari, 2013). Pada penelitian

tersebut, sistem utama berupa balok *beam* ( $M_b$ ) dihubungkan pada motor listrik dengan massa *unbalance* sebagai sumber eksitasi sehingga bergetar translasi. Getaran berlebih yang diamati pada saat rasio frekuensi sama dengan 1 diredam dengan batang *cantilever*. Hasil dari penelitian simulasi yang dilakukan diverifikasikan hasilnya dengan metode eksperimen.

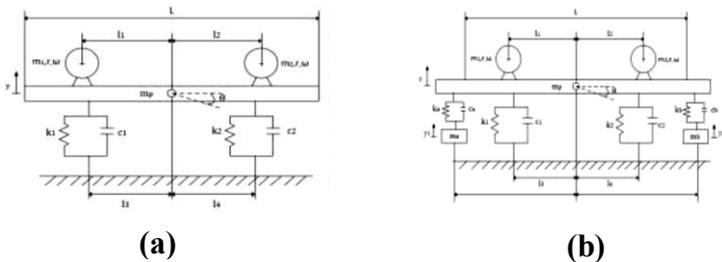


**Gambar 2.5** (a)Pemodelan dinamis sistem utama 2-DoF, (b)sistem utama dengan *single* DVA, dan (c)sistem utama dengan *dual* DVA yang disusun seri (Lostari, 2013).

Pada proses simulasi, frekuensi eksitasi yang diberikan bervariasi antara 0 Hz sampai dengan 30 Hz, serta pemberian massa *absorber* yang divariasikan senilai 1/10, 1/20, dan 1/40. Hal ini dilakukan untuk mengetahui respon *displacement* yang mampu mereduksi getaran yang dihasilkan dari sistem SDVA dan DDVA yang disusun seri. Hasilnya, reduksi getaran oleh SDVA dengan massa *absorber* 1/10, 1/20, dan 1/40 menghasilkan getaran pada rasio frekuensi sama dengan 1, dengan masing-masing *absorber rms displacement* yang dihasilkan sebesar 0.0001206 m, 0.0002436 m, dan 0.0007506 m. Sedangkan DDVA seri dengan massa *absorber*  $M_{a1}=1/20$  dan  $M_{a2}=1/40$ ,  $M_{a1}=2/30$  dan  $M_{a2}=1/30$ , dan  $M_{a1}=3/40$  dan  $M_{a2}=1/40$  menghasilkan getaran dengan rasio frekuensi sama dengan 1, dengan masing-masing massa

*absorber rms displacement* yang dihasilkan sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Sehingga getaran berlebih dengan frekuensi tunggal lebih optimum diredam menggunakan SDVA, dikarenakan pada DDVA seri, kemampuan meredam getaran pada *absorber* 1 berkurang dikarenakan adanya *absorber* 2.

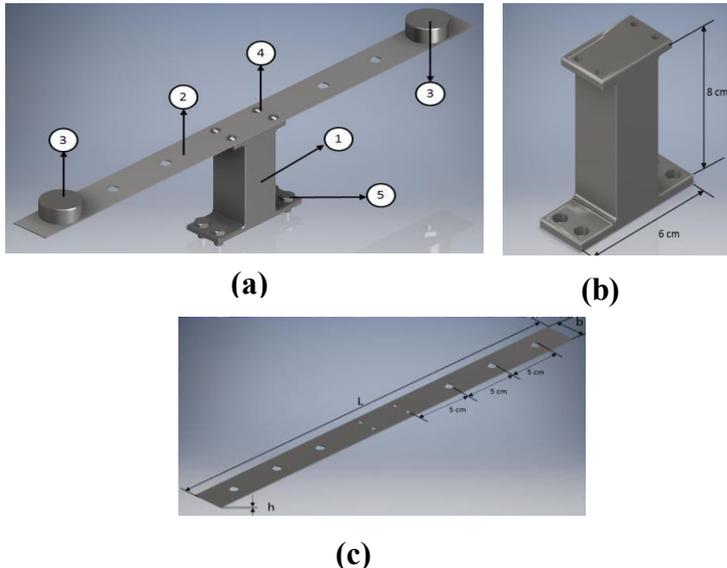
Penelitian lanjutan mengenai DDVA dilakukan oleh **Esthi Kusumadewayanti** dengan menggunakan sistem utama yang bergetar translasi dan rotasi (Kusumadewayanti, 2015). Peredam yang digunakan adalah *Dual DVA-Independent* yang dipasang terpisah pada sistem utama sejauh panjang lengan momen tertentu dengan posisi simetri terhadap pusat massa sistem utama. Kemudian dari sistem yang dibuat dipelajari pengaruh massa dan perubahan lengan momen *dual DVA-Independent* terhadap respon getaran yang dihasilkan. Parameter yang divariasikan meliputi rasio massa *absorber* sebesar 1/80; 1/40; dan 1/20 dari massa utama dengan variasi konstanta kekakuan yang sama. Pengamatan perubahan lengan momen dilakukan pada 0.02 m, 0.13 m, dan 0.26 m. Untuk mendapatkan respon tersebut, maka dibuatlah pemodelan dinamis dari sistem utama tanpa DVA dan dengan DVA seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6 sebagai berikut.



**Gambar 2.6** Model dinamis (a)sistem tanpa penambahan DVA dan (b)dengan penambahan DDVA (Kusumadewayanti, 2015).

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa *dual DVA-Independent* dapat mereduksi getaran sistem maksimum sebesar 93.78% (pada rasio massa dan kekakuan 1/20) pada getaran arah translasi dan sebesar 94.03% (pada rasio massa 1/20 dan rasio kekakuan 1/5) di ujung sistem pada arah getaran rotasi. Penurunan getaran optimum sebesar 72.69% (pada rasio massa dan kekakuan 0.01967); 88.44% (pada rasio massa 1/20 dan rasio kekakuan 0.0561); dan 89.75% (pada rasio massa 1/20 dan rasio kekakuan 0.0474). Dari hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai percepatan dan percepatan sudut semakin menurun dengan penambahan rasio massa *dual DVA-independent*, sedangkan nilai percepatan sistem cenderung sama terhadap perubahan jarak *dual DVA-independent* dengan pusat gravitasi, dan penurunan getaran arah rotasi dan translasi yang sama.

Selanjutnya pada tahun 2017, **Vincent** melakukan studi simulasi lanjutan tentang *dynamic vibration absorber* dengan *beam* sebagai pegas, dan massa silinder yang ditambahkan pada kedua ujung lengan *beam* yang diletakkan pada massa utama simulator getar berupa plat datar (Vincent, 2017). Sistem utama berupa plat datar tersebut ditumpu oleh empat buah pegas yang diberi dua nilai koefisien berbeda sehingga mampu menghasilkan getaran rotasi, selain dari translasi. Gambar 2.7 adalah desain DVA model *beam* yang dirancang oleh peneliti.



**Gambar 2.7** (a)Rancangan *assembly* DVA, (b)rancangan tumpuan DVA, dan (c)rancangan pegas DVA (Vincent, 2017).

Keterangan :

- |                          |                                |
|--------------------------|--------------------------------|
| 1. Tumpuan DVA           | 2. Pegas DVA model <i>beam</i> |
| 3. Massa <i>absorber</i> | 4. Baut m3                     |
| 5. Baut m6               |                                |

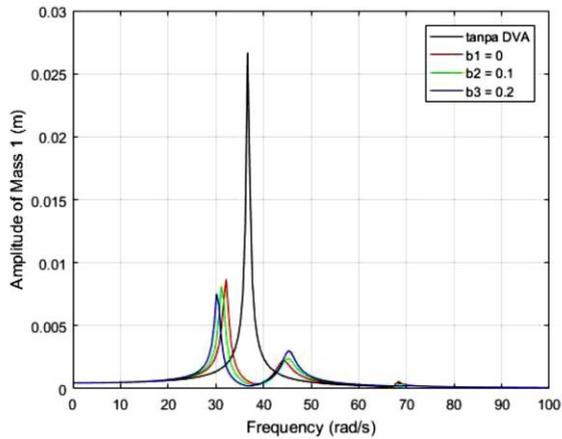
Massa utama berupa plat serat 7 kg yang ditumpu oleh empat buah pegas dengan dua buah nilai koefisien berbeda, yaitu 3311,24 N/m, dan 1897 N/m dihubungkan pada sebuah pegas penunjuk yang terhubung pada motor sebagai pemberi gaya eksitasi. Getaran translasi dan rotasi yang dihasilkan kemudian diredam dengan menempatkan sistem pegas-massa di atas sistem utama. Parameter yang divariasikan pada penelitian ini adalah parameter massa *absorber*, pegas *absorber*, dan jarak dari pusat massa ke DVA.

Pemberian variasi dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh besarnya peredaman oleh sistem pegas-massa model *beam* terhadap perubahan kondisi yang diberikan.

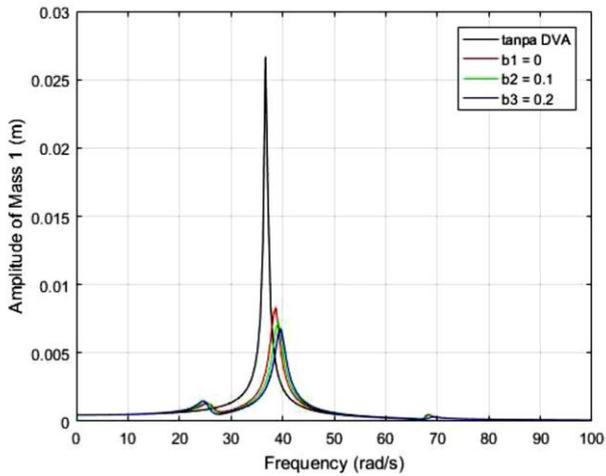
Dari hasil pengujian simulasi didapatkan data berupa grafik hubungan antara frekuensi yang diberikan dengan amplitudo massa utama yang terjadi. Grafik hasil simulasi antara sistem tanpa DVA dan dengan DVA kemudian dibandingkan untuk mengetahui nilai redaman yang terjadi. Nilai redaman terbaik ditunjukkan oleh nilai amplitudo massa utama terendah pada sistem utama dengan DVA. Pada nilai  $M_a$  yang tetap,  $K_a$  tertentu dan variasi posisi DVA, nilai redaman terbaik didapatkan pada nilai parameter berikut.

Parameter yang divariasikan	Simbol	Rasio	Nilai	Satuan
Massa absorber	$Ma_1$	$(1/10) \times M1$	0,7	kg
	$Ma_2$	$(1/20) \times M1$	0,35	
	$Ma_3$	$(1/30) \times M1$	0,233	
Pegas absorber	$Ka_1$	$(1/10) \times Keq$	1041,6	N/m
	$Ka_2$	$(1/20) \times Keq$	520,8	
	$Ka_3$	$(1/30) \times Keq$	347,2	
Jarak dari pusat massa ke DVA	b1		0	m
	b2		0,1	
	b3		0,2	

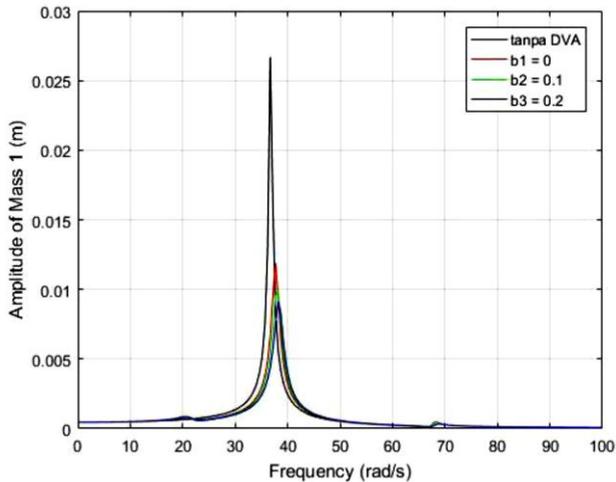
**Gambar 2.8** Parameter yang divariasikan pada penelitian (Vincent, 2017).



**Gambar 2.9** Pada nilai  $Ma_1$  dan  $Ka_1$  dengan  $b$  bervariasi (Vincent, 2017).



**Gambar 2.10** Pada nilai  $Ma_1$  dan  $Ka_2$  dengan  $b$  bervariasi (Vincent, 2017).



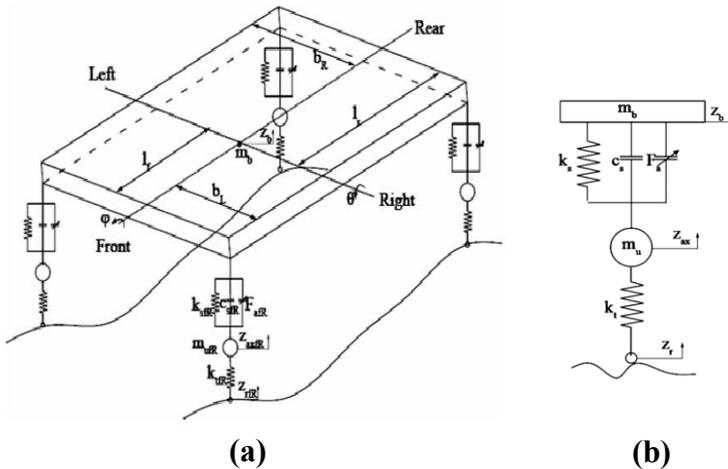
**Gambar 2.11** Pada nilai  $Ma_1$  dan  $Ka_3$  dengan  $b$  bervariasi (Vincent, 2017).

Pengujian simulasi ini menunjukkan hasil bahwa semakin jauh letak posisi DVA dari pusat massa utama maka memiliki nilai redaman yang lebih baik dibandingkan dengan yang lainnya. Kombinasi yang terbaik untuk menghasilkan nilai redaman tertinggi adalah pada nilai  $Ma_1$  dengan  $Ka$  terbesar serta posisi terjauh. Untuk getaran arah translasi dapat diredam secara maksimal sebesar 99.1%, dan peredaman getaran rotasi maksimal sebesar 97.6%.

## 2.2 Multidegree-of-freedom (M-DOF)

Derajat kebebasan (*Degree Of Freedom*) dapat diartikan sebagai jumlah gerakan independen yang dapat dibuat suatu objek terhadap sistem koordinat yang dapat menyebabkan perubahan posisi atau orientasi. Terdapat enam gerakan independen yang dapat dibuat oleh suatu objek; tiga gerakan translasi (sepanjang aksis X, Y, dan Z), serta tiga

gerakan rotational (pada aksis X, Y, dan Z) (Mahala, 2010). Berikut ini adalah contoh sistem multi-DOF.



**Gambar 2.12** (a) Model of Full-Vehicle system dan (b) free-body diagram of quarter car model (Mahala, 2010).

Sistem *full-vehicle system* merupakan sebuah sistem 7-DoF yang dapat disederhanakan dalam seperempat model sistem dengan 2-DoF. Dari gambar 2.12(b) di atas, *quarter car model* terdiri dari sebuah pegas (dengan kostanta  $k_s$ ), sebuah *dampner* (dengan kostanta  $c_s$ ), dan sebuah gaya aktif aktuator ( $F_a$ ). Massa utama di atas suspensi disimbolkan dengan  $m_b$  dan massa suspensi disimbolkan dengan  $m_u$ . Konstanta pegas  $k_t$  merupakan kekakuan dari ban. Perpindahan secara vertikal massa utama, suspensi, pada profil jalan digambarkan dengan  $z_b$ ,  $z_{ax}$ , dan  $z_r$ .

Dengan rumus *standard second-order*, sistem di atas dapat dituliskan dengan persamaan 2.10 berikut.

$$M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz = Az_r + BF_a \quad (2.8)$$

Atau

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{z}_{ax} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_b \\ \dot{z}_{ax} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z_{ax} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_t \end{bmatrix} z_r + \begin{Bmatrix} 1 \\ -1 \end{Bmatrix} F_a \quad (2.9)$$

Melalui penyederhanaan setengah model sistem dengan 4-DoF dapat dituliskan ke dalam persamaan matematis.

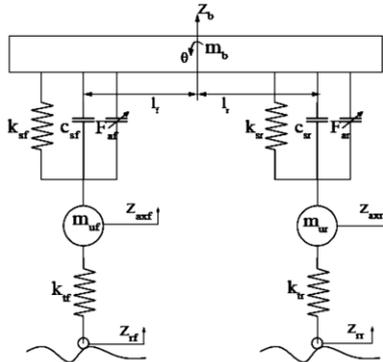
$$m_b \ddot{z}_b = -k_{sf}(z_{bf} - z_{axf}) - c_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) + F_{af} - k_{sr}(z_{sr} - z_{axr}) - C_{br}(\dot{z}_{axr}) + F_{ar}$$

$$m_{uf} \ddot{z}_{axf} = k_{sf}(z_{bf} - z_{axf}) + c_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) - F_{af} - k_{rf}(z_{axf} - z_{rf})$$

$$m_{ur} \ddot{z}_{axr} = k_{sr}(z_{br} - z_{axr}) + c_{sr}(\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) - F_{ar} - k_{tr}(z_{axr} - z_{tr})$$

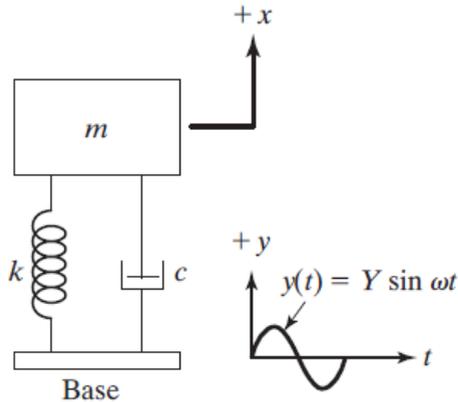
$$I_\theta \ddot{\theta} = l_r(-k_{sr}(z_{br} - z_{axr}) - C_{sr}(\dot{z}_{br} - \dot{z}_{axr}) + F_{ar}) - l_f(-k_{sf}(z_{bf} - z_{axf}) - C_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{axf}) + F_{af})$$

$$\theta = \frac{(z_{bf} - z_{br})}{l_f + l_r} \quad (2.10)$$



Gambar 2.13 Half-vehicle model (Mahala, 2010).

### 2.3 Base-Motion Vibration



**Gambar 2.14** Skema *Base excitation* (Rao, 2011).

Sistem yang bergetar pada suatu massa akibat gerakan harmonik dan *base* sebuah pegas dapat disebut dengan *Base Excitation* yang dimodelkan seperti pada gambar 2.14 (Rao, 2011). Pada gambar 2.14(a),  $y(t)$  merupakan simpangan dari *base* dan  $x(t)$  merupakan simpangan dari massa pada posisi *static equilibrium* saat waktu  $t$ . Maka total simpangan dari pegas adalah  $x - y$  dan kecepatan relatif dari *damper* adalah  $\dot{x} - \dot{y}$ . Dari *free body diagram* pada gambar 2.14(b), didapatkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.11)$$

Jika  $y(t) = Y \sin \omega t$  maka persamaan (2.12) menjadi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (2.12)$$

$$kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t = A \sin(\omega t - \alpha) \quad (2.13)$$

Dimana  $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right]$  maka respon dari massa,  $x_p(t)$  menjadi:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.14)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.14)$$

Dengan menggunakan identitas trigonometri, maka persamaan di atas dapat ditulis ulang sebagai berikut.

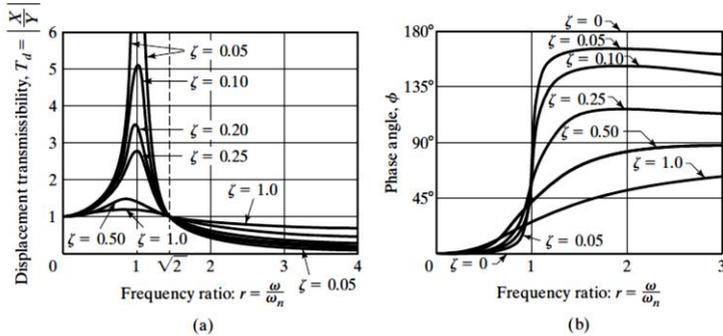
$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.15)$$

Dimana nilai  $X$  dan  $\phi$  didapat dari:

$$\frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.16)$$

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

Dimana:  $\frac{X}{Y}$  adalah *displacement transmissibility*.



**Gambar 2.15** (a) Grafik hubungan *Amplitudo ratio* dengan *frequency ratio*, dan (b) *phase angle* dengan *frequency ratio* (Rao, 2011).

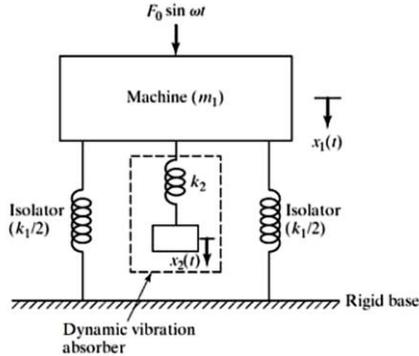
## 2.4 Dynamic Vibration Absorber

*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) adalah sistem yang ditambahkan pada sistem utama yang terdiri dari massa *absorber* dan pegas yang berfungsi untuk mereduksi getaran atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA umumnya digunakan pada mesin dengan kecepatan operasi konstan secara kontinu dikarenakan getaran DVA dikondisikan pada satu frekuensi tertentu. Oleh karena itu DVA hanya akan efektif digunakan pada mesin dengan rentang frekuensi operasi yang sempit. DVA dapat menyerap getaran dari berbagai arah eksitasi. Hal tersebut bergantung pada komponen dan mekanisme DVA yang menyesuaikan dengan arah eksitasi dari sistem utama. Tanpa penambahan DVA, getaran yang tidak diinginkan pada sistem utama akan sulit untuk dikontrol dan dapat menurunkan efisiensi dari sistem utama itu sendiri.

### 2.4.1 Undamped-Dynamic Vibration Absorber

Ketika sistem yang terdiri dari massa utama ( $m_1$ ) berupa mesin dan massa *absorber* ( $m_2$ ) yang dihubungkan

dengan pegas yang memiliki kekakuan  $k_2$ . Karena ada massa *absorber* yang ditambahkan pada massa utama di atas, maka sistem tersebut memiliki dua derajat kebebasan. Pemodelan sederhana dari sistem utama yang dipasangi DVA dapat dilihat pada gambar 2.16 di bawah ini.



**Gambar 2.16** Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *undamped* DVA (Rao, 2011).

Berdasarkan gambar 2.16 di atas didapatkan persamaan gerak dari  $m_1$  dan  $m_2$ , adalah sebagai berikut.

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.18)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.19)$$

Dengan asumsi persamaan harmonik, didapatkan:

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.20)$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state*  $m_1$  dan  $m_2$ , sebagai berikut.

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.21)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.22)$$

Reduksi amplitudo dari massa utama ( $X_1$ ) menjadi hal yang paling penting untuk meredam getaran. Nilai nol didapatkan jika numerator dari persamaan 2.20 untuk  $X_1$  bernilai nol juga. Sehingga persamaan menjadi seperti berikut.

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.23)$$

Ketika massa utama tanpa DVA beroperasi di daerah resonansi, maka  $\omega_1 \approx \omega_2 = \frac{k_1}{m_1}$ . DVA didesain agar memiliki frekuensi natural yang bernilai sama dengan frekuensi natural dari massa utama. Sehingga persamaan 2.21 menjadi :

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.24)$$

Ketika pengoperasian dilakukan pada frekuensi resonansi, maka amplitudo getaran mesin menjadi nol. Hal tersebut mendefinisikan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

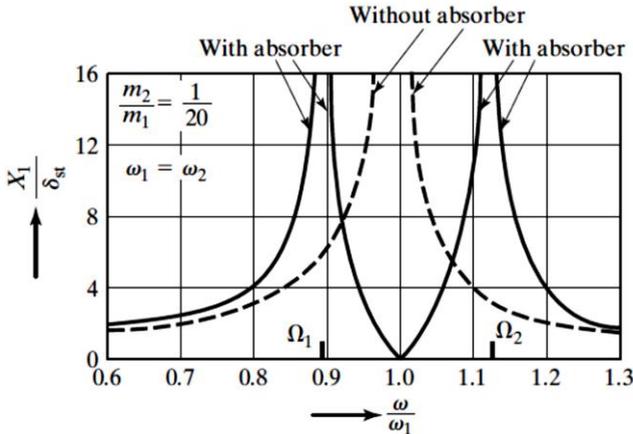
sebagai frekuensi natural dari sistem utama, dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan berikut.

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.26)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.27)$$



**Gambar 2.17** Pengaruh *undamped vibration absorber* terhadap respon dari sistem utama (Rao, 2011).

Gambar 2.17 di atas menunjukkan variasi amplitudo getaran massa utama ( $X_1/\delta_{st}$ ) dengan kecepatan sudut ( $\omega/\omega_1$ ). Ketika  $X_1 = 0$  pada  $\omega = \omega_1$  maka,

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.28)$$

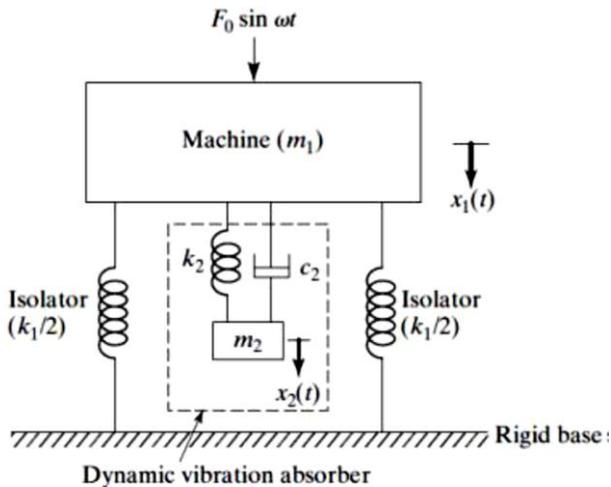
Hal ini menunjukkan bahwa pegas berlawanan dengan

gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan gaya eksitasi di  $X_1$ , sehingga  $X_1$  berkurang hingga mendekati nol. Sehingga didapatkan parameter dari sistem DVA sebagai berikut.

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0$$

#### 2.4.2 Damped-Dynamic Vibration Absorber

*Undamped-dynamic vibration absorber* seperti yang dijelaskan di atas menghasilkan dua puncak baru sehingga massa utama mengalami amplitudo yang besar di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo yang besar ini dapat diredam atau direduksi dengan menambahkan *damped-dynamic vibration absorber* seperti yang terlihat pada gambar 2.18.



**Gambar 2.18** Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *damped* DVA (Rao, 2011).

Berdasarkan gambar di atas, didapatkan persamaan gerak dari

$$(2.30)$$

massa  $m_1$  dan  $m_2$  yaitu:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.31)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.32)$$

Sehingga didapatkan amplitudo *steady state* dari massa  $m_1$  dan  $m_2$  sebagai berikut.

$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.33)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \quad (2.34)$$

Dimana:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \text{mass ratio} = \text{absorber mass/main mass}$$

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} = \text{static deflection of the system}$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_2}{m_2} = \text{square of natural frequency of the absorber}$$

$$\omega_n^2 = \frac{k_1}{m_1} = \text{square of natural frequency of main mass}$$

$$f = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \text{ratio of natural frequency}$$

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \text{forced frequency ratio}$$

$$cc = 2m\omega_n = \text{critical damping constant}$$

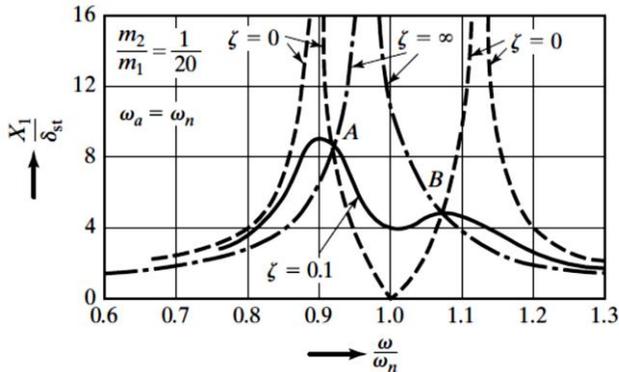
$$\zeta = \frac{c_2}{c_c} = \text{damping ratio} \quad (2.35)$$

Sehingga nilai  $X_1$  dan  $X_2$  dapat dinyatakan dalam :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.36)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.37)$$

Persamaan 2.31 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama yang merupakan fungsi dari  $\mu$ ,  $f$ ,  $g$ , dan  $\zeta$ . Gambar 2.19 di bawah ini menunjukkan grafik hubungan antara  $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g$ ) dengan nilai  $f = 1$ ,  $\mu = \frac{1}{20}$ , dan variasi  $\zeta$  adalah 0, 0.1, dan  $\infty$ .



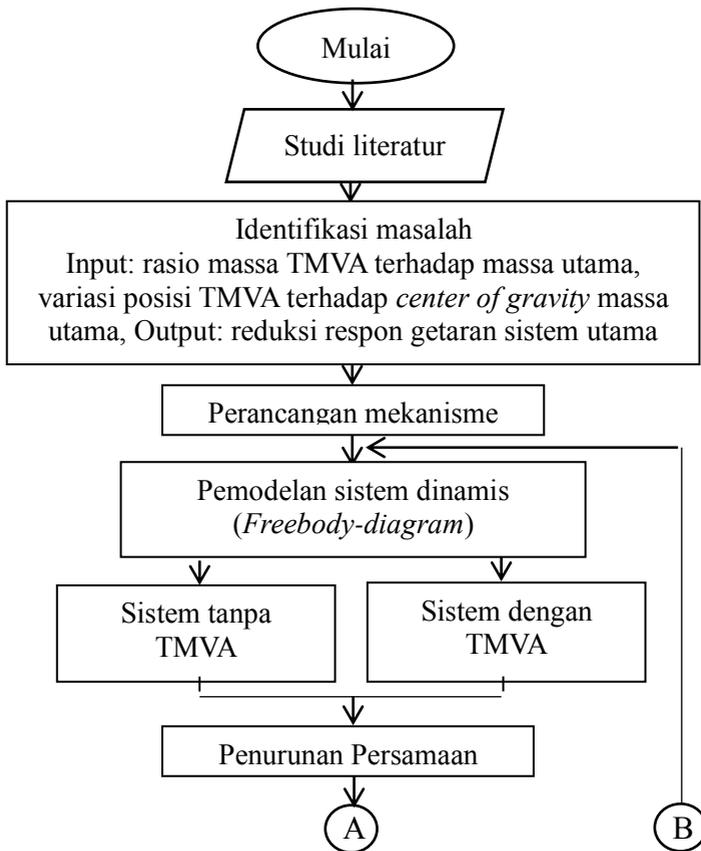
**Gambar 2.19** Pengaruh dari *damped vibration absorber* terhadap respon sistem utama (Rao, 2011).

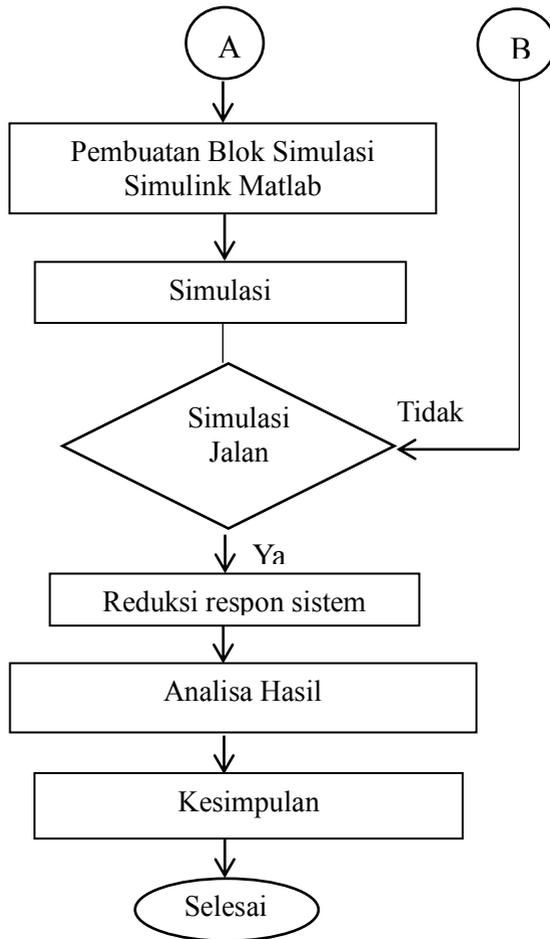
Dari grafik 2.19, dapat diketahui ketika redaman bernilai nol ( $\zeta = 0$ ), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak teredam dari sistem. Ketika redaman tak terhingga ( $\zeta = \infty$ ), massa utama dan massa *absorber* bekerja bersama-sama seolah-olah menjadi SDOF. Sedangkan saat redaman bernilai ( $\zeta = 0.1$ ), maka puncak dari  $X_1$  bernilai minimum.

## BAB III METODE PENELITIAN

### 1.1. *Flowchart* Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian digambarkan dengan *flowchart* di bawah ini.





**Gambar 3.1** *Flowchart* Penelitian

## 3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

### 3.2.1 Studi Literatur

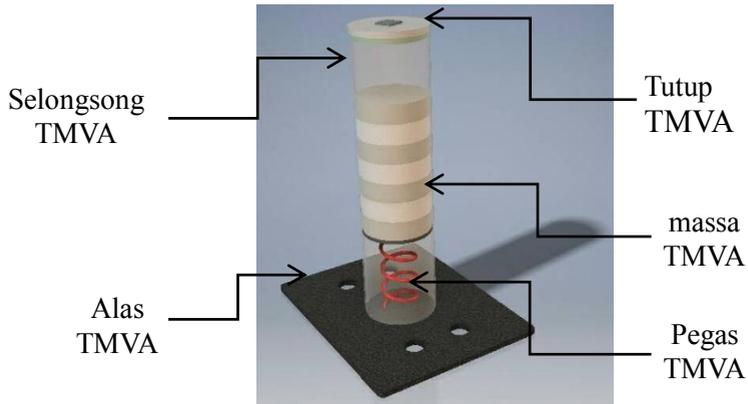
Sebelum melakukan penelitian ini, langkah pertama yang dilakukan adalah studi literatur dan mencari referensi yang terkait dengan penelitian ini. Materi tersebut yang bersangkutan adalah getaran *multi degree of freedom*, *base motion vibration*, dan *dynamic vibration absorber*. Teori yang didapatkan, bersumber dari buku, tugas akhir sebelumnya, dan jurnal internasional.

### 3.2.2 Identifikasi Masalah

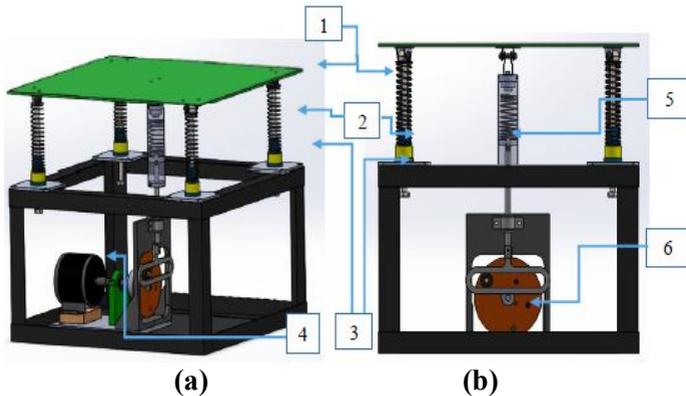
Pada penelitian ini, masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua bagian, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan adalah variasi rasio massa TMVA terhadap massa utama, dan variasi posisi TMVA terhadap *center of gravity* massa utama. Sedangkan *outputnya* yaitu reduksi respon getaran sistem utama.

### 3.2.3 Perancangan Mekanisme TMVA

TMVA yang dirancang merupakan sistem massa-pegas yang ditempatkan di dalam selongsong. Massa yang digunakan merupakan beberapa buah koin yang disusun vertikal di atas sebuah pegas. Kemudian TMVA dipasang di atas sistem utama yang berupa plat datar ditopang dengan empat buah pegas dengan dikenai gaya eksitasi di bawah plat oleh motor DC sebagai sumber getar. Gaya eksitasi di bawah plat dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC sehingga dapat memeberikan getaran yang kontinyu. Rancangan TMVA dapat dilihat pada gambar 3.2.



**Gambar 3.2** Rancangan TMVA.



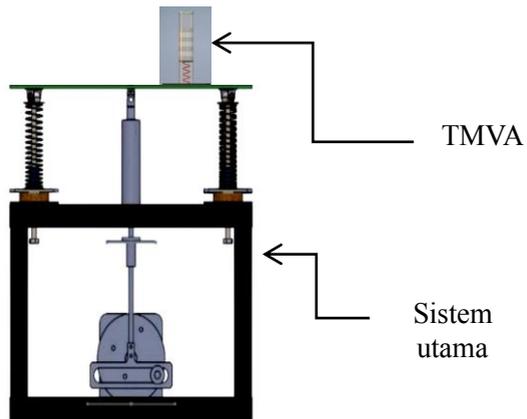
**Gambar 3.3** (a)Sistem Utama tampak isometri, dan (b)tampak belakang (Vincent, 2017).

Keterangan:

- |                       |                    |
|-----------------------|--------------------|
| 1. Massa Utama        | 5. Pegas Eksentris |
| 2. Pegas sistem Utama | 6. Massa eksentris |

3. Penumpu
4. Motor Listrik

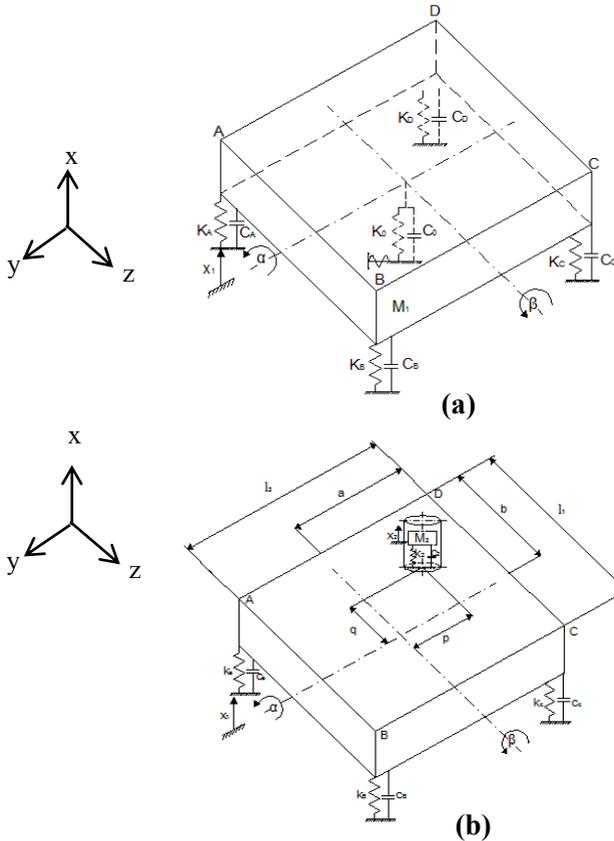
Skema rancangan sistem gabungan ditampilkan pada gambar 3.4 sebagai berikut.



**Gambar 3.4** Rancangan Sistem Gabungan.

### 3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Pemodelan yang disederhanakan untuk analisa model dinamis dari sistem utama tanpa TMVA dapat dilihat pada gambar 3.5(a), dan 3.5(b) untuk sistem utama yang ditambahkan TMVA.



**Gambar 3.5** Skema (a) sistem utama tanpa TMVA dan (b) dengan ditambahkan TMVA.

Keterangan:

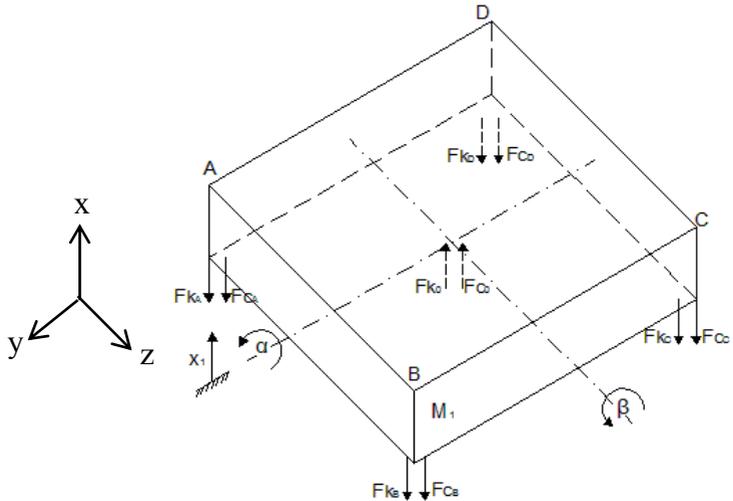
$m_1$	: massa utama
$c_o$	: konstanta redaman eksitasi
$m_2$	: massa TMVA
$c_i$	: konstanta redaman $m_1$ pada titik $i$
$x_o$	: <i>displacement</i> eksitasi disk
$c_2$	: konstanta redaman $m_2$
$x_1$	: <i>displacement</i> massa utama ( $m_1$ )
$k_o$	: konstanta pegas eksitasi
$x_2$	: <i>displacement</i> massa TMVA ( $m_2$ )
$k_2$	: konstanta pegas $m_2$
$k_i$	: konstanta pegas $m_1$ pada titik $i$
$i$	: A, B, C, atau D

### 3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Persamaan gerak terlebih dahulu diturunkan dengan membangun *free-body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan *free-body diagram* didapatkan permodelan matematis sistem tanpa dan dengan TMVA yang telah disusun dan dijumlahkan menurut hukum newton. Setelah didapatkan persamaan gerak untuk masing-masing kondisi, persamaan tersebut diubah dalam bentuk persamaan *state variable* dengan cara merubah bentuk persamaan tersebut ke dalam persamaan diferensial orde satu.

*Free-body diagram* sistem utama tanpa TMVA dapat dilihat pada gambar 3.6, sedangkan gambar 3.9 untuk sistem utama yang telah ditambahkan TMVA. Selanjutnya, gambar-gambar tersebut diturunkan ke dalam persamaan gerak berikut ini.

## a. Sistem Utama tanpa TMVA



**Gambar 3.6** Free-body diagram Sistem Utama tanpa TMVA.

Keterangan:

$F_{k_o}$  : Gaya eksitasi pegas dari motor penggerak (N)

$F_{c_o}$  : Gaya eksitasi redaman dari motor penggerak (N)

$F_{k_i}$  : Gaya pegas dari massa utama ( $m_1$ ) pada titik i (N);

i : A, B, C, D

$F_{c_i}$  : Gaya redaman dari massa utama ( $m_1$ ) pada titik i (N)

Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$\begin{aligned}
 Fk_o &= k_o(x_1 - x_o) & Fk_c &= k_c(x_1 + b\alpha + a\beta) \\
 Fc_o &= c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_o) & Fc_c &= c_c(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta}) \\
 Fk_A &= k_A(x_1 - b\alpha - a\beta) & Fk_D &= k_D(x_1 - b\alpha + a\beta) \\
 Fc_A &= c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta}) & Fc_D &= c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta}) \\
 Fk_B &= k_B(x_1 + b\alpha - a\beta) & Fc_B &= c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})
 \end{aligned}$$

Massa utama pada sistem tanpa DVA menerima gaya eksitasi oleh  $k_o$ ,  $k_A$ ,  $k_B$ ,  $k_C$ ,  $k_D$ ,  $c_o$ ,  $c_A$ ,  $c_B$ ,  $c_C$ , dan  $c_D$ . Sistem utama memiliki 3 arah pergerakan, yaitu translasi, *rolling*, dan *pitching*. Setiap arah pergerakan yang berbeda memiliki 1 derajat kebebasan, sehingga sistem tersebut memiliki 3-DoF (*degree of freedom*). Berikut ini dijabarkan persamaan gerak dari massa utama ( $m_1$ ).

### 1. Persamaan gerak translasi massa utama ( $M_1$ )

Translasi merupakan pergerakan massa ke arah vertikal sepanjang sumbu x. Pergerakan translasi sepanjang sumbu lain diabaikan. Persamaan gerak translasi massa utama ditunjukkan dalam persamaan 3.1 berikut.

$$+\uparrow \sum Fx_1 = m_1 \ddot{x}_1$$

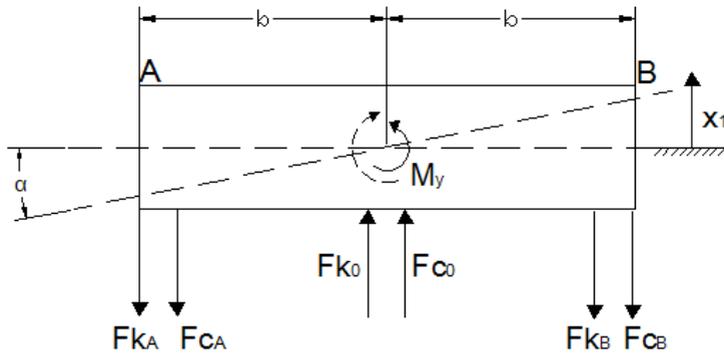
$$Fk_o + Fc_o - Fk_A - Fc_A - Fk_B - Fc_B - Fk_c - Fc_c - Fk_D - Fc_D = m_1 \ddot{x}_1$$

$$\begin{aligned}
 &k_o(x_1 - x_o) + c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_o) - k_A(x_1 - b\alpha - a\beta) - \\
 &c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta}) - k_B(x_1 + b\alpha - a\beta) - c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - \\
 &a\dot{\beta}) - k_c(x_1 + b\alpha + a\beta) - c_c(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta}) - \\
 &k_D(x_1 - b\alpha + a\beta) - c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta}) = m_1 \ddot{x}_1
 \end{aligned}$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_A + k_B + k_C + k_D - k_o)x_1 - (k_A b - k_B b - k_C b + k_D b)\alpha - (k_A a + k_B a - k_C a - k_D a)\beta + (c_A + c_B + c_C + c_D - c_o)\dot{x}_1 - (c_A b - c_B b - c_C b + c_D b)\dot{\alpha} - (c_A a + c_B a - c_C a - c_D a)\dot{\beta} = -k_o x_o - c_o \dot{x}_o \quad (3.1)$$

## 2. Persamaan gerak rotasi $M_1$

Gerak rotasi massa pada sumbu  $y$  yang ditinjau dari tampak depan sistem disebut dengan *rolling*. Gambar 3.7 adalah *free body* diagram gerak *rolling* dari massa utama.



**Gambar 3.7** *Free-body diagram* Gerak *Rolling* oleh Massa Utama.

Dengan:  $\alpha =$  sudut *rolling*, dan  $b = \frac{l_1}{2}$

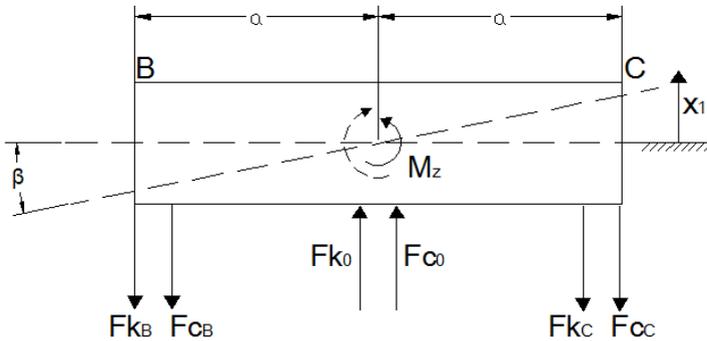
Sehingga didapatkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$+\circlearrowleft M_y = J_y \ddot{\alpha}_1$$

$$F_{k_A} b + F_{c_A} b - F_{k_B} b - F_{c_B} b - F_{k_C} b - F_{c_C} b + F_{k_D} b + F_{c_D} b = J_y \ddot{\alpha}_1$$

$$\begin{aligned}
& k_A(x_1 - b\alpha - a\beta)b + c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})b - k_B(x_1 + b\alpha - a\beta)b - c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})b - k_C(x_1 + b\alpha + a\beta)b - \\
& c_C(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})b + k_D(x_1 - b\alpha + a\beta)b + c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})b = J_y\ddot{\alpha}_1 \\
& J_y\ddot{\alpha}_1 - (k_Ab - k_Bb - k_Cb + k_Db)x_1 + (k_Ab^2 + k_Bb^2 + k_Cb^2 + k_Db^2)\alpha + (k_Aab - k_Bab + k_Cab - k_Dab)\beta - \\
& (c_Ab - c_Bb - c_Cb + c_Db)\dot{x}_1 + (c_Ab^2 + c_Bb^2 + c_Cb^2 + c_Db^2)\dot{\alpha} + (c_Aab - c_Bab + c_Cab - c_Dab)\dot{\beta} = 0 \quad (3.2)
\end{aligned}$$

*Pitching* merupakan gerak rotasi massa pada sumbu z yang ditinjau dari tampak samping sistem. *Free-body diagram* gerak *pitching* dari massa utama dapat dilihat pada gambar 3.8.



**Gambar 3.8** *Free-body diagram* Gerak *Pitching* oleh Massa Utama.

Dengan:  $\beta$  = sudut *pitching*, dan  $a = \frac{l_2}{2}$

Sehingga didapatkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$+\cup M_z = J_z \ddot{\beta}_1$$

$$Fk_A a + Fc_A a + Fk_B a + Fc_B a - Fk_C a - Fc_C a - Fk_D a - Fc_D a = J_z \ddot{\beta}_1$$

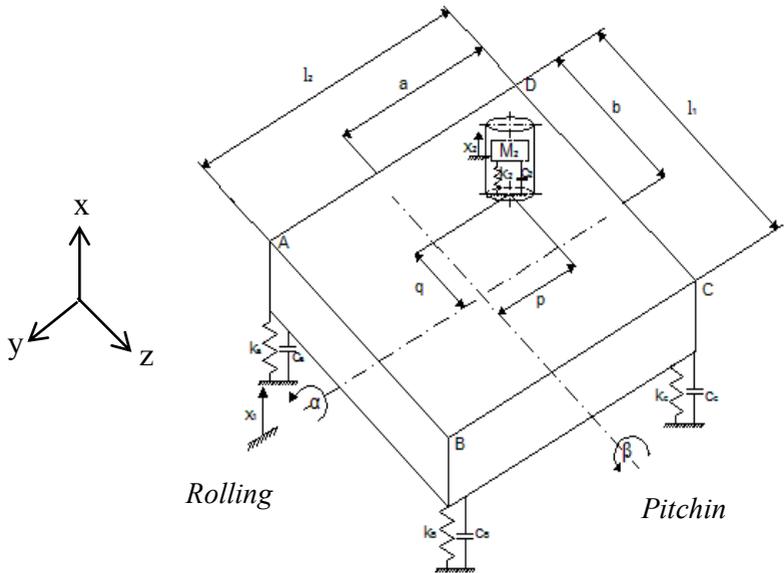
$$k_A(x_1 - b\alpha - a\beta)a + c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})a + k_B(x_1 + b\alpha - a\beta)a + c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})a - k_C(x_1 + b\alpha + a\beta)a - c_C(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})a - k_D(x_1 - b\alpha + a\beta)a - c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})a = J_z \ddot{\beta}_1$$

$$J_z \ddot{\beta}_1 - (k_A a + k_B a - k_C a - k_D a)x_1 + (k_A ab - k_B ab + k_C ab - k_D ab)\alpha + (k_A a^2 + k_B a^2 + k_C a^2 + k_D a^2)\beta - (c_A a + c_B a - c_C a - c_D a)\dot{x}_1 + (c_A ab - c_B ab + c_C ab - c_D ab)\dot{\alpha} + (c_A a^2 + c_B a^2 + c_C a^2 + c_D a^2)\dot{\beta} = 0 \quad (3.3)$$

Persamaan (3.1), (3.2), dan (3.3) di atas, dapat disederhanakan ke dalam matriks 3x3, sebagai berikut.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} (c_A + c_B + c_C + c_D - c_o) & -(c_A - c_B - c_C + c_D)b & -(c_A + c_B - c_C - c_D)a \\ -(c_A - c_B - c_C + c_D)b & (c_A + c_B + c_C + c_D)b^2 & (c_A - c_B + c_C - c_D)ab \\ -(c_A + c_B - c_C - c_D)a & (c_A - c_B + c_C - c_D)ab & (c_A + c_B + c_C + c_D)a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} (k_A + k_B + k_C + k_D - k_o) & -(k_A - k_B - k_C + k_D)b & -(k_A + k_B - k_C - k_D)a \\ -(k_A - k_B - k_C + k_D)b & (k_A + k_B + k_C + k_D)b^2 & (k_A - k_B + k_C - k_D)ab \\ -(k_A + k_B - k_C - k_D)a & (k_A - k_B + k_C - k_D)ab & (k_A + k_B + k_C + k_D)a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} \\ & = \begin{Bmatrix} -k_o x_o - c_o \dot{x}_o \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.4) \end{aligned}$$

## b. Sistem Utama dengan TMVA



**Gambar 3.9** Free-body diagram TMVA dan sistem utama.

Keterangan:

$$Fk_o = k_o(x_1 - x_o)$$

$$Fk_c = k_c(x_1 + b\alpha + a\beta)$$

$$Fc_o = c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_o)$$

$$Fc_c = c_c(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})$$

$$Fk_A = k_A(x_1 - b\alpha - a\beta)$$

$$Fk_D = k_D(x_1 - b\alpha + a\beta)$$

$$Fc_A = c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})$$

$$Fc_D = c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})$$

$$Fk_B = k_B(x_1 + b\alpha - a\beta)$$

$$Fk_2 = k_2(x_1 + q\alpha - p\beta - x_2)$$

$$Fc_B = c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})$$

$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_1 + q\dot{\alpha} - p\dot{\beta} - \dot{x}_2)$$

Massa utama pada sistem yang ditambahkan DVA menerima gaya eksitasi oleh  $k_o$ ,  $k_A$ ,  $k_B$ ,  $k_C$ ,  $k_D$ ,  $k_2$ ,  $c_o$ ,  $c_A$ ,  $c_B$ ,  $c_C$ ,  $c_D$ , dan  $c_2$ . Pada sistem gabungan ini, terjadi 4 arah pergerakan, yaitu 3 arah pergerakan sistem utama dan 1 arah pergerakan DVA. Seperti yang telah dibahas sebelumnya, bahwa sistem utama mengalami pergerakan translasi, *rolling*, dan *pitching*. Sedangkan DVA hanya mengalami gerak translasi, sehingga sistem tersebut memiliki 4-DoF (*degree of freedom*). Berikut ini dijabarkan persamaan gerak dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa DVA ( $m_2$ ).

1. Persamaan Gerak Translasi massa utama ( $M_1$ )

$$+\uparrow \sum Fx_1 = m_1 \ddot{x}_1$$

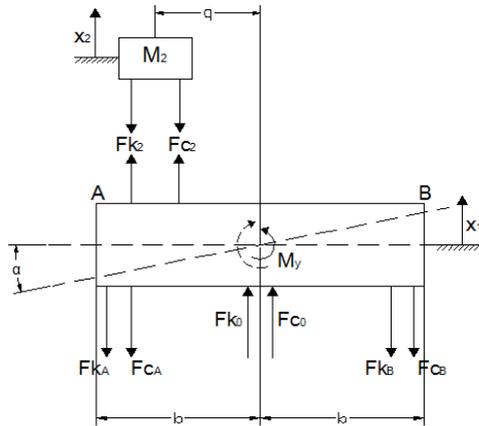
$$Fk_o + Fc_o - Fk_A - Fc_A - Fk_B - Fc_B - Fk_C - Fc_C - Fk_D - Fc_D - Fk_2 - Fc_2 = m_1 \ddot{x}_1$$

$$k_o(x_1 - x_o) + c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_o) - k_A(x_1 - b\alpha - a\beta) - c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta}) - k_B(x_1 + b\alpha - a\beta) - c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta}) - k_C(x_1 + b\alpha + a\beta) - c_C(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta}) - k_D(x_1 - b\alpha + a\beta) - c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta}) - k_2(x_1 + q\alpha - p\beta - x_2) - c_2(\dot{x}_1 + q\dot{\alpha} - p\dot{\beta} - \dot{x}_2) = m_1 \ddot{x}_1$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_A + k_B + k_C + k_D + k_2 - k_o)x_1 - (k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) \alpha - (k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) \beta - k_2 x_2 + (c_A + c_B + c_C + c_D + c_2 - c_o) \dot{x}_1 - (c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q) \dot{\alpha} - (c_A a + c_B a - c_C a - c_D a + c_2 p) \dot{\beta} - c_2 \dot{x}_2 = -k_o x_o - c_o \dot{x}_o \quad (3.5)$$

2. Persamaan Gerak *Rolling* massa utama ( $M_1$ )

Gerak rotasi massa pada sumbu  $y$  yang ditinjau dari tampak depan sistem disebut dengan *rolling*. Gambar 3.10 adalah *free body* diagram gerak *rolling* dari massa utama yang telah ditambahkan TMVA.



**Gambar 3.10** *Free-body* diagram sistem utama dengan TMVA untuk gerak *rolling*.

Sehingga, didapatkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$+\circlearrowleft M_y = J_y \ddot{\alpha}_1$$

$$Fk_A b + Fc_A b - Fk_B b - Fc_B b - Fk_C b - Fc_C b + Fk_D b + Fc_D b - Fk_2 q - Fc_2 q = J_y \ddot{\alpha}_1$$

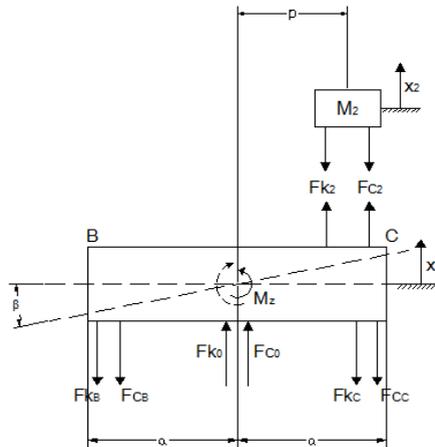
$$k_A(x_1 - b\alpha - a\beta)b + c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})b - k_B(x_1 + b\alpha - a\beta)b - c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})b - k_C(x_1 + b\alpha + a\beta)b - c_C(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})b + k_D(x_1 - b\alpha + a\beta)b + c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})b - k_2(x_1 + q\alpha - p\beta - x_2)q - c_2(\dot{x}_1 + q\dot{\alpha} - p\dot{\beta} -$$

$$\dot{x}_2)q = J_y \ddot{\alpha}_1$$

$$J_y \ddot{\alpha}_1 - (k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) x_1 + (k_A b^2 + k_B b^2 + k_C b^2 + k_D b^2 + k_2 q^2) \alpha + (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) \beta - k_2 q x_2 - (c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q) \dot{x}_1 + (c_A b^2 + c_B b^2 + c_C b^2 + c_D b^2 + c_2 q^2) \dot{\alpha} + (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q) \dot{\beta} - c_2 q \dot{x}_2 = 0 \quad (3.6)$$

### 3. Persamaan Gerak *Pitching* massa utama ( $M_1$ )

*Pitching* merupakan gerak rotasi massa pada sumbu z yang ditinjau dari tampak samping sistem. *Free-body diagram* gerak *pitching* dari massa utama yang telah ditambah TMVA dapat dilihat pada gambar 3.11.



**Gambar 3.11** *Free-body diagram* sistem utama dengan TMVA untuk gerak *pitching*.

Dari *free-body diagram* didapatkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$+\cup M_z = J_z \ddot{\beta}_1$$

$$Fk_A a + Fc_A a + Fk_B a + Fc_B a - Fk_C a - Fc_C a - Fk_D a - Fc_D a + Fk_2 p + Fc_2 p = J_z \ddot{\beta}_1$$

$$k_A(x_1 - b\alpha - a\beta)a + c_A(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})a + k_B(x_1 + b\alpha - a\beta)a + c_B(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} - a\dot{\beta})a - k_C(x_1 + b\alpha + a\beta)a - c_C(\dot{x}_1 + b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})a - k_D(x_1 - b\alpha + a\beta)a - c_D(\dot{x}_1 - b\dot{\alpha} + a\dot{\beta})a + k_2(x_1 + q\alpha - p\beta - x_2)p + c_2(\dot{x}_1 + q\dot{\alpha} - p\dot{\beta} - \dot{x}_2)p = J_z \ddot{\beta}_1$$

$$J_z \ddot{\beta}_1 - (k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p)x_1 + (k_A ab - k_B ab + k_C ab - k_D ab - k_2 pq)\alpha + (k_A a^2 + k_B a^2 + k_C a^2 + k_D a^2 + k_2 p^2)\beta + k_2 p x_2 - (c_A a + c_B a - c_C a - c_D a + c_2 p)\dot{x}_1 + (c_A ab - c_B ab + c_C ab - c_D ab - c_2 pq)\dot{\alpha} + (c_A a^2 + c_B a^2 + c_C a^2 + c_D a^2 + c_2 p^2)\dot{\beta} + c_2 p \dot{x}_2 = 0 \quad (3.7)$$

#### 4. Persamaan Gerak Translasi $M_2$

$$+\downarrow \sum Fx_2 = m_2 \ddot{x}_2$$

$$Fk_2 + Fc_2 = m_2 \ddot{x}_2$$

$$k_2(x_1 + q\alpha - p\beta - x_2) + c_2(\dot{x}_1 + q\dot{\alpha} - p\dot{\beta} - \dot{x}_2) = m_2 \ddot{x}_2$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 - k_2 q \alpha + k_2 p \beta + k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_1 - c_2 q \dot{\alpha} + c_2 p \dot{\beta} + c_2 \dot{x}_2 = 0 \quad (3.8)$$

Persamaan (3.5) sampai dengan (3.8) dapat digabungkan ke dalam suatu matriks 4x4, sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} (c_A + c_B + c_C + c_D + c_2 - c_o) & -(c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q) & -(c_A a + c_B a - c_C a - c_D a + c_2 p) & -c_2 \\ -(c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q) & (c_A b^2 + c_B b^2 + c_C b^2 + c_D b^2 + c_2 q^2) & (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q) & -c_2 q \\ -(c_A a + c_B a - c_C a - c_D a + c_2 p) & (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q) & (c_A a^2 + c_B a^2 + c_C a^2 + c_D a^2 + c_2 p^2) & c_2 p \\ & -c_2 & -c_2 q & c_2 p \\ & & & c_2 \end{bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} (k_A + k_B + k_C + k_D + k_2 - k_o) & -(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) & -(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) & - \\ -(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) & (k_A b^2 + k_B b^2 + k_C b^2 + k_D b^2 + k_2 q^2) & (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) & - \\ -(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) & (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) & (k_A a^2 + k_B a^2 + k_C a^2 + k_D a^2 + k_2 p^2) & k_2 \\ & -k_2 & -k_2 q & k_2 p \end{bmatrix} \\
& = \begin{pmatrix} -k_o x_o - c_o \dot{x}_o \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}
\end{aligned}$$

### 3.2.6 Pembuatan Blok Simulasi

Persamaan *state variable* yang telah didapatkan dari persamaan gerak pemodelan sistem dinamis, baik dengan TMVA maupun tanpa TMVA, diubah ke dalam blok-blok diagram simulasi yang terdapat pada *software* Simulink Matlab. *Software* ini digunakan untuk mendapatkan penyelesaian dari persamaan matematis yang telah didapat. Hasil dari simulasi *software* ini berupa respon sistem utama pada setiap kondisi.

### 3.2.7 Simulasi

Pada pemodelan sistem utama tanpa TMVA, proses simulasi dimulai dengan memberi *input* berupa gaya sinusoidal pada sistem utama. *Output* yang didapat berupa *displacement* dan sudut kemiringan pada massa utama. Sedangkan, pada pemodelan sistem utama dengan TMVA, proses simulasi dimulai dengan memberi *input* berupa gaya sinusoidal pada sistem utama. *Output* yang didapat berupa *displacement* dan sudut kemiringan pada massa utama yang akan menjadi *input* pada sistem *absorber*. Pada sistem *absorber*, *output* yang didapat berupa *displacement* pada massa *absorber*. Dari kedua pemodelan di atas kemudian dibandingkan untuk mendapatkan reduksi respon sistem

utama.

### 3.2.8 Reduksi Respon Sistem Utama

Setelah simulasi berikut dengan variasinya dijalankan, maka akan didapatkan nilai reduksi respon sistem utama. Hasil ini kemudian diolah menjadi grafik respon terhadap variasi. Grafik yang didapatkan berupa reduksi respon sistem utama terhadap massa *absorber*, posisi TMVA, dan frekuensi eksitasi yang diberikan.

### 3.2.9 Analisa Hasil

Dari grafik simulasi yang diperoleh, dilakukan analisa data dan pembahasan sesuai dasar teori yang ada. Selanjutnya, dapat diketahui hubungan variasi massa dan posisi terhadap reduksi respon sistem utama. Hasil grafik tersebut dapat dijadikan acuan penelitian serupa melalui pengujian eksperimen.

### 3.2.10 Kesimpulan

Dari analisa hasil, dapat ditarik kesimpulan dan saran mengenai penelitian yang telah dilakukan. Kesimpulan menyangkut poin-poin penting pembahasan hasil eksperimen serta menjawab tujuan penelitian. Saran yang dibuat dapat digunakan sebagai masukan untuk penelitian selanjutnya.

## 3.3 Parameter Penelitian

Parameter penelitian digunakan untuk merancang bangun komponen-komponen DVA. Parameter ini meliputi massa, konstanta pegas dan redaman, serta frekuensi operasi.

### a. Massa Sistem Utama ( $M_1$ ) dan Massa *Absorber* ( $M_a$ )

Massa sistem utama ( $M_1$ ) mencakup plat *exciter*, *spring rod* suspensi, selongsong penunjuk, serta engsel yang terhubung langsung pada plat *exciter*. Plat *exciter* yang

digunakan terbuat dari material aluminium dengan panjang (p) x lebar (l) x tinggi (t) yaitu 500 mm x 500 mm x 6 mm.

**Tabel 3.1** Parameter massa utama yang dikehendaki

<b>Komponen</b>	<b>Massa</b>
<i>Plat exciter</i>	5,9 Kg
<i>Spring rod suspensi</i>	0,6 Kg
Poros Penggerak	0,2 Kg
<b>Massa Total</b>	<b>6,7 Kg</b>

Massa *absorber* ( $M_a$ ) yang digunakan dalam penelitian ini direncanakan sesuai dengan referensi. Berdasarkan teori *vibration absorber* pada referensi tersebut, rasio perbandingan optimal dari massa *absorber* terhadap massa utama yaitu.

$$M_a = \frac{1}{20} M_1$$

Hasil perhitungan persamaan (3.10) di atas, dapat digunakan untuk memperkirakan dimensi dan material yang akan digunakan. Jika massa *absorber* merupakan perkalian volume dengan massa jenis material, maka dari volume tersebut akan diketahui dimensi *absorber*. Massa *absorber* merupakan jumlah total dari massa koin yang digunakan dalam setiap percobaan. Dalam penelitian ini Koin didesain dengan massa seberat 0,08375 Kg. Bahan yang digunakan untuk membuat massa koin berupa besi dengan massa jenis sebesar  $7850 \text{ kg/m}^3$ . Dengan memperhitungkan bahwasanya,

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Sehingga :

$$7850 \frac{kg}{m^3} = \frac{0.08375 Kg}{V}$$

$$V = \frac{0.08375}{7850} m^3$$

$$V = 1.06 \times 10^{-5} m^3 = 10,67 cm^3$$

Dengan diameter yang telah ditentukan sebesar 44 mm, maka:

$$V = \pi r^2 t = \pi (2)^2 t$$

$$10.67 = \pi (2)^2 t$$

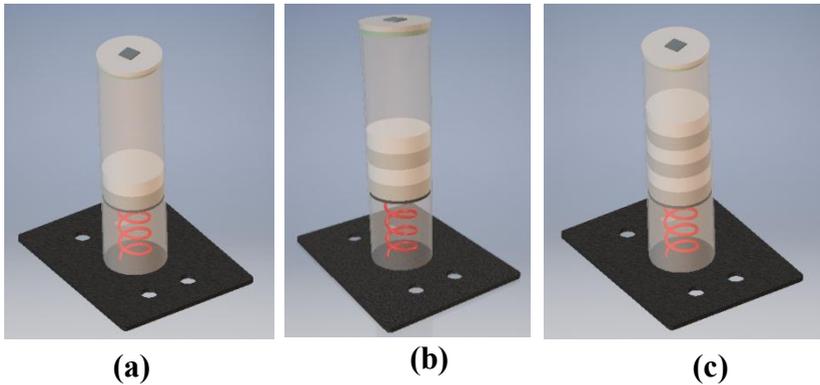
$$t = \frac{10.67}{\pi (2)^2} = 0,849 cm \text{ (tinggi tiap koin)} = 8 mm$$

Dengan diketahui massa satuan koin yang didesain, variasi massa ditentukan berdasarkan jumlah tumpukan koin yang akan ditunjukkan pada tabel 3.2 berikut.

**Tabel 3.2** Variasi massa *absorber* dalam pengujian

Massa Koin [Kg]	Jumlah Koin	Ma <sub>i</sub> [Kg]	Rasio [Ma <sub>i</sub> /M <sub>1</sub> ]
0.08375	2	0,1675	1/40
	4	0,335	1/20
	6	0,5025	3/40

Skema pengujian digambarkan pada ilustrasi gambar 3.12 berikut.



**Gambar 3.12** Pengujian dengan beban (a)0,1675Kg; (b)0,335Kg; dan (c)0,5025Kg.

### **b. Konstanta Kekakuan Pegas ( $k_0$ , $k_A$ , $k_B$ , $k_C$ , $k_D$ , $k_2$ )**

Konstanta pegas eksitasi ( $k_0$ ) ditentukan dengan mempertimbangkan gaya dan respon yang dapat dihasilkan terhadap massa utama. Sedangkan konstanta pegas utama ( $k_A$ ,  $k_B$ ,  $k_C$ , dan  $k_D$ ) ditentukan dengan kondisi awal pegas utama sudah terdefleksi sebagian. Nilai  $k_0$ ,  $k_A$ ,  $k_B$ ,  $k_C$ , dan  $k_D$  didapatkan dari hasil perhitungan menggunakan Hukum Hooke pada sesuai persamaan (3.11). Besarnya gaya berat massa utama ( $F$ ) dan defleksi statis ( $\delta_{st}$ ) didapat dari pengujian pembebanan dan pengukuran.

$$k = \frac{F}{\delta_{st}}$$

Untuk mendapatkan respon getaran translasi, *pitching*, dan *rolling* pada massa utama diberikan empat buah konstanta

pegas yaitu sebesar  $k_A = 1896 \text{ N/m}$ ,  $k_B = 2510 \text{ N/m}$ ,  $k_C = 3311 \text{ N/m}$ , dan  $k_D = 3956 \text{ N/m}$ . Berdasarkan referensi<sup>[4]</sup> mengenai *vibration absorber*, diperoleh rasio perbandingan optimal konstanta pegas *absorber* terhadap konstanta pegas total yaitu:

$$k = \frac{1}{20} (k_{total})$$

Hal ini berdasarkan pada frekuensi natural sistem utama. Dimana, frekuensi TMVA yang digunakan sama dengan frekuensi natural sistem utama. Sehingga perbandingannya massa *absorber* dan pegas *absorber* terhadap massa dan koefisien pegas *equivalent* sistem utama bernilai sama. Sehingga  $k_2$  optimal yang mampu meredam getaran sistem utama sebesar  $583,65 \text{ N/m}$ .

### c. Konstanta *Damping* TMVA ( $c_0, c_A, c_B, c_C, c_D, c_2$ )

Besarnya konstanta *damping* didapatkan dari perhitungan hasil uji *damp*er untuk komponen *linear* bushing motor, massa utama, dan DVA. Pengujian dilakukan dengan memasang *probe accelerometer* pada komponen kemudian dilakukan pembebanan. Hasilnya, akan diamati penurunan logaritmik dari respon getarannya. Persamaan (3.13) berikut ini merupakan rumus untuk mendapatkan nilai konstanta *damping*:

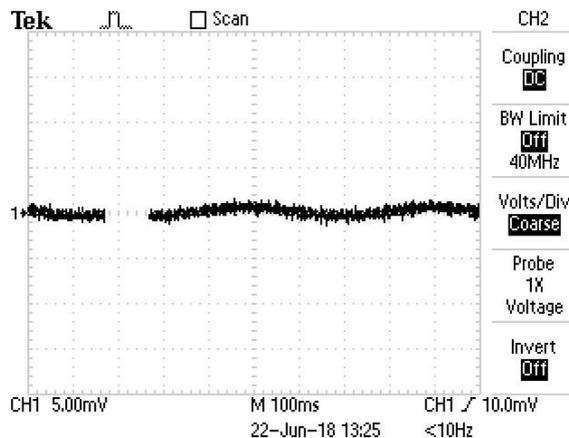
$$c = 2 \cdot m \sqrt{\frac{k}{m}} \sqrt{\frac{1}{\left[ \frac{2\pi}{\ln\left(\frac{x_1}{x_{n+1}}\right)} \right]^2 + 1}}$$

Dimana :

$x_1$  = rata-rata amplitudo puncak 1 dengan lembah terdekat.

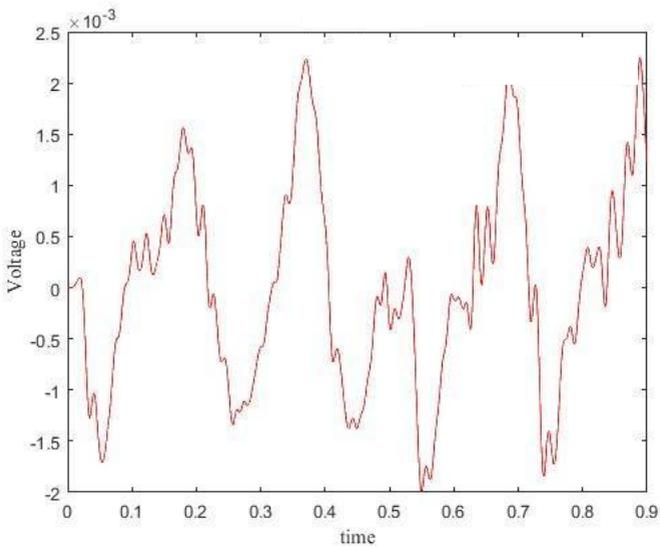
$x_{n+1}$  = rata-rata amplitudo puncak 1+n dengan lembah terdekat.

Berdasarkan sumber referensi yang telah tervalidasi didapatkan nilai redaman pada masing-masing titik plat *exciter* senilai;  $c_A = 1,0761$  N.s/m,  $c_B = 0,7$  N.s/m,  $c_C = 0,4$  N.s/m, dan  $c_D = 0,362$  N.s/m (Adhytia, 2017). Untuk nilai redaman pegas eksentris didapatkan dari referensi dengan nilai sebesar 1,8 N.s/m. Nilai redaman dari pegas TMVA diketahui dengan melakukan pengujian secara langsung pada pegas tersebut. Pegas diberi beban dengan sebuah massa, kemudian diberi simpangan awal untuk membiarkannya bergetar bebas. Respon getaran yang terjadi dari sistem pegas-massa diambil dengan *accelerometer* dan ditampilkan pada *oscilloscope*. Kemudian data yang telah didapatkan diolah menggunakan persamaan *incremental degreement*. Berikut adalah grafik yang didapatkan dari pengujian, ditunjukkan pada gambar 3.13.



**Gambar 3.13** Hasil pengujian redaman pegas TMVA dengan pemberian beban 20,065 Kg.

Sebelum melakukan pengolahan data dengan menggunakan *incremental degreement* maka terlebih dahulu data hasil pengukuran dilakukan *filter* dan *smoothing* guna menghilangkan *noise* getaran yang terjadi. Gambar berikut memperlihatkan grafik hasil *filter* dan *smoothing* dari gambar 3.13 yang diperoleh dari oscilloscope.



**Gambar 3.14** Hasil *smoothing* dan *filtering*.

Berdasarkan grafik pengujian yang telah dilakukan *smoothing* dan *filtering*, maka nilai redaman dari pegas TMVA sebagai berikut.

- Rata-rata amplitudo puncak pertama :

$$x_1 = \frac{0.0023 + 0.001419}{2} = 0,00185 \text{ volt}$$

- Rata-rata amplitudo puncak terdekat :

$$x_{n+1} = \frac{0.002+0.0018}{2} = 0,0019 \text{ m}$$

- Redaman pegas TMVA :

$$c = 2 \cdot m \sqrt{\frac{k}{m}} \sqrt{\frac{1}{\left[ \frac{2\pi}{\ln\left(\frac{x_1}{x_{n+1}}\right)} \right]^2 + 1}} =$$

$$2 \times (20,065) \sqrt{\frac{583,65}{20,065}} \times \sqrt{\frac{1}{\left[ \frac{2 \times 3,14}{\ln\left(\frac{0,00185}{0,0019}\right)} \right]^2 + 1}} = 0,295 \text{ N.s/m}$$

Sehingga, redaman pegas TMVA yang didesain bernilai 0,295 N.s/m.

#### d. Frekuensi Operasi ( $\omega_f$ )

Besarnya frekuensi operasi dalam penelitian ini sama dengan frekuensi natural sistem agar terjadi efek resonansi, dimana amplitudo yang dihasilkan mencapai nilai maksimal. Hal ini bertujuan untuk mengetahui respon redaman TMVA pada kondisi resonansi. Frekuensi natural diperoleh dari persamaan berikut ini.

$$\omega_f = \omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}$$

Sehingga frekuensi natural dari sistem utama yang dirancang adalah sebagai berikut.

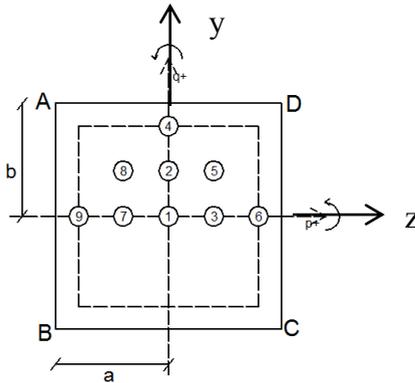
$$\omega_{n1} = 39,5954 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{n2} = 68,8749 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{n3} = 76,5577 \text{ rad/s.}$$

**e. Posisi TMVA (p,q)**

Nilai posisi TMVA di atas plat datar massa utama dinyatakan dalam koordinat (p,q) dimana p adalah perpindahan dari pusat massa utama sepanjang sumbu y, sedangkan q adalah perpindahan dari pusat massa utama sepanjang sumbu z. Sumbu koordinat tersebut ditunjukkan pada gambar 3.15 berikut.



**Gambar 3.15** Variasi peletakan TMVA.

Kombinasi pengambilan data dalam pengujian ini ditunjukkan pada tabel 3.3 berikut.

**Tabel 3.3** Kombinasi pengambilan data pengujian *acceleration*.

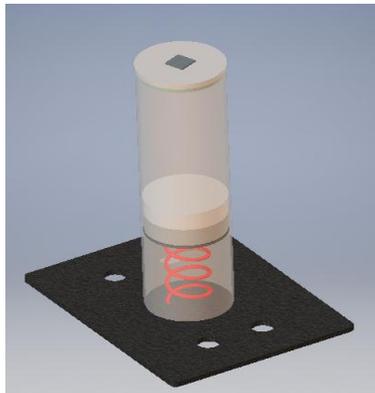
<i>Acceleration [m/s<sup>2</sup>]</i>				
Node	Massa	Sebelum TMVA	Sesudah TMVA	Reduksi (%)
1	Ma1			

	Ma2			
	Ma3			
2	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
3	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
4	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
5	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
6	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
7	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
8	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			
9	Ma1			
	Ma2			
	Ma3			

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 *Translational Mass Vibration Absorber* (TMVA)

*Translational mass vibration absorber* atau disingkat dengan TMVA adalah sebuah sistem yang terdiri dari massa dan pegas peredam yang dirancang untuk mereduksi getaran translasi, *pitching*, dan *rolling* sistem utama. Massa TMVA dirancang berupa koin silinder dengan dimensi diameter 44 mm dan tinggi satuan koin 8 mm dengan massa 0,08375 Kg. Pegas yang dirancang memiliki dimensi diameter dalam sebesar 45 mm dan diameter luar sebesar 49 mm dengan jumlah lilitan 6,5 setinggi 750 mm. Massa koin dan pegas terbuat dari material baja. Massa dan pegas tersebut kemudian ditempatkan dalam selongsong akrilik yang di atasnya ditempatkan lempengan baja sebagai media peletakkan *probe accelerometer* pada saat pengujian eksperimen dilakukan. Berikut adalah desain dari TMVA tersebut ditunjukkan pada gambar 4.1.



**Gambar 4.1** Desain TMVA.

Sistem TMVA memiliki satu buah derajat kebebasan yang merepresentasikan getaran translasi ketika sistem bergetar. Untuk mengetahui pengaruh dari penggunaan TMVA yang dirancang pada plat datar massa utama, digunakan variasi seperti yang telah disebutkan dalam bab III. Variasi yang dilakukan berupa penggunaan massa dalam 3 buah variasi, dan posisi peletakan TMVA yang akan divariasikan berdasarkan titik defleksi maksimum dari plat datar massa utama yang telah digetarkan.

## 4.2 Pembuatan Blok Simulasi

### 4.2.1. Sistem Utama Tanpa TMVA

Dalam penelitian berbasis simulasi ini, dibutuhkan persamaan *state space* dan blok simulasi untuk mendapatkan respon getaran dari sistem yang dirancang. Dari persamaan gerak yang telah dirumuskan pada subbab 3.2.5 poin (a) untuk sistem utama tanpa TMVA, dibuat persamaan *state space* sebagai berikut.

$$(1) \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [-(k_A + k_B + k_C + k_D - k_o)x_1 + (k_A b - k_B b - k_C b + k_D b)\alpha + (k_A a + k_B a - k_C a - k_D a)\beta - (c_A + c_B + c_C + c_D - c_o)\dot{x}_1 + (c_A b - c_B b - c_C b + c_D b)\dot{\alpha}_1 + (c_A a + c_B a - c_C a - c_D a)\dot{\beta}_1 - k_o x_o - c_o \dot{x}_o]$$

$$(2) \ddot{\alpha}_1 = \frac{1}{J_y} [(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b)x_1 - (k_A b^2 + k_B b^2 + k_C b^2 + k_D b^2)\alpha - (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b)\beta + (c_A b - c_B b - c_C b + c_D b)\dot{x}_1 - (c_A b^2 + c_B b^2 + c_C b^2 + c_D b^2)\dot{\alpha}_1 - (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b)\dot{\beta}_1]$$

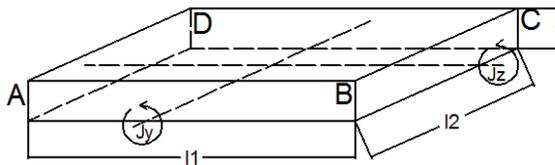
$$(3) \ddot{\beta}_1 = \frac{1}{J_z} [(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a)x_1 - (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b)\alpha - (k_A a^2 + k_B a^2 + k_C a^2 + k_D a^2)\beta +$$

$$(c_A a + c_B a - c_C a - c_D a)\dot{x}_1 - (c_A ab - c_B ab + c_C ab - c_D ab)\dot{\alpha}_1 - (c_A a^2 + c_B a^2 + c_C a^2 + c_D a^2)\dot{\beta}_1]$$

Dimana :

- $m_1$  : massa utama;
- $k_o$  : konstanta pegas eksitasi;
- $k_A$  : konstanta pegas titik A;
- $k_B$  : konstanta pegas titik B;
- $k_C$  : konstanta pegas titik C;
- $k_D$  : konstanta pegas titik D;
- $c_o$  : koefisien redaman pegas eksentris;
- $c_A$  : koefisien redaman pegas A;
- $c_B$  : koefisien redaman pegas B;
- $c_C$  : koefisien redaman pegas C;
- $c_D$  : koefisien redaman pegas D;
- $J_y = J_z$  : inersia sumbu y dan z sistem.

Berdasarkan persamaan *state space* di atas, dibuat blok-blok simulasi yang menggambarkan sistem utama tanpa TMVA. Blok-blok simulasi kemudian disusun dengan pemberian *sinusoidal input* yang menggambarkan gaya eksitasi dari motor listrik sebagai sumber getar sistem utama. Blok diagram simulasi untuk sistem utama tanpa TMVA ditunjukkan pada gambar 4.3. Nilai inersia sumbu y dan z dari plat datar massa utama didapatkan berdasarkan perhitungan berikut :



**Gambar 4.2** Momen Inersia plat datar massa utama.

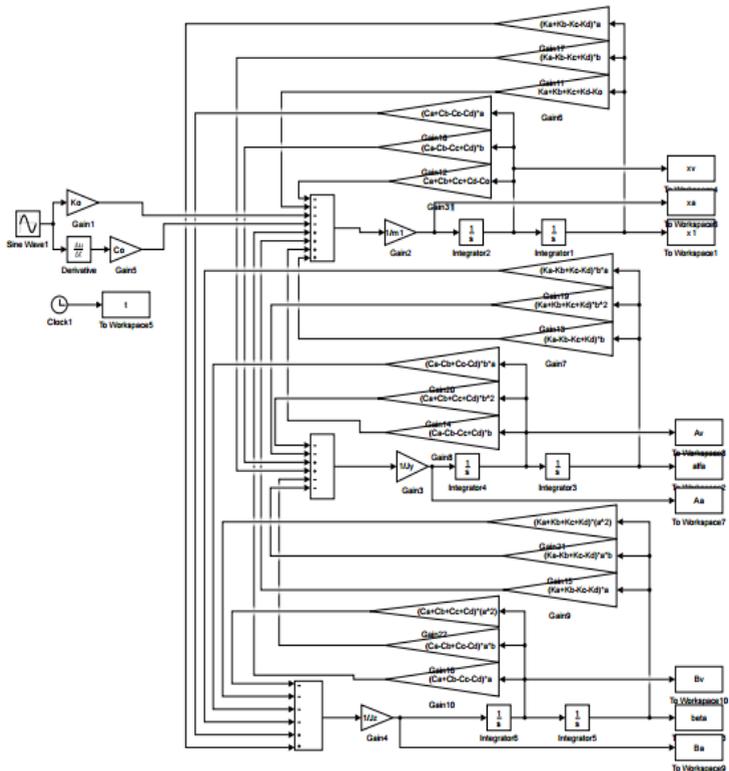
Dikarenakan nilai  $I_1$  sama dengan  $I_2$ , maka besarnya momen inersia  $J_y$  sama dengan  $J_z$  dengan nilai sebagai berikut.

$$J_y = J_z$$

$$J_y = \frac{1}{12} x (m) x (l_1^2 + t^2)$$

$$J_y = \frac{1}{12} x (6,7) x (0,5^2 + 0,006^2)$$

$$J_y = 0,1396 \text{ Kg.m}^2 \text{ (sama dengan } J_z)$$



**Gambar 4.3** Block diagram sistem utama tanpa TMVA.

#### 4.2.2. Sistem Utama Dengan TMVA

Seperti halnya sistem utama tanpa TMVA, untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dengan TMVA diperlukan blok-blok simulasi yang didapatkan dari persamaan *state space*. Berikut adalah persamaan *state space* untuk sistem utama dengan TMVA berdasarkan persamaan gerak sistem utama dengan TMVA dalam subbab 3.2.5 (b).

$$\begin{aligned}
 (1) \dot{x}_1 &= \frac{1}{m_1} \left[ -(k_A + k_B + k_C + k_D + k_2 - k_o)x_1 + \right. \\
 &(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q)\alpha + (k_A a + k_B a - k_C a - \\
 &k_D a + k_2 p)\beta - k_2 x_2 - (c_A + c_B + c_C + c_D + c_2 - c_o)\dot{x}_1 + \\
 &(c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q)\dot{\alpha}_1 + (c_A a + c_B a - c_C a - \\
 &c_D a + c_2 p)\dot{\beta}_1 - c_2 \dot{x}_2 - k_o x_o - c_o \dot{x}_o \left. \right] \\
 (2) \ddot{\alpha}_1 &= \frac{1}{J_y} \left[ (k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q)x_1 - \right. \\
 &(k_A b^2 + k_B b^2 + k_C b^2 + k_D b^2 + k_2 q^2)\alpha - (k_A a b - k_B a b + \\
 &k_C a b - k_D a b - k_2 p q)\beta + k_2 q x_2 + (c_A b - c_B b - c_C b + \\
 &c_D b - c_2 q)\dot{x}_1 - (c_A b^2 + c_B b^2 + c_C b^2 + c_D b^2 + c_2 q^2)\dot{\alpha}_1 - \\
 &(c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q)\dot{\beta}_1 + c_2 q \dot{x}_2 \left. \right] \\
 (3) \ddot{\beta}_1 &= \frac{1}{J_z} \left[ (k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p)x_1 - \right. \\
 &(k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q)\alpha - (k_A a^2 + k_B a^2 + \\
 &k_C a^2 + k_D a^2 + k_2 p^2)\beta - k_2 p x_2 + (c_A a + c_B a - c_C a - \\
 &c_D a + c_2 p)\dot{x}_1 - (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q)\dot{\alpha}_1 - \\
 &(c_A a^2 + c_B a^2 + c_C a^2 + c_D a^2 + c_2 p^2)\dot{\beta}_1 - c_2 p \dot{x}_2 \left. \right] \\
 (4) \ddot{x}_2 &= \frac{1}{m_2} \left[ k_2 x_1 + k_2 q \alpha - k_2 p \beta - k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_1 + c_2 q \dot{\alpha}_1 - \right. \\
 &\left. c_2 p \dot{\beta}_1 - c_2 \dot{x}_2 \right]
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama pada sistem utama tanpa TMVA, blok-blok simulasi kemudian disusun dalam *software* Matlab Simulink dengan *sinusoidal input* untuk

menggambarkan gaya eksitasi dari motor listrik sebagai sumber getar sistem. Melalui proses *running*, akan didapatkan respon getaran dalam RMS *displacement* dan *acceleration*.

### 4.3 Analisa Respon

Penelitian pada tugas akhir ini dilakukan dengan menggunakan Simulink Matlab yang diawali dengan proses pembuatan blok-blok diagram simulasi. Blok diagram simulasi digambarkan dalam pembahasan subbab 4.2 untuk masing-masing sistem. Input yang diberikan pada penelitian simulasi ini berupa variasi massa *absorber*, dan posisi peletakan TMVA terhadap pusat massa sistem utama. Dari penelitian yang telah dilakukan, akan didapatkan output berupa persentase reduksi *displacement* sistem utama ( $x_1$ ), *acceleration* ( $\ddot{x}_1$ ), *pitching displacement* (rad), *pitching acceleration* (rad/s), *rolling displacement* (rad), dan *rolling acceleration* (rad/s).

#### 4.3.1. Analisa Respon Sistem Utama Tanpa TMVA

Dari rancangan sistem utama yang telah dibuat pemodelan dinamis, *free-body diagram*, hingga persamaan geraknya, dilakukan perhitungan untuk memperoleh nilai frekuensi natural dari sistem utama. Berdasarkan penurunan persamaan gerak pada subbab 3.2.5 didapatkan matriks berikut untuk analisa fundamental frekuensi natural.

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \end{Bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} (c_A + c_B + c_C + c_D - c_o) & -(c_A - c_B - c_C + c_D)b & -(c_A + c_B - c_C - c_D)a \\ -(c_A - c_B - c_C + c_D)b & (c_A + c_B + c_C + c_D)b^2 & (c_A - c_B + c_C - c_D)ab \\ -(c_A + c_B - c_C - c_D)a & (c_A - c_B + c_C - c_D)ab & (c_A + c_B + c_C + c_D)a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} (k_A + k_B + k_C + k_D - k_o) & -(k_A - k_B - k_C + k_D)b & -(k_A + k_B - k_C - k_D)a \\ -(k_A - k_B - k_C + k_D)b & (k_A + k_B + k_C + k_D)b^2 & (k_A - k_B + k_C - k_D)ab \\ -(k_A + k_B - k_C - k_D)a & (k_A - k_B + k_C - k_D)ab & (k_A + k_B + k_C + k_D)a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} \\
& = \begin{Bmatrix} -k_o x_o - c_o \dot{x}_o \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned}$$

Analisa yang dilakukan untuk menghitung frekuensi natural dari sistem menggunakan asumsi berupa gaya eksternal yang terjadi dan nilai redaman yang dimiliki oleh sistem diabaikan. Nilai  $\ddot{x}_1$  disubstitusikan dengan  $\ddot{x}_1 = -\lambda x$  dan  $\lambda = \omega^2$ , sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
& -\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} (k_A + k_B + k_C + k_D - k_o) & -(k_A - k_B - k_C + k_D)b & -(k_A + k_B - k_C - k_D)a \\ -(k_A - k_B - k_C + k_D)b & (k_A + k_B + k_C + k_D)b^2 & (k_A - k_B + k_C - k_D)ab \\ -(k_A + k_B - k_C - k_D)a & (k_A - k_B + k_C - k_D)ab & (k_A + k_B + k_C + k_D)a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} \\
& = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned}$$

Dimana :

$m_1$	: massa utama	(6,7 Kg);
$k_o$	: konstanta pegas eksitasi	(146 N/m);
$k_A$	: konstanta pegas titik A	(1896 N/m);
$k_B$	: konstanta pegas titik B	(2510 N/m);
$k_C$	: konstanta pegas titik C	(3311 N/m);
$k_D$	: konstanta pegas titik D	(3956 N/m);
$c_o$	: koefisien redaman pegas eksentris	(1,8 N.s/m);
$c_A$	: koefisien redaman pegas A	(1,0761 N.s/m);

$c_B$	: koefisien redaman pegas B	(0,7 N.s/m);
$c_C$	: koefisien redaman pegas C	(0,4 N.s/m);
$c_D$	: koefisien redaman pegas D	(0,362 N.s/m);
$J_y = J_z$	: inersia sumbu y dan z sistem	(0,1396 Kg.m <sup>2</sup> ).

Sehingga,

$$\begin{bmatrix} -6,7\omega^2 + 11,527 & -7,75 & 715,25 \\ -7,75 & -0,1396\omega^2 + 720,4375 & -78,6875 \\ 715,25 & -78,6875 & -0,1396\omega^2 + 720,4375 \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Karena  $\lambda = \omega^2$ , maka :

$$\det \begin{bmatrix} -6,7\omega^2 + 11,527 & -7,75 & 715,25 \\ -7,75 & -0,1396\omega^2 + 720,4375 & -78,6875 \\ 715,25 & -78,6875 & -0,1396\omega^2 + 720,4375 \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

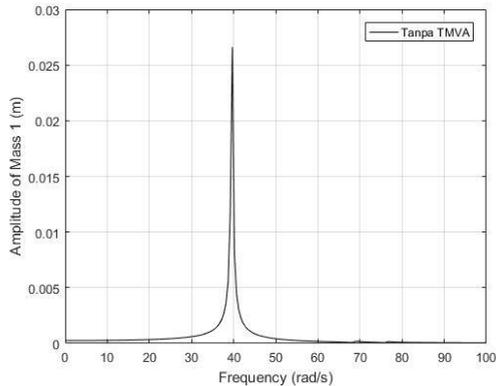
Sehingga diperoleh nilai  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ , dan  $\lambda_3$

$$\lambda_1 = 1567,795 \text{ maka, } \omega_{n1} = 39,5954 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 4743,752 \text{ maka, } \omega_{n2} = 68,8749 \text{ rad/s}$$

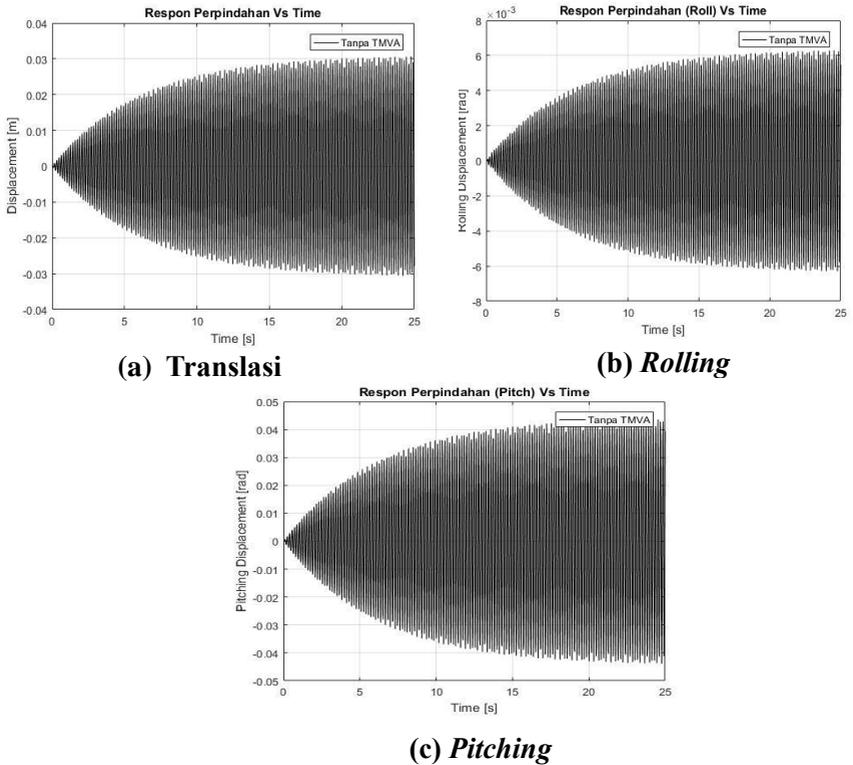
$$\lambda_3 = 5861,081 \text{ maka, } \omega_{n3} = 76,5577 \text{ rad/s.}$$

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bodediagram* sistem tanpa TMVA seperti ditunjukkan pada gambar berikut.



**Gambar 4.4** *Bodediagram* sistem tanpa TMVA.

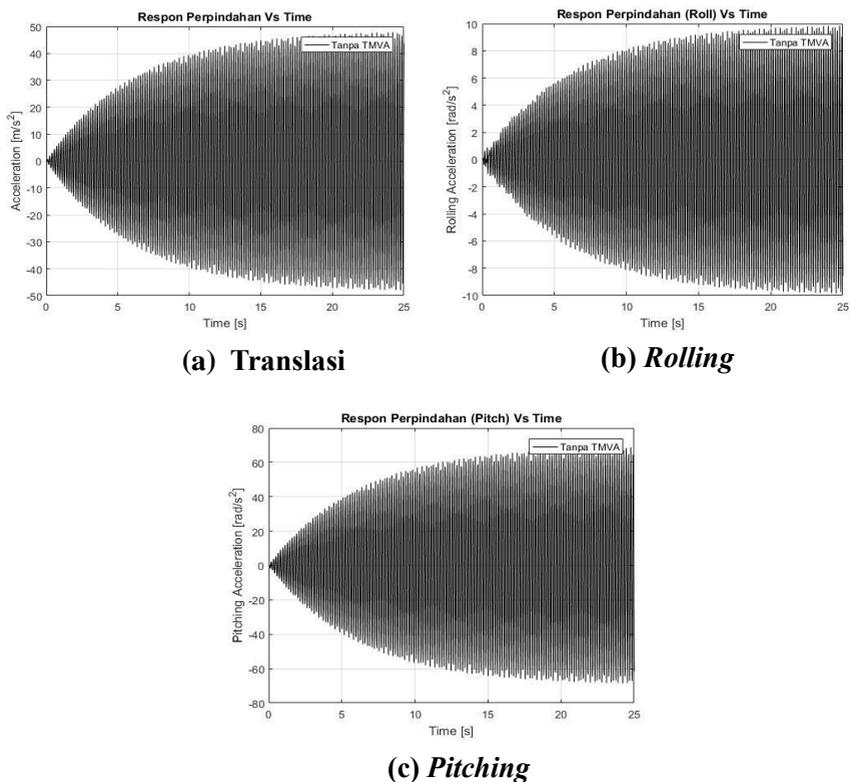
Dari *bodediagram* di atas, dapat dilihat bahwa sistem utama tanpa penambahan TMVA memiliki tiga buah puncak yang menunjukkan bahwa sistem tersebut memiliki tiga buah derajat kebebasan. Ketiga puncak merupakan frekuensi natural yang dimiliki oleh sistem utama tanpa TMVA. Apabila terjadi getaran pada kondisi yang sama seperti di atas (resonansi), maka akan menyebabkan getaran berlebih dan berakibat buruk pada sistem. Untuk itu, getaran yang terjadi harus direduksi. Pada frekuensi natural puncak pertama, dengan nilai 39,5954 rad/s menyebabkan terjadinya simpangan maksimum pada sistem dibandingkan dua nilai frekuensi natural lain. Untuk itu, dalam penelitian berbasis simulasi ini, dilakukan pada frekuensi natural puncak pertama. Getaran yang dihasilkan dari sistem utama dapat dilihat lebih detail pada respon *displacement*, *pitching displacement*, *rolling displacement*, *acceleration*, *pitching acceleration* dan *rolling acceleration* seperti ditunjukkan pada gambar 4.5 dan 4.6.



**Gambar 4.5** Respon *displacement* sistem tanpa TMVA.

Dari keenam grafik di atas, dapat dilihat bahwa respon, baik *displacement*, *pitching displacement*, *rolling displacement*, *acceleration*, *pitching acceleration*, dan *rolling acceleration* mengalami perubahan nilai dari waktu ke nol. Amplitudo semakin besar seiring dengan berjalannya waktu, hingga nilainya mencapai kestabilan. Melalui simulasi yang dilakukan pada frekuensi natural puncak pertama sebesar 39,5954 rad/s, maka diperoleh RMS *displacement* sebesar 0,0176 m, RMS *rolling displacement* sebesar 0,0036 rad, RMS

*pitching displacement* sebesar 0,0252 rad, RMS *acceleration* sebesar 27,5358 m/s<sup>2</sup>, RMS *rolling acceleration* sebesar 5,6639 rad/s<sup>2</sup>, dan RMS *pitching acceleration* sebesar 39,4140 rad/s<sup>2</sup>. Dari nilai RMS yang didapatkan, diketahui bahwa nilai getaran *pitching*, baik *displacement* maupun *acceleration* memiliki nilai yang lebih tinggi dari dua getaran yang lain. Hal tersebut dikarenakan sistem utama menggunakan empat nilai kekakuan pegas yang berbeda pada keempat sisinya, dimana  $K_A < K_B < K_C < K_D$ , dengan selisih  $K_A$  dan  $K_D$  (sejajar sumbu *pitching*) yang jauh lebih tinggi dari  $K_C$  dan  $K_B$  (sejajar sumbu *rolling*). Melihat besarnya nilai yang diperoleh pada sistem utama tanpa TMVA, maka akan dilakukan peredaman dengan menambahkan TMVA di atas sistem utama yang bergetar. Setelah penambahan TMVA, diharapkan nilai dari tiap-tiap RMS tersebut dapat berubah secara signifikan.

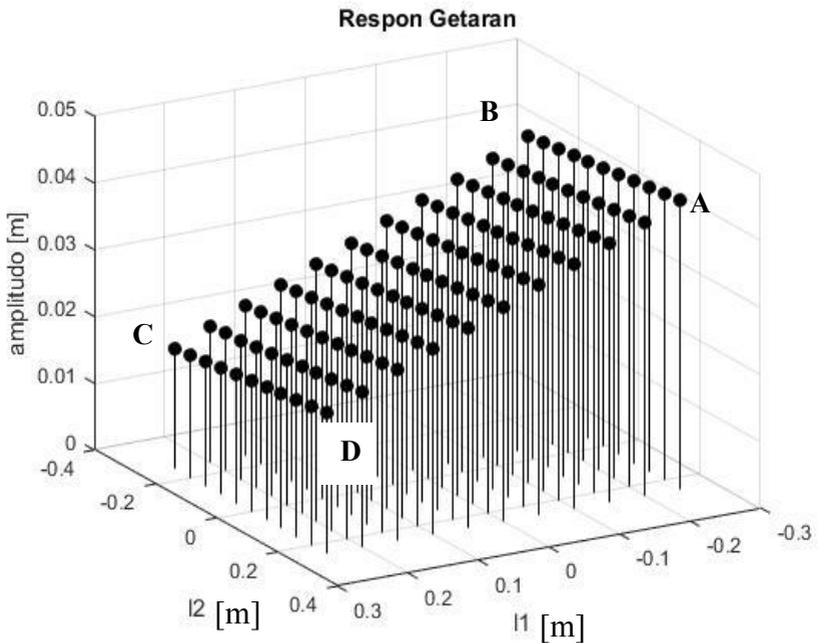


**Gambar 4.6** Respon *acceleration* sistem tanpa TMVA.

Dengan penggunaan frekuensi natural pertama menghasilkan simpangan terbesar pada sistem utama tanpa TMVA, untuk itu perlu dilakukan analisa untuk mengetahui simpangan yang terjadi pada bagian-bagian plat datar massa utama. Hal tersebut dikarenakan getaran terbesar tidak selalu terjadi di pusat massa utama. Setelah dilakukan simulasi pada frekuensi natural puncak pertama, maka diperoleh distribusi simpangan pada plat datar massa utama dengan simpangan terbesar berada di atas koefisien pegas sistem utama terkecil,

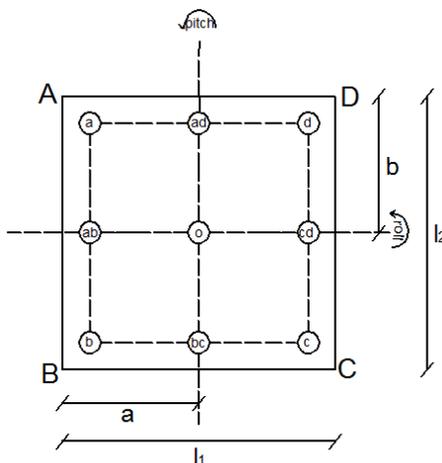
yaitu 1896 N/m di titik A. Hasil dari distribusi simpangan untuk masing-masing posisi pada plat datar massa utama menjadi bahan pertimbangan untuk penempatan posisi TMVA. Berikut hasil simulasi distribusi getaran pada plat datar massa utama ditunjukkan oleh gambar 4.7.

**Gambar 4.7** Distribusi simpangan pada plat datar massa



utama tanpa TMVA.

Untuk memudahkan analisa, maka plat datar massa utama dibagi dalam sembilan titik tinjauan yang diilustrasikan dalam gambar 4.8 berikut.



**Gambar 4.8** Pembagian titik tinjauan plat datar massa utama.

Berdasarkan hasil simulasi yang ditunjukkan pada gambar 4.7, dimana  $K_A < K_B < K_C < K_D$ , maka diperoleh hasil simpangan pada titik tinjauan tersebut dengan nilai:

a	= 43,2 mm	c	= 18,11 mm
ab	= 41,63 mm	cd	= 19,68 mm
b	= 40,05 mm	d	= 21,25 mm
bc	= 29,08 mm	ad	= 34,42 mm.

Dapat dilihat bahwa seiring dengan posisi tinjauan yang mendekati pegas dengan koefisien kekakuan terkecil, maka nilai simpangan yang dihasilkan dari proses simulasi akan semakin besar. Oleh karena itu, untuk mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama, TMVA yang telah didesain akan diujikan pada titik tinjauan dengan simpangan terbesar, yaitu yang terdekat dengan koefisien pegas sistem utama terkecil.

### 4.3.2. Analisa Respon Sistem Utama Dengan TMVA

Berdasarkan persamaan gerak yang telah diturunkan pada subbab 3.2.5 untuk sistem utama dengan TMVA, digunakan matriks yang telah dirumuskan untuk analisa fundamental frekuensi natural sistem dengan TMVA sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (c_A + c_B + c_C + c_D + c_2 - c_o) & -(c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q) & -(c_A a + c_B a - c_C a - c_D a + c_2 p) & -c_2 \\ -(c_A b - c_B b - c_C b + c_D b - c_2 q) & (c_A b^2 + c_B b^2 + c_C b^2 + c_D b^2 + c_2 q^2) & (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q) & -c_2 q \\ -(c_A a + c_B a - c_C a - c_D a + c_2 p) & (c_A a b - c_B a b + c_C a b - c_D a b - c_2 p q) & (c_A a^2 + c_B a^2 + c_C a^2 + c_D a^2 + c_2 p^2) & c_2 p \\ -c_2 & -c_2 q & c_2 p & c_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (k_A + k_B + k_C + k_D + k_2 - k_o) & -(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) & -(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) & -k_2 \\ -(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) & (k_A b^2 + k_B b^2 + k_C b^2 + k_D b^2 + k_2 q^2) & (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) & -k_2 q \\ -(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) & (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) & (k_A a^2 + k_B a^2 + k_C a^2 + k_D a^2 + k_2 p^2) & k_2 p \\ -k_2 & -k_2 q & k_2 p & k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \alpha \\ \beta \\ x_2 \end{pmatrix} \\
 & = \begin{pmatrix} -k_o x_o - c_o \dot{x}_o \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Analisa yang dilakukan untuk menghitung frekuensi natural dari sistem menggunakan asumsi berupa gaya eksternal yang terjadi dan nilai redaman yang dimiliki oleh sistem diabaikan. Nilai  $\ddot{x}_1$  disubstitusikan dengan  $\ddot{x}_1 = -\lambda x$  dan  $\lambda = \omega^2$ , sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 & -\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (k_A + k_B + k_C + k_D + k_2 - k_o) & -(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) & -(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) & -k_2 \\ -(k_A b - k_B b - k_C b + k_D b - k_2 q) & (k_A b^2 + k_B b^2 + k_C b^2 + k_D b^2 + k_2 q^2) & (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) & -k_2 q \\ -(k_A a + k_B a - k_C a - k_D a + k_2 p) & (k_A a b - k_B a b + k_C a b - k_D a b - k_2 p q) & (k_A a^2 + k_B a^2 + k_C a^2 + k_D a^2 + k_2 p^2) & k_2 p \\ -k_2 & -k_2 q & k_2 p & k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \alpha \\ \beta \\ x_2 \end{pmatrix} \\
 & = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

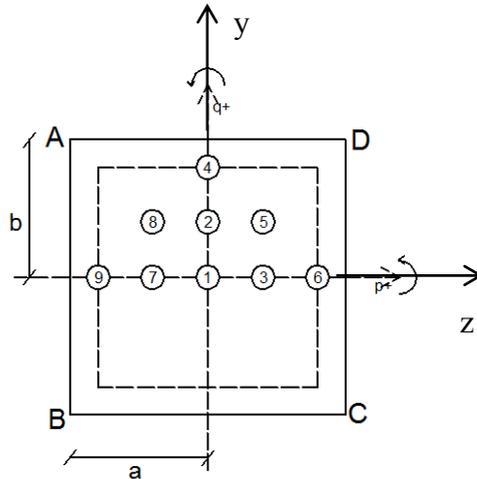
Dimana :

$m_1$	: massa utama	(6,7 Kg);
$m_2$	: massa TMVA	(0,1675 Kg; 0,335 Kg; 0,5025 Kg);
$k_o$	: konstanta pegas eksitasi	(146 N/m);
$k_A$	: konstanta pegas titik A	(1896 N/m);
$k_B$	: konstanta pegas titik B	(2510 N/m);
$k_C$	: konstanta pegas titik C	(3311 N/m);
$k_D$	: konstanta pegas titik D	(3956 N/m);
$k_2$	: konstanta pegas TMVA	(583,65 N/m);
$c_o$	: koefisien redaman pegas eksentris	(1,8 N.s/m);
$c_A$	: koefisien redaman pegas A	(1,0761 N.s/m);
$c_B$	: koefisien redaman pegas B	(0,7 N.s/m);
$c_C$	: koefisien redaman pegas C	(0,4 N.s/m);
$c_D$	: koefisien redaman pegas D	(0,362 N.s/m);
$c_2$	: koefisien redaman pegas TMVA	(0,295 N.s/m);
$J_y = J_z$	: inersia sumbu y dan z sistem	(0,1396 Kg.m <sup>2</sup> );
$a$	: jarak dari pusat massa ke pegas A-D	(0,025 m);
$b$	: jarak dari pusat massa ke pegas B-C	(0,025 m);
$p$	: jarak dari pusat massa ke TMVA	(0 m; 0,1 m; 0,2 m terhadap sumbu z);
$q$	: jarak dari pusat massa ke TMVA	(0 m; 0,1 m; 0,2 m terhadap sumbu y).

$$\begin{bmatrix} -6,7\omega^2 + 11,527 & -(7,75 - 583,65q) & -(-715,25 + 583,65p) & -583,65 \\ -(7,75 - 583,65q) & -0,1396\omega^2 + (720,4375 + 583,65q^2) & (-78,6875 - 583,65pq) & -583,65q \\ & -(-715,25 + 583,65p) & (-78,6875 - 583,65pq) & -0,1396\omega^2 + (720,4375 + 583,65p^2) & 583,65p \\ & -583,65 & -583,65q & 583,65p & -m_2\omega^2 + 583,65q \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Berdasarkan simulasi yang dihasilkan pada sistem utama tanpa TMVA, diperoleh hasil bahwasanya titik defleksi maksimum didapatkan pada daerah disekitar pegas sistem utama dengan koefisien kekakuan terkecil. Untuk itu, dibuat sembilan titik penempatan TMVA di atas plat datar massa

utama guna mereduksi getaran yang terjadi. sembilan titik disebar pada dua koordinat, yaitu pada daerah defleksi maksimum serta daerah defleksi minimum.



**Gambar 4.9** Penempatan TMVA di atas plat datar massa utama (Tampak Atas).

Dimana :

Node 1	: $p = 0 \text{ m}; q = 0 \text{ m}$	(0;0)
Node 2	: $p = 0 \text{ m}; q = 0,1 \text{ m}$	(0;0,1)
Node 3	: $p = 0,1 \text{ m}; q = 0 \text{ m}$	(0,1;0)
Node 4	: $p = 0 \text{ m}; q = 0,2 \text{ m}$	(0;0,2)
Node 5	: $p = 0,1 \text{ m}; q = 0,1 \text{ m}$	(0,1;0,1)
Node 6	: $p = 0,2 \text{ m}; q = 0 \text{ m}$	(0,2;0)
Node 7	: $p = -0,1 \text{ m}; q = 0 \text{ m}$	(-0,1;0)

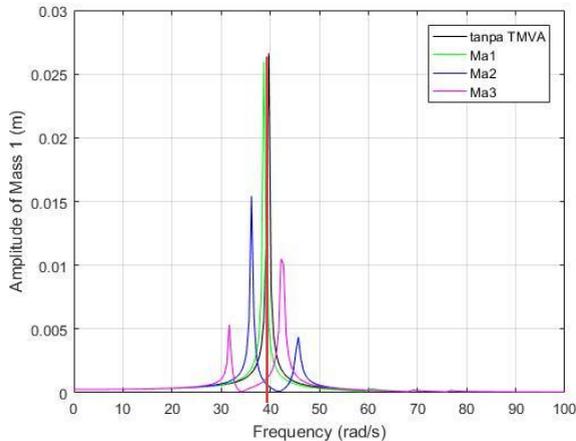


Dengan menggunakan  $Ma_3$ , akan mendapat :

$$\omega_{n1} = 31,7745 \text{ rad/s} \quad \omega_{n3} = 68,8956 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{n2} = 42,4491 \text{ rad/s} \quad \omega_{n4} = 76,5707 \text{ rad/s}$$

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bodediagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut.



**Gambar 4.10** *Bodediagram* sistem utama tanpa TMVA dan dengan TMVA pada node 1 dengan variasi massa.

Dapat dilihat pada gambar grafik 4.10 bahwa grafik warna hijau merupakan grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa  $Ma_1$ , grafik warna biru merupakan sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa  $Ma_2$ , dan grafik warna magenta merupakan sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa  $Ma_3$ . Pada penambahan TMVA dengan massa  $Ma_1$ , frekuensi natural cenderung tidak bergeser dengan

amplitudo yang masih tinggi, yang artinya kemampuan meredam TMVA kecil. Pada penambahan TMVA dengan massa  $Ma_2$ , frekuensi natural bergeser ke kiri dengan amplitudo yang rendah dan tereduksi maksimal. Sedangkan pada sistem dengan penambahan TMVA untuk  $Ma_3$ , frekuensi natural kedua mendekati frekuensi natural pertama sistem utama tanpa TMVA dengan nilai frekuensi puncak kedua yang lebih tinggi dari frekuensi puncak pertama. Reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan(warna merah) dari ketiga sistem dengan massa TMVA yang bervariasi terhadap amplitudo puncak pertama sistem tanpa TMVA. Dari perpotongan tersebut, pada penggunaan  $Ma_1$  terjadi kecenderungan untuk tidak meredam, pada  $Ma_3$  sistem meredam dengan baik, namun masih lebih kecil dibandingkan dengan peredaman yang dihasilkan oleh  $Ma_2$ . Dengan demikian, pada node 1 TMVA yang mampu mereduksi getaran secara maksimal adalah dengan  $Ma_2$ .

Dengan nilai  $m_2 = 0,1675$  Kg ( $Ma_1$ ), dengan p dan q untuk node 2 berlaku :

$$\det \begin{bmatrix} -6,7\omega^2 + 11,527 & -(7,75) & -(-656,885) & -583,65 \\ -(7,75) & -0,1396\omega^2 + (720,4375) & (-78,6875) & 0 \\ -(-656,885) & (-78,6875) & -0,1396\omega^2 + (726,274) & 58,365 \\ -583,65 & 0 & 58,365 & -0,16755\omega^2 + 58 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Sehingga didapatkan :

$$\omega_{n1} = 38,5530 \text{ rad/s} \quad \omega_{n3} = 69,0884 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{n2} = 60,2675 \text{ rad/s} \quad \omega_{n4} = 76,7745 \text{ rad/s}$$

Dengan cara yang sama seperti di atas, menggunakan  $Ma_2$ , maka didapat :

$$\omega_{n1} = 35,6412 \text{ rad/s} \quad \omega_{n3} = 68,9615 \text{ rad/s}$$

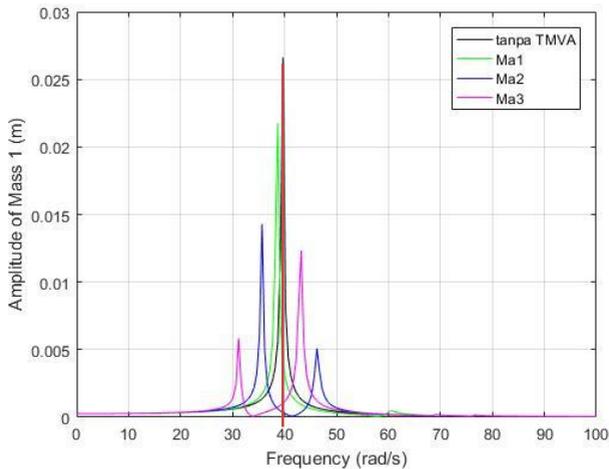
$$\omega_{n2} = 46,2392 \text{ rad/s} \quad \omega_{n4} = 76,6795 \text{ rad/s}$$

Dengan menggunakan  $Ma_3$ , akan mendapat :

$$\omega_{n1} = 31,2536 \text{ rad/s} \quad \omega_{n3} = 68,9471 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{n2} = 43,0720 \text{ rad/s} \quad \omega_{n4} = 76,6639 \text{ rad/s}$$

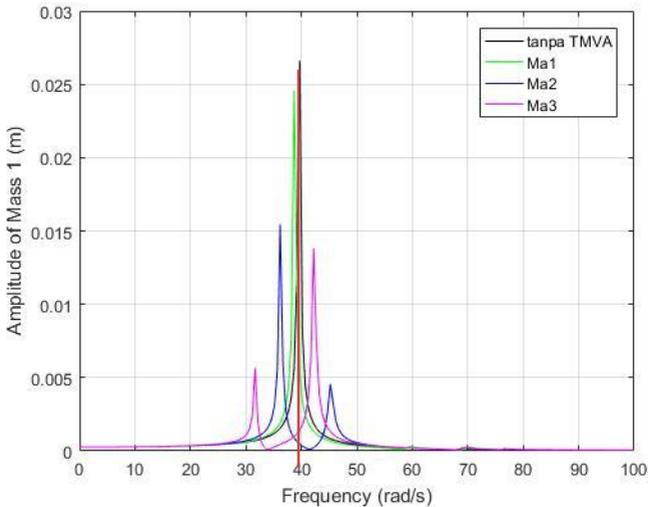
Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bodediagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut.



**Gambar 4.11** *Bodediagram* sistem utama tanpa TMVA dan dengan TMVA pada node 2 dengan variasi massa.

Tidak berbeda dengan hasil grafik untuk Node 1, dapat dilihat pada gambar grafik 4.11 bahwa grafik warna hijau merupakan grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa  $Ma_1$ , grafik warna biru merupakan sistem utama yang telah ditambahkan TMVA

dengan massa  $Ma_2$ , dan grafik warna magenta merupakan sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa  $Ma_3$ . Pada penambahan TMVA dengan massa  $Ma_1$ , frekuensi natural cenderung tidak bergeser dengan amplitudo yang masih tinggi, yang artinya kemampuan meredam TMVA kecil. Pada penambahan TMVA dengan massa  $Ma_2$ , frekuensi natural bergeser ke kiri dengan amplitudo yang rendah dan tereduksi maksimal. Sedangkan pada sistem dengan penambahan TMVA untuk  $Ma_3$ , frekuensi natural kedua mendekati frekuensi natural pertama sistem utama tanpa TMVA dengan nilai frekuensi puncak kedua yang lebih tinggi dari frekuensi puncak pertama. Reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan(warna merah) dari ketiga sistem dengan massa TMVA yang bervariasi terhadap amplitudo puncak pertama sistem tanpa TMVA. Dari perpotongan tersebut, pada penggunaan  $Ma_1$  terjadi kecenderungan untuk tidak meredam, pada  $Ma_3$  sistem meredam dengan baik, namun masih lebih kecil dibandingkan dengan peredaman yang dihasilkan oleh  $Ma_2$ . Dengan demikian, pada node 2 TMVA yang mampu mereduksi getaran secara maksimal adalah dengan  $Ma_2$ .

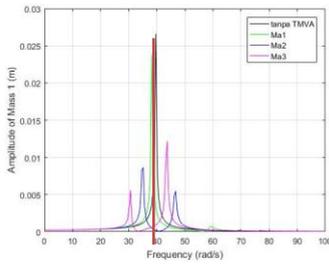


**Gambar 4.12** Bodediagram sistem utama tanpa TMVA dan dengan TMVA pada node 3 dengan variasi massa.

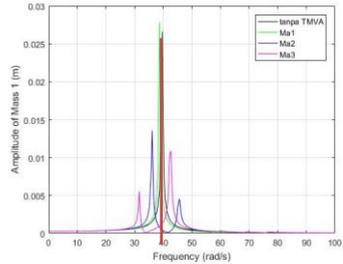
Dengan analisa fundamental yang sama untuk mencari frekuensi natural sistem dengan TMVA, didapatkan 4 buah frekuensi natural sistem dengan TMVA untuk masing-masing penggunaan nilai massa. Keempat nilai frekuensi natural menunjukkan bahwa sistem memiliki empat derajat kebebasan, yang didapatkan dari tiga getaran sistem utama dan satu getaran TMVA. Pada node 3, reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan dari ketiga sistem dengan massa TMVA yang bervariasi terhadap amplitudo puncak pertama sistem tanpa TMVA. Dari perpotongan tersebut, pada penggunaan  $Ma_1$  terjadi kecenderungan untuk tidak meredam, pada  $Ma_3$  sistem meredam dengan baik, namun masih lebih kecil dibandingkan dengan peredaman yang dihasilkan oleh  $Ma_2$ . Dengan demikian didapatkan kesimpulan bahwa dengan

penambahan TMVA dengan  $Ma_2$  akan menghasilkan redaman yang lebih tinggi dibanding dengan dua variasi massa yang lain. Untuk memastikan pengaruh variasi massa dan posisi ini, maka diujikan pada semua titik peletakan TMVA sehingga kesimpulan secara menyeluruh dapat dihasilkan. Hasil pengujian simulasi untuk ke-enam titik lain ditunjukkan dalam gambar 4.13.

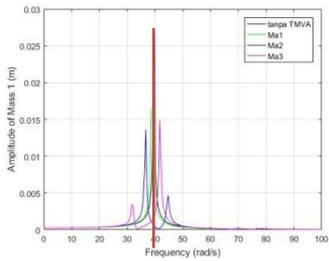
Dari hasil simulasi *bode diagram* pada semua titik, didapatkan kesimpulan bahwa dengan variasi nilai massa absorber untuk  $Ma_1$  ( $1/40 M_1$ ) menghasilkan redaman paling kecil dibandingkan dengan  $Ma_2$  ( $1/20 M_1$ ), dan  $Ma_3$  ( $3/40 M_1$ ), dimana  $Ma_2$  mencapai redaman maksimum. Dengan semua variasi posisi, menghasilkan pergeseran frekuensi natural dengan nilai yang berbeda-beda. Namun, analisa tidak dilakukan lebih lanjut pada frekuensi natural yang baru. Hal tersebut dikarenakan akan menyebabkan terjadinya simpangan yang besar untuk sistem dengan TMVA dikarenakan oleh resonansi.



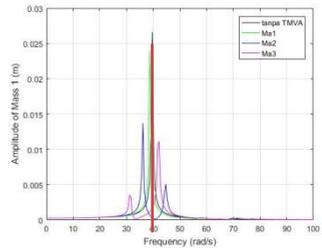
(a) Node 4



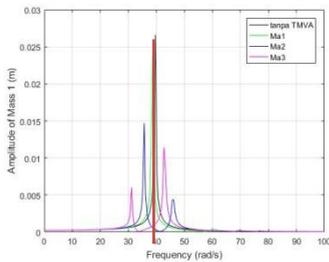
(d) Node 7



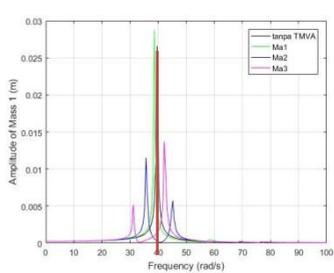
(b) Node 5



(e) Node 8



(b) Node 6



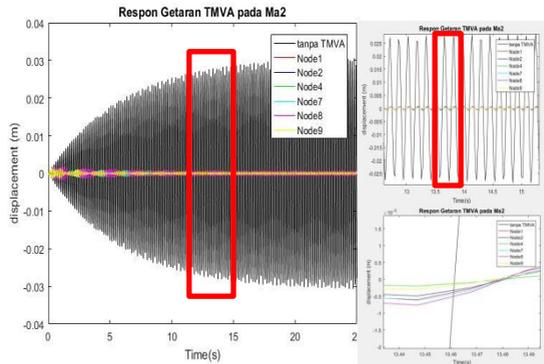
(b) Node 9

**Gambar 4.13** Bode diagram sistem utama tanpa dan dengan TMVA pada posisi bervariasi dengan variasi massa.

#### 4.2.2.1. Reduksi Respon Translasi

Pada analisa reduksi respon translasi, objek yang diteliti dalam penelitian ini adalah *displacement* dan *acceleration*. Blok diagram yang bersumber dari persamaan gerak dibuat pada *software* Matlab Simulink, kemudian simulasi dijalankan. Setelah simulasi dijalankan, maka akan didapatkan hasil berupa RMS *displacement* dan RMS *acceleration* untuk masing-masing posisi yang telah ditentukan. Dari sistem utama tanpa TMVA, RMS *displacement* memiliki nilai sebesar 0,0176 m dan RMS *acceleration* sebesar 27,5853 m/s<sup>2</sup>. Nilai tersebut kemudian direduksi dengan cara menginputkan variasi-variasi TMVA yang digunakan dalam penelitian ini dan dicari kombinasi massa dan posisi yang dapat mereduksi getaran paling optimal.

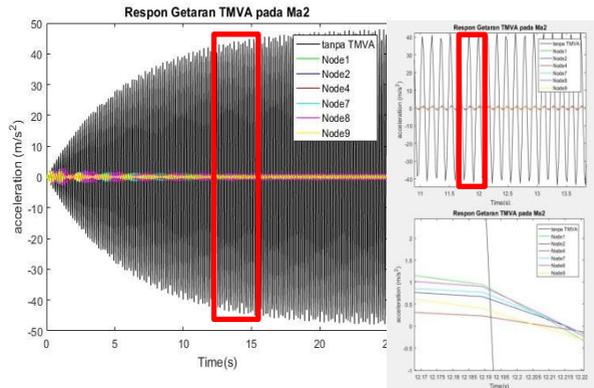
Berikut adalah tampilan respon *displacement* untuk sistem utama tanpa dan dengan TMVA yang diwakilkan pada posisi terdekat dengan defleksi maksimum sistem utama, meliputi node 1, node 2, node 4, node 7, node 8, dan node 9 dengan massa TMVA senilai  $Ma_2$ .



**Gambar 4.14** Respon *displacement* sistem utama tanpa dan dengan TMVA untuk kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi.

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka didapatkan data berupa RMS *displacement* yang ditabelkan dan kemudian dibuat menjadi grafik. Garis-garis warna pada gambar 4.12 menunjukkan nilai *displacement* pada masing-masing posisi TMVA. Tampak pada gambar tersebut bahwa node 4 menghasilkan nilai *displacement* terkecil dibandingkan dengan posisi node yang lain. Dari grafik yang telah dibuat akan terlihat perbandingan dari penggunaan masing-masing kombinasi variasi, sehingga dapat ditarik kesimpulan pengaruh dari parameter yang divariasikan. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, bahwa pengambilan data dilakukan untuk sembilan posisi TMVA dan tiga buah nilai massa TMVA untuk mendapatkan data yang lebih detail. Nilai dari sembilan posisi tersebut terbagi dalam dua koordinat, yaitu koordinat terdekat dengan koefisien pegas terkecil dan terdekat dengan koefisien pegas terbesar. Pembagian koordinat ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan reduksi dengan penempatan TMVA didekat koefisien pegas terkecil dan terbesar. Data-data RMS dari simulasi tersebut dapat dilihat pada tabel yang ada dibagian lampiran.

Hal yang sama juga dilakukan pada respon *acceleration*. Simulasi sistem utama tanpa dan dengan TMVA dibandingkan hasilnya, kemudian ditarik respon reduksi yang didapatkan. Dari simulasi sistem utama tanpa TMVA didapatkan RMS *acceleration* sebesar  $27,5358 \text{ m/s}^2$ . Nilai tersebut adalah objek yang harus direduksi. Simulasi dilakukan dengan mengkombinasikan  $M_a$  dengan sembilan posisi node TMVA di atas plat datar sistem utama untuk diketahui posisi terbaik yang mampu mereduksi getaran. Berikut adalah tampilan respon *acceleration* yang diwakilkan dengan kombinasi  $M_{a2}$  dan posisi TMVA bervariasi pada koordinat terdekat defleksi maksimum sistem utama, meliputi node 1, node 2, node 4, node 7, node 8, dan node 9.



**Gambar 4.15** Respon *acceleration* sistem utama tanpa dan dengan TMVA untuk kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi.

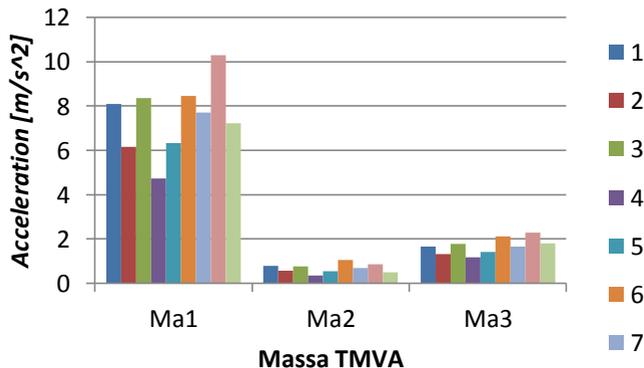
Dari simulasi yang telah dilakukan, maka didapatkan data *RMS acceleration* yang kemudian ditabelkan untuk didapatkan grafik. Garis-garis warna pada gambar 4.13 menunjukkan nilai *acceleration* pada masing-masing posisi TMVA. Tampak pada gambar tersebut bahwa node 4 menghasilkan nilai *acceleration* terkecil dibandingkan dengan posisi node yang lain. Dari grafik yang telah dibuat dapat ditarik kesimpulan bagaimana pengaruh dari variasi-variasi yang telah digunakan. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, bahwa pada proses pengambilan data *RMS* digunakan variasi tiga massa TMVA dan sembilan posisi TMVA agar didapatkan hasil yang lebih detail. Data-data *RMS* tersebut dapat dilihat pada tabel 4.2.

**Tabel 4.1** Data-data RMS *acceleration* dan persen reduksinya.

Acceleration [m/s <sup>2</sup> ]				
Node	Massa	Sebelum	Sesudah	%Reduksi
1	Ma1	27,5358	8,0936	70,60699
	Ma2		0,7917	97,12483
	Ma3		1,6446	94,02741
2	Ma1		6,1552	77,64655
	Ma2		0,5634	97,95394
	Ma3		1,3202	95,20551
3	Ma1		8,351	69,67221
	Ma2		0,7524	97,26756
	Ma3		1,7893	93,50191
4	Ma1		4,7239	82,84452
	Ma2		0,34	98,76524
	Ma3		1,1816	95,70886
5	Ma1		6,3366	76,98778
	Ma2		0,5469	98,01386
	Ma3		1,4068	94,89101
6	Ma1		8,4611	69,27237
	Ma2		1,0637	96,13703
	Ma3		2,1064	92,35032
7	Ma1		7,7161	71,97793
	Ma2		0,6989	97,46185
	Ma3		1,6528	93,99763
8	Ma1		10,2952	62,61158
	Ma2		0,8656	96,85646
	Ma3		2,2939	91,66939

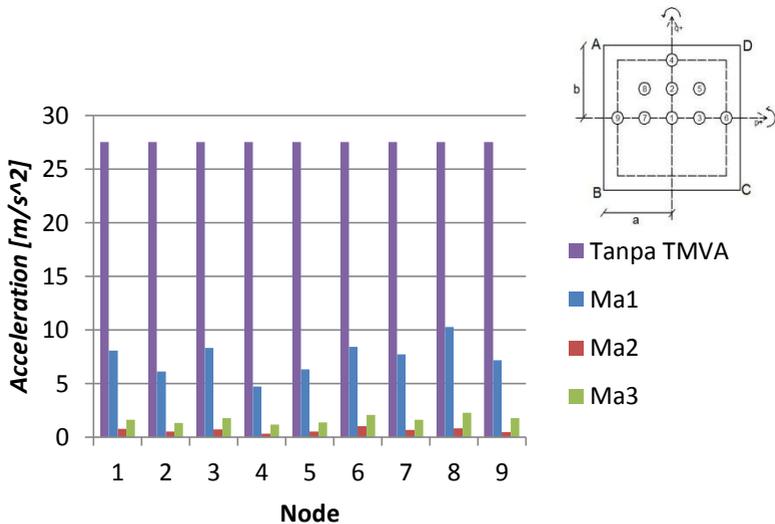
9	Ma1		7,2107	73,81336
	Ma2		0,4865	98,23321
	Ma3		1,7972	93,47322

Tabel 4.1 merupakan tabel kombinasi massa TMVA pada masing-masing posisi node, serta nilai RMS *acceleration* sebelum dan sesudah reduksi yang dilengkapi dengan nilai persen reduksinya. Dari data-data tersebut, kemudian diplot dalam sebuah grafik batang, sehingga terlihat bagaimana pengaruh variasi massa TMVA dan posisi TMVA pada reduksi getaran yang terjadi. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar 4.16 dan 4.17.



**Gambar 4.16** Grafik *acceleration* terhadap variasi massa TMVA.

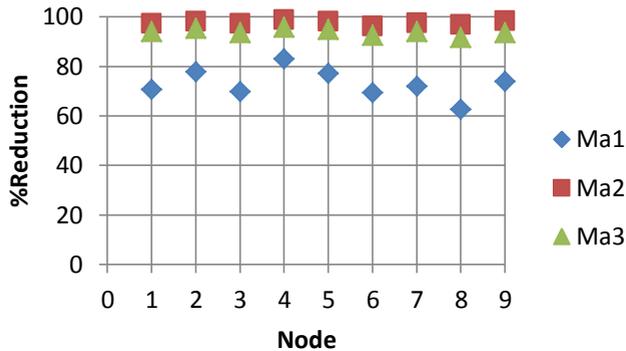
Grafik 4.16 menunjukkan bahwa pada penambahan TMVA dengan massa  $Ma_2$ , menghasilkan nilai RMS *acceleration* terkecil dibandingkan dengan pada dua nilai massa TMVA yang lain. Untuk setiap posisi node peletakan TMVA,  $Ma_2$  mampu mereduksi secara maksimal. Hal ini sebanding dengan pembahasan *bode diagram* yang telah dijelaskan sebelumnya dan senada dengan teori yang dijelaskan pada bab II, bahwasanya rasio massa absorber yang optimum dapat mereduksi getaran sistem utama adalah  $1/20$ . Kemudian, untuk mengetahui pengaruh peletakan TMVA di



atas massa utama, maka dibangun grafik *acceleration* terhadap variasi posisi TMVA seperti ditunjukkan pada gambar 4.17 berikut.

**Gambar 4.17** Grafik *acceleration* terhadap variasi posisi TMVA.

Pada grafik 4.17 menggambarkan bahwa *bar* berwarna merah yang merupakan kombinasi  $Ma_2$  untuk masing-masing node memiliki nilai yang paling rendah dibandingkan dengan *bar* berwarna biru yang merupakan kombinasi  $Ma_1$  untuk masing-masing node, serta *bar* berwarna hijau yang merupakan kombinasi  $Ma_3$  untuk masing-masing node. Untuk pengaruh penempatan posisi TMVA, terlihat bahwa dengan menggunakan massa peredam  $Ma_2$  pada posisi node 6 memiliki nilai RMS *acceleration* terbesar, dan hal ini berbanding terbalik dengan reduksinya. Nilai RMS pada node 6 masih tinggi dikarenakan posisi node 6 terletak pada koordinat koefisien kekauan pegas sistem utama terbesar ( $K_D$ ), sehingga dampaknya getaran yang disebabkan oleh nilai  $K_A$  yang lebih kecil dari koefisien kekauan lain tidak dapat teredam. Nilai RMS *acceleration* sistem dengan TMVA yang besar menandakan bahwa reduksi yang dihasilkan dari kombinasi tersebut memiliki nilai yang kecil. Ketika TMVA diletakkan pada node 4, dimana node 4 terdapat pada koordinat terdekat titik defleksi maksimum, maka menghasilkan reduksi yang paling tinggi. Untuk lebih jelasnya, persentase reduksi yang dihasilkan dari masing-masing titik dan variasi massa TMVA ditunjukkan pada grafik 4.18.

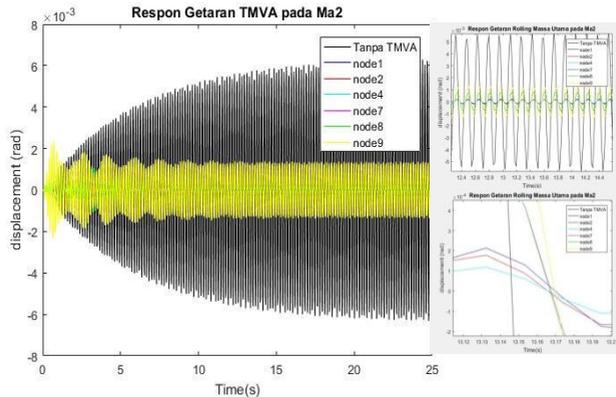


**Gambar 4.18** Grafik persen reduksi getaran translasi.

Untuk reduksi getaran pada masing-masing node yang ditampilkan dalam diagram titik pada gambar 4.18, terlihat bahwa reduksi tertinggi berada pada node 4 dengan menggunakan  $Ma_2$ . Untuk itu, dapat disimpulkan bahwa massa yang efektif untuk mereduksi getaran translasi sistem utama adalah dengan  $Ma_2$  pada posisi TMVA terjauh dari pusat massa sistem utama dan terdekat dengan titik defleksi maksimum. Dari ketiga pembahasan di atas, respon getaran translasi sistem utama dengan dan tanpa TMVA yang diwakilkan dengan RMS *acceleration* dan *displacement* berbanding lurus. Dengan penggunaan massa  $Ma_1$ ,  $Ma_2$ , dan  $Ma_3$  yang ditampilkan pada grafik batang, terlihat bahwa *trendline* RMS getaran yang dihasilkan menurun dari  $Ma_1$  ke  $Ma_2$  kemudian naik dari  $Ma_2$  ke  $Ma_3$ . Hal ini berlaku untuk posisi TMVA di semua node. Sehingga dapat disimpulkan bahwa  $Ma_2$  merupakan nilai massa yang efektif untuk mereduksi getaran yang terjadi.

#### 4.2.2.2. *Reduksi Respon Rolling*

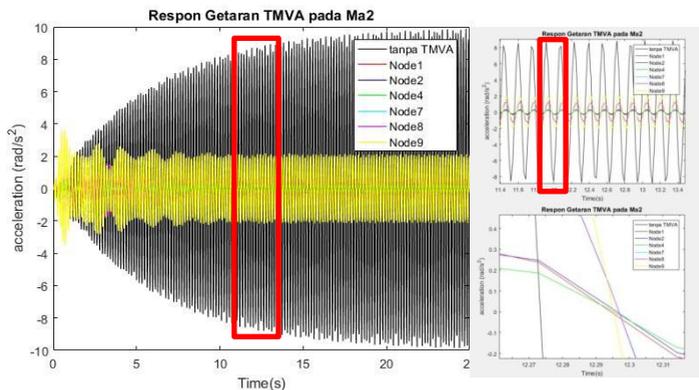
Pada analisa reduksi *rolling*, objek yang diteliti dalam penelitian ini adalah *rolling displacement* dan *rolling acceleration*. Dengan cara yang sama seperti analisa reduksi translasi, dilakukan proses simulasi. Dari proses simulasi akan didapatkan hasil berupa *RMS displacement* dan *RMS acceleration* untuk gerak *rolling* yang kemudian ditabelkan. Dari tabel yang dibuat tersebut kemudian dibuat dalam bentuk grafik untuk mengetahui pengaruh dari masing-masing variasi parameter yang dilakukan. Setelah simulasi dijalankan, untuk sistem utama tanpa TMVA didapatkan nilai *RMS displacement* untuk gerak *rolling* sebesar 0,0036 rad, dan *RMS acceleration* sebesar 5,6639 rad/s<sup>2</sup>. Nilai tersebut merupakan objek yang harus direduksi dengan cara menginpun variasi-variasi TMVA yang digunakan pada penelitian ini dan dicari kombinasi variasi yang dapat mereduksi getaran paling optimal. Berikut adalah tampilan respon *rolling displacement* yang diwakilkan oleh kombinasi posisi terdekat dengan koefisien pegas sistem utama terkecil (titik A), meliputi node 1, node 2, node 4, node 7, node 8, dan node 9 dengan massa TMVA senilai  $M_{a2}$ .



**Gambar 4.19** Respon *rolling displacement* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi.

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka diperoleh data berupa RMS *rolling displacement* sistem dengan TMVA yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik. Garis-garis warna pada gambar 4.17 menunjukkan nilai *rolling displacement* pada masing-masing posisi TMVA. Tampak pada gambar tersebut bahwa node 4 menghasilkan nilai *rolling displacement* terkecil dibandingkan dengan posisi node yang lain. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, bahwa proses pengambilan data RMS digunakan variasi tiga massa TMVA dan sembilan posisi TMVA agar mendapatkan hasil yang lebih detail. Data-data RMS tersebut dapat dilihat pada tabel di bagian lampiran dan memiliki pembahasan yang sama dengan *rolling acceleration*.

Dengan cara yang sama untuk mencari respon *rolling displacement*, melalui simulasi sistem utama tanpa TMVA didapatkan nilai RMS *rolling acceleration* sebesar  $5,6639 \text{ rad/s}^2$ . Nilai tersebut merupakan objek yang harus direduksi. Untuk itu, dicari kombinasi variasi parameter terbaik yang mampu menghasilkan nilai reduksi optimum. Berikut adalah tampilan respon *rolling acceleration* yang diwakilkan dengan kombinasi  $Ma_2$  dengan variasi posisi pada koordinat defleksi maksimum, yaitu pada node 1, node 2, node 4, node 7, node 8, dan node 9. Dengan penambahan TMVA pada posisi-posisi tersebut diharapkan menghasilkan redaman getaran sistem utama yang baik. Simulasi dijalankan pada frekuensi natural puncak pertama sistem utama tanpa TMVA dengan nilai  $39,5954 \text{ rad/s}$  dan amplitudo sumber getar  $0,02 \text{ m}$ .



**Gambar 4.20** Respon *rolling acceleration* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi.

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka diperoleh data berupa RMS *rolling acceleration* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik. Garis-garis warna pada gambar 4.20 menunjukkan nilai *rolling acceleration* pada

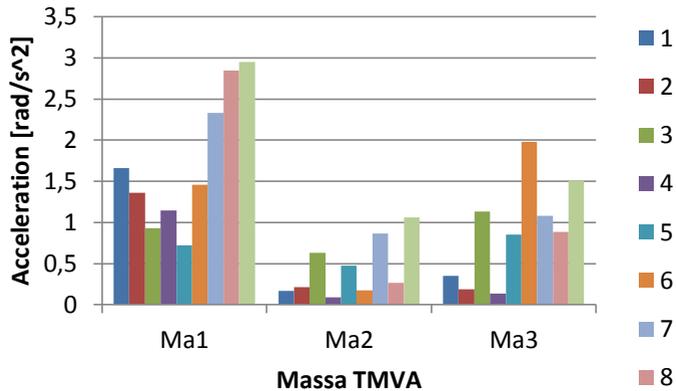
masing-masing posisi TMVA. Tampak pada gambar tersebut bahwa node 4 menghasilkan nilai *rolling acceleration* terkecil dibandingkan dengan posisi node yang lain. Dari grafik tersebut kemudian dilakukan analisa sehingga dapat ditarik kesimpulan bagaimana pengaruh dari variasi-variasi yang digunakan. Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, bahwa pada proses pengambilan data RMS digunakan variasi tiga massa TMVA dan sembilan posisi TMVA agar mendapatkan hasil yang lebih detail. Data-data RMS tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

**Tabel 4.2** Data-data RMS *acceleration* dan persen reduksinya.

<i>Rolling acceleration</i> [rad/s <sup>2</sup> ]				
Node	Massa	Sebelum	Sesudah	%Reduksi
1	Ma1	5,6639	1,6589	70,71099
	Ma2		0,1715	96,97205
	Ma3		0,3505	93,81168
2	Ma1		1,3629	75,93708
	Ma2		0,2132	96,23581
	Ma3		0,1879	96,6825
3	Ma1		0,9331	83,52549
	Ma2		0,6316	88,84867
	Ma3		1,1297	80,05438
4	Ma1		1,1483	79,72598
	Ma2		0,1335	97,64297
	Ma3		0,0895	98,41982
5	Ma1		0,7226	87,24201
	Ma2		0,472	91,66652
	Ma3		0,8554	84,89733
6	Ma1		1,4607	74,21035

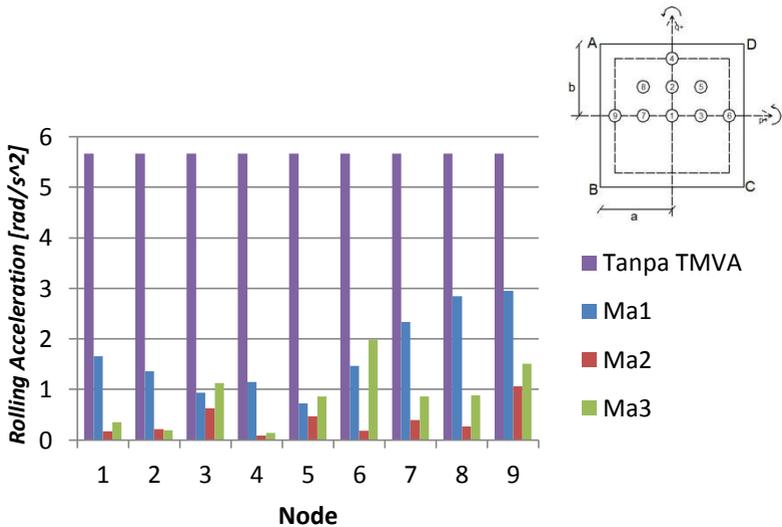
	Ma2		0,1766	96,88201
	Ma3		1,982	65,00644
7	Ma1		2,3323	58,82166
	Ma2		0,8636	84,75256
	Ma3		1,0813	80,90891
8	Ma1		2,8465	49,74311
	Ma2		0,2645	95,33007
	Ma3		0,8845	84,38355
9	Ma1		2,9516	47,8875
	Ma2		1,0625	81,24084
	Ma3		1,5096	73,34699

Tabel 4.2 merupakan tabel kombinasi massa TMVA pada masing-masing posisi node, serta nilai RMS *rolling acceleration* sebelum dan sesudah reduksi yang dilengkapi dengan nilai persen reduksinya. Dari data-data tersebut, kemudian diplot dalam sebuah grafik batang, sehingga terlihat bagaimana pengaruh variasi massa TMVA dan posisi TMVA pada reduksi getaran yang terjadi. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar 4.21.



**Gambar 4.21** Grafik *rolling acceleration* terhadap variasi massa TMVA.

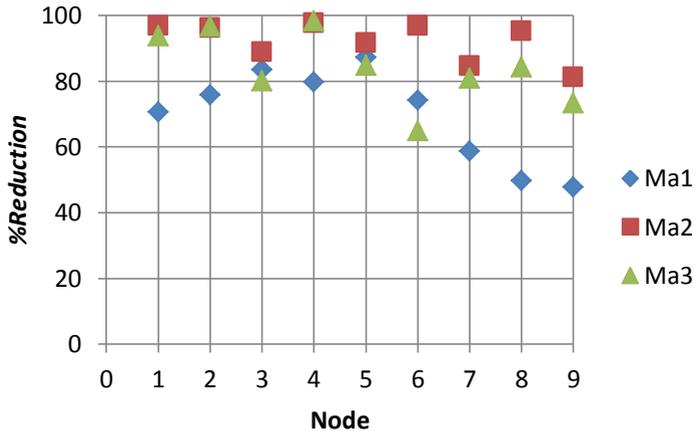
Grafik 4.21 menerangkan bahwa dengan penambahan TMVA pada  $Ma_2$ , nilai RMS *rolling acceleration* yang dihasilkan terkecil dibandingkan pada penggunaan dua nilai massa TMVA yang lainnya. Untuk setiap posisi node peletakan TMVA,  $Ma_2$  mampu mereduksi secara maksimal. Hal ini sebanding dengan pembahasan *bode diagram* yang telah dijelaskan sebelumnya. Untuk mengetahui pengaruh peletakan TMVA di atas massa utama, maka dibangun grafik *acceleration* terhadap variasi posisi TMVA seperti ditunjukkan pada gambar 4.22 berikut.



**Gambar 4.22** Grafik *rolling acceleration* terhadap variasi massa dan posisi TMVA.

Pada grafik 4.22 menggambarkan bahwa *bar* berwarna merah yang merupakan kombinasi  $Ma_2$  untuk masing-masing node memiliki nilai yang paling rendah dibandingkan dengan *bar* berwarna biru yang merupakan kombinasi  $Ma_1$  untuk masing-masing node, serta *bar* berwarna hijau yang merupakan kombinasi  $Ma_3$  untuk masing-masing node. Untuk pengaruh penempatan posisi TMVA, terlihat bahwa dengan menggunakan massa peredam  $Ma_2$  posisi node 9 memiliki nilai RMS *acceleration* terbesar, dan hal ini berbanding terbalik dengan reduksinya. Nilai RMS *acceleration* sistem dengan TMVA yang besar menandakan bahwa reduksi yang

dihasilkan dari kombinasi tersebut memiliki nilai yang kecil. Hal tersebut ditunjukkan pada gambar 4.23 berikut bahwa node 9 memiliki nilai reduksi terkecil, sedangkan node 4 memiliki nilai reduksi terbesar. Hal tersebut dikarenakan node 9 terletak sesumbu pengaruh getaran *rolling* sehingga tidak dapat mereduksinya. Seperti yang kita ketahui bahwa getaran rotasi, baik *pitching* maupun *rolling*, dipengaruhi oleh inersia dan panjang lengan. Ketika panjang lengan yang terjadi adalah nol untuk TMVA, maka tidak menghasilkan peredaman rotasi yang optimum. Hal tersebut berbanding terbalik dengan node 4 yang memiliki jarak terjauh dari pusat massa dan tegak lurus dengan sumbu *rolling* sehingga mampu meredam getaran *rolling*. Untuk mengetahui besar reduksi dari masing-masing node TMVA pada variasi massanya, maka dibuat grafik 4.23.



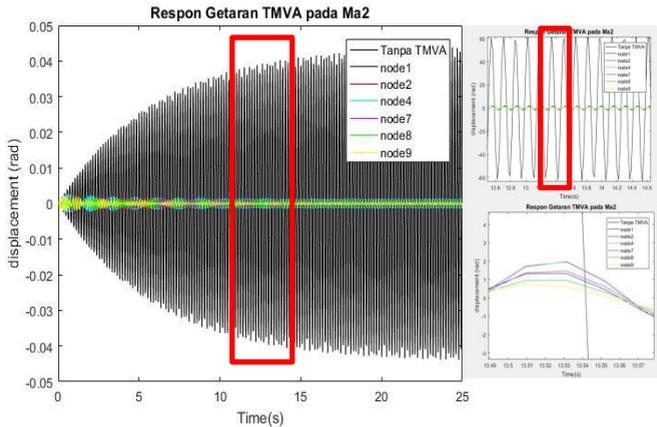
**Gambar 4.23** Grafik persen reduksi getaran *rolling acceleration*.

Dari kedua pembahasan sebelumnya, respon getaran translasi sistem utama tanpa dan dengan TMVA yang diwakili dengan RMS *rolling acceleration* dan *rolling displacement* berbanding lurus. Dengan penggunaan massa  $Ma_1$ ,  $Ma_2$ , dan  $Ma_3$  yang ditampilkan pada grafik batang, terlihat bahwa *trendline* RMS getaran yang dihasilkan menurun dari  $Ma_1$  ke  $Ma_2$  kemudian naik dari  $Ma_2$  ke  $Ma_3$ . Hal ini berlaku untuk posisi TMVA di semua node. Sehingga dapat disimpulkan bahwa  $Ma_2$  merupakan nilai massa yang efektif untuk mereduksi getaran yang terjadi. Untuk reduksi getaran pada masing-masing node yang ditampilkan dalam diagram titik pada gambar 4.23, terlihat bahwa reduksi tertinggi berada pada node 4 dengan menggunakan  $Ma_2$ . Untuk itu, dapat disimpulkan bahwa massa yang efektif untuk mereduksi getaran translasi sistem utama adalah  $Ma_2$  dengan rasio 1/20 dari massa utama dan posisi TMVA terjauh dari

pusat massa sistem utama, namun yang terdekat dari titik defleksi maksimum.

#### **4.2.2.3. Reduksi Respon Pitching**

Pada analisa reduksi *pitching*, objek yang diteliti dalam penelitian ini adalah *pitching displacement* dan *pitching acceleration*. Dengan cara yang sama seperti analisa reduksi translasi, dilakukan proses simulasi. Dari proses simulasi akan didapatkan hasil berupa RMS *displacement* dan RMS *acceleration* untuk gerak *pitching* yang kemudian ditabelkan. Dari tabel yang dibuat tersebut kemudian dibuat dalam bentuk grafik untuk mengetahui pengaruh dari masing-masing variasi parameter yang dilakukan. Setelah simulasi dijalankan, untuk sistem utama tanpa TMVA didapatkan nilai RMS *displacement* untuk gerak *pitching* sebesar 0,0252 rad, dan RMS *acceleration* sebesar 39,414 rad/s<sup>2</sup>. Nilai tersebut merupakan objek yang harus direduksi dengan cara menginput variasi-variasi TMVA yang digunakan pada penelitian ini dan dicari kombinasi variasi yang dapat mereduksi getaran paling optimal. Berikut adalah tampilan respon *rolling displacement* yang diwakilkan oleh kombinasi posisi terdekat dengan defleksi maksimum, meliputi node 1, node 2, node 4, node 7, node 8, dan node 9 dengan massa TMVA senilai  $Ma_2$ .

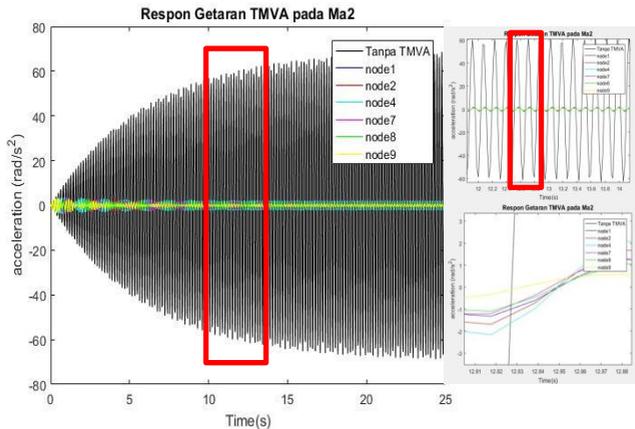


**Gambar 4.24** Respon *pitching displacement* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi.

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka diperoleh data berupa RMS *pitching displacement* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik. Garis-garis warna pada gambar 4.24 menunjukkan nilai *pitching displacement* pada masing-masing posisi TMVA. Tampak pada gambar tersebut bahwa node 9 menghasilkan nilai *pitching displacement* terkecil dibandingkan dengan posisi node yang lain. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, bahwa proses pengambilan data RMA digunakan variasi tiga massa TMVA dan sembilan posisi TMVA agar mendapatkan hasil yang lebih detail. Data-data RMS tersebut dapat dilihat pada tabel di bagian lampiran dan memiliki pembahasan yang sama dengan *pitching acceleration*.

Dengan cara yang sama untuk mencari respon *pitching displacement*, melalui simulasi sistem utama tanpa

TMVA didapatkan nilai RMS *pitching acceleration* sebesar 39,414 rad/s<sup>2</sup>. Nilai tersebut merupakan objek yang harus direduksi. Untuk itu, dicari kombinasi variasi parameter terbaik yang mampu menghasilkan nilai reduksi optimum. Berikut adalah tampilan respon *rolling acceleration* yang diwakilkan dengan kombinasi  $Ma_2$  dengan variasi posisi pada koordinat terdekat dengan koefisien pegas terkecil, yaitu pada node 1, node 2, node 4, node 7, node 8, dan node 9. Simulasi dijalankan pada frekuensi natural 39,5954 rad/s dan amplitudo sumber getar 0,02 m. Hasil seimulasi pada posisi-posisi node yang ditentukan diharapkan mampu mereduksi getaran yang dihasilkan dari sistem utama tanpa TMVA. Hasil simulasi pada node yang ditentukan menghasilkan respon seperti yang ditunjukkan oleh gambar 4.25.



**Gambar 4.25** Respon *pitching acceleration* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi.

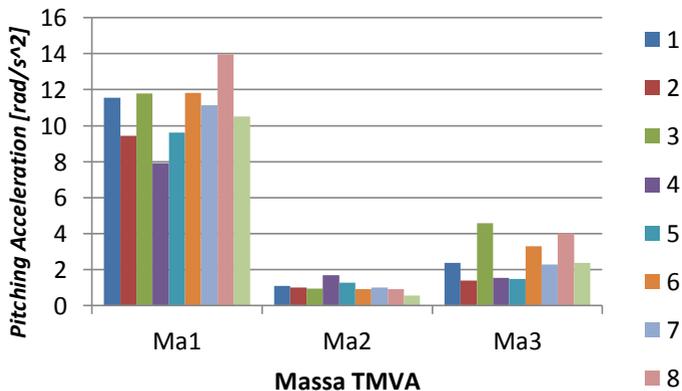
Dari simulasi yang telah dilakukan, maka diperoleh data berupa RMS *pitching acceleration* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik. Garis-garis warna pada gambar 4.25 menunjukkan nilai *pitching acceleration* pada masing-masing posisi TMVA. Tampak pada gambar tersebut bahwa node 9 menghasilkan nilai *pitching acceleration* terkecil dibandingkan dengan posisi node yang lain. Dari grafik tersebut akan dapat ditarik kesimpulan bagaimana pengaruh dari variasi-variasi yang digunakan. Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, bahwa pada proses pengambilan data RMS digunakan variasi tiga massa TMVA dan sembilan posisi TMVA agar mendapatkan hasil yang lebih detail. Data-data RMS tersebut dapat dilihat pada tabel 4.3.

**Tabel 4.3** Data-data RMS *pitching acceleration* dan persen reduksinya.

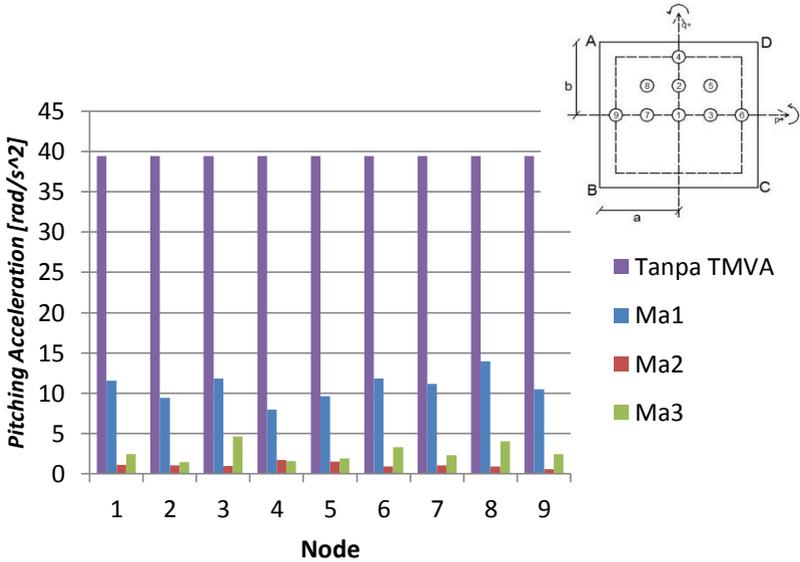
<i>Pitching acceleration</i> [rad/s <sup>2</sup> ]				
Node	Massa	Sebelum	Sesudah	%Reduksi
1	Ma1	39,414	11,55	70,69569
	Ma2		1,1144	97,17258
	Ma3		2,3933	93,92779
2	Ma1		9,4461	76,03364
	Ma2		1,0019	97,45801
	Ma3		1,3939	96,46344
3	Ma1		11,7979	70,06673
	Ma2		0,9535	97,58081
	Ma3		4,5925	88,34805
4	Ma1		7,9172	79,91272
	Ma2		1,688	95,71726
	Ma3		1,5343	96,10722
5	Ma1		9,6122	75,61222
	Ma2		1,4857	96,23053
	Ma3		1,9006	95,17786
6	Ma1		11,8198	70,01116
	Ma2		0,9136	97,68204
	Ma3		3,2917	91,6484
7	Ma1		11,1256	71,77247
	Ma2		0,9966	97,47146
	Ma3		2,2936	94,18075
8	Ma1		13,9662	64,56538
	Ma2		0,925	97,65312

	Ma3		4,0308	89,77318
9	Ma1		10,5131	73,32648
	Ma2		0,5668	98,56193
	Ma3		2,3922	93,93058

Tabel 4.3 merupakan tabel kombinasi massa TMVA pada masing-masing posisi node, serta nilai RMS *rolling acceleration* sebelum dan sesudah reduksi yang dilengkapi dengan nilai persen reduksinya. Dari data-data tersebut, kemudian diplot dalam sebuah grafik batang, sehingga terlihat bagaimana pengaruh variasi massa TMVA dan posisi TMVA pada reduksi getaran yang terjadi. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar 4.26.

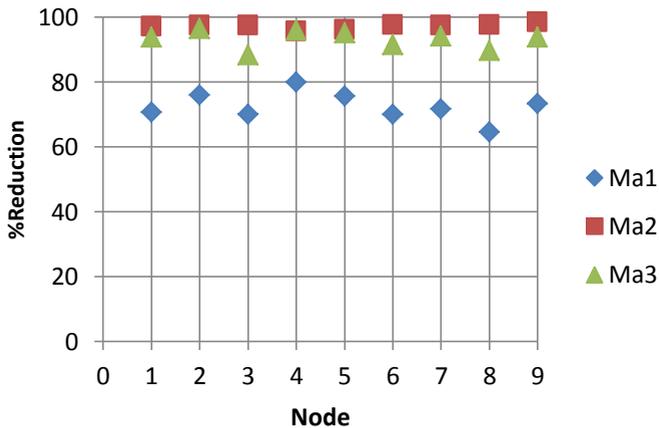


**Gambar 4.26** Grafik *pitching acceleration* terhadap variasi massa TMVA.



**Gambar 4.27** Grafik *pitching acceleration* terhadap variasi massa dan posisi TMVA.

Pada grafik 4.27 menggambarkan bahwa *bar* berwarna merah yang merupakan kombinasi  $Ma_2$  untuk masing-masing node memiliki nilai yang paling rendah dibandingkan dengan *bar* berwarna biru yang merupakan kombinasi  $Ma_1$  untuk masing-masing node, serta *bar* berwarna hijau yang merupakan kombinasi  $Ma_3$  untuk masing-masing node. Untuk pengaruh penempatan posisi TMVA, terlihat bahwa dengan menggunakan massa peredam  $Ma_2$  posisi node 9 memiliki nilai RMS *acceleration* terkecil, dan hal ini berbanding terbalik dengan reduksinya. Nilai RMS *acceleration* sistem dengan TMVA yang kecil menandakan bahwa reduksi yang dihasilkan dari kombinasi tersebut memiliki nilai yang besar. Hal tersebut ditunjukkan pada gambar 4.28 berikut bahwa node 9 memiliki nilai reduksi terbesar, sedangkan node 4 memiliki nilai reduksi terkecil.

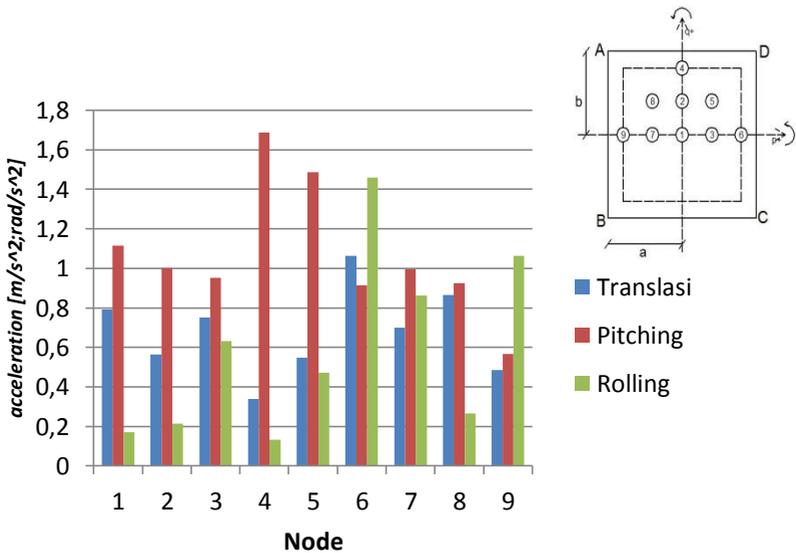


**Gambar 4.28** Grafik persen reduksi getaran *pitching acceleration*.

Dari kedua pembahasan sebelumnya, respon getaran translasi sistem utama dengan dan tanpa TMVA yang diwakilkan dengan RMS *pitching acceleration* dan *pitching displacement* berbanding lurus. Dengan penggunaan massa  $Ma_1$ ,  $Ma_2$ , dan  $Ma_3$  yang ditampilkan pada grafik batang, terlihat bahwa *trendline* RMS getaran yang dihasilkan menurun dari  $Ma_1$  ke  $Ma_2$  kemudian naik dari  $Ma_2$  ke  $Ma_3$ . Hal ini berlaku untuk posisi TMVA di semua node. Sehingga dapat disimpulkan bahwa  $Ma_2$  merupakan nilai massa yang efektif untuk mereduksi getaran yang terjadi. Untuk reduksi getaran pada masing-masing node yang ditampilkan dalam diagram titik pada gambar 4.28, terlihat bahwa reduksi tertinggi berada pada node 9 dengan menggunakan  $Ma_2$ . Untuk itu, dapat disimpulkan bahwa massa yang efektif untuk mereduksi getaran translasi sistem utama adalah  $Ma_2$  dengan rasio 1/20 dari massa utama dan posisi TMVA terjauh dari

pusat massa sistem utama, namun yang terdekat dari koefisien pegas sistem utama terkecil.

Untuk mengetahui posisi optimum yang dapat memberikan efek reduksi yang hampir sama pada getaran translasi, *pitching*, dan *rolling* maka disusun grafik perbandingan *acceleration* setelah ditambah dengan TMVA untuk ketiga gerak tersebut. Grafik 4.29 menggambarkan pengaruh penambahan TMVA dengan massa  $Ma_2$  pada getaran translasi, *pitching*, dan *rolling* pada semua posisi.

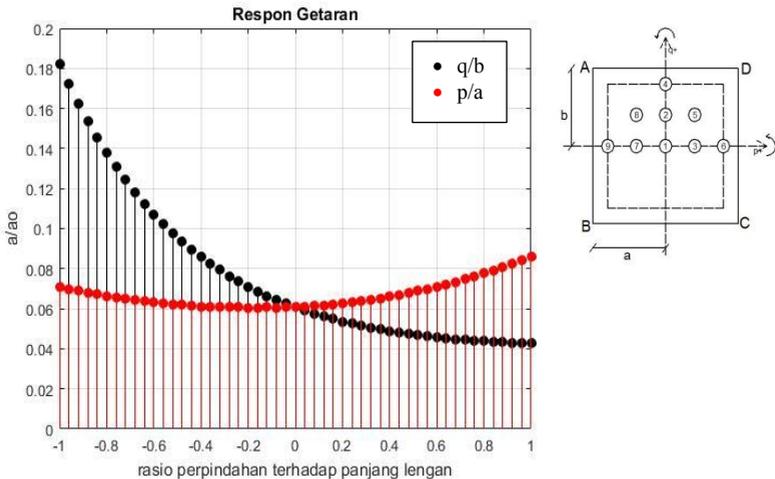


**Gambar 4.29** Grafik respon *acceleration* untuk 3-Dof getaran pada semua posisi TMVA.

Dari grafik di atas dapat disimpulkan bahwa titik penempatan TMVA yang menghasilkan reduksi optimum untuk semua getaran yang terjadi ada di posisi node 7. Hal tersebut

ditunjukkan dengan perbedaan nilai *RMS acceleration* yang tidak berbeda jauh, sehingga nilai reduksi yang dihasilkan tidak akan berbeda jauh pula.

Setelah di buat perbandingan percepatan translasi, *pitching*, dan *rolling* dari sistem utama yang telah ditambahkan TMVA, maka dibuat grafik rasio perpindahan terhadap rasio peletakan posisi TMVA di atas plat datar massa utama. Grafik ini bertujuan untuk mengetahui bagaimana pengaruh pergeseran TMVA di atas plat datar massa utama terhadap reduksi yang terjadi. Grafik tersebut ditunjukkan pada gambar 4.30.



**Gambar 4.30** Pengaruh perpindahan TMVA terhadap respon percepatan translasi.

Gambar 4.30 di atas merupakan rasio perpindahan peletakan TMVA sepanjang sumbu putar rotasi terhadap rasio *RMS acceleration* sistem setelah ditambahkan TMVA dengan sebelum ada TMVA ( $a/a_0$ ). Titik-titik merah merupakan grafik yang dibentuk dari peletakan TMVA sepanjang sumbu

Y (sumbu *roll*), sedangkan titik-titik hitam merupakan grafik yang dibentuk dari peletakan TMVA sepanjang sumbu Z (sumbu *pitch*). Rasio perpindahan bernilai negatif menandakan TMVA berada pada koordinat negatif, sedangkan rasio yang bernilai positif menandakan TMVA berada pada koordinat positif. Untuk posisi koordinat telah dijelaskan sebelumnya dalam subbab 4.3.

Rasio RMS *acceleration* yang semakin mendekati 1 menandakan bahwa tidak ada perubahan RMS *acceleration* dari sistem yang telah ditambahkan dengan TMVA maupun yang belum ditambahkan TMVA. Untuk itu, rasio yang baik untuk menyatakan sistem telah teredam dengan adanya TMVA adalah di bawah satu ( $<1$ ). Dari grafik 4.30 nilai optimum peredaman pada saat TMVA diletakkan sepanjang sumbu Z adalah pada rasio  $q/b$  sama dengan 1 dengan rasio RMS *acceleration* sebesar 0,04. Sedangkan nilai optimum peredaman saat TMVA diletakkan sepanjang sumbu Y adalah pada rasio  $p/a$  sama dengan -1 dengan rasio RMS *displacement* sebesar 0,072.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1. Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Telah dimodelkan rancangan sistem utama sebagai simulator getaran berdimensi 500x500x6 mm. Getaran yang terjadi pada sistem utama adalah translasi, *rolling*, dan *pitching*, akibat nilai koefisien pegas untuk masing-masing titik massa utama berbeda-beda.
2. Telah dimodelkan rancangan TMVA yang mampu mereduksi getaran translasi, *pitching*, dan *rolling* dengan model sistem pegas-massa yang terbungkus dalam selongsong silinder dan dibiarkan bergetar bebas. Pegas yang digunakan memiliki diameter 40 mm dan tinggi 75 mm, serta massa dengan koin besi berdiameter 44 mm dengan tebal satuan 8 mm.
3. Didapatkan bahwa rasio massa TMVA terhadap massa utama yang relatif mampu mereduksi getaran baik arah translasi, *rolling*, dan *pitching* berdasarkan penelitian ini adalah 1 : 20.
4. Didapatkan bahwa letak posisi TMVA yang relatif mampu mereduksi getaran baik arah translasi, *rolling*, dan *pitching* berdasarkan penelitian ini adalah yang terjauh dari pusat massa sistem utama, namun terdekat dari koefisien pegas sistem utama terkecil.
5. Pada frekuensi natural 39,5954 rad/s dan amplitudo 0,02 m :

- Didapatkan kombinasi massa TMVA  $Ma_2$  dan posisi pada node 4 menghasilkan reduksi respon getaran translasi terbesar yang dibuktikan dengan nilai reduksi mencapai 98,76% pada RMS *acceleration*.
- Didapatkan kombinasi massa TMVA  $Ma_2$  dan posisi pada node 4 menghasilkan reduksi respon getaran *rolling* terbesar yang dibuktikan dengan nilai reduksi mencapai 97,64% pada RMS *rolling acceleration*.
- Didapatkan kombinasi massa TMVA  $Ma_2$  dan posisi pada node 9 menghasilkan reduksi respon getaran *pitching* terbesar yang dibuktikan dengan nilai reduksi mencapai 98,56% pada RMS *pitching acceleration*.

## 5.2. Saran

Adapun saran dari penelitian yang sudah dilakukan adalah sebagai berikut :

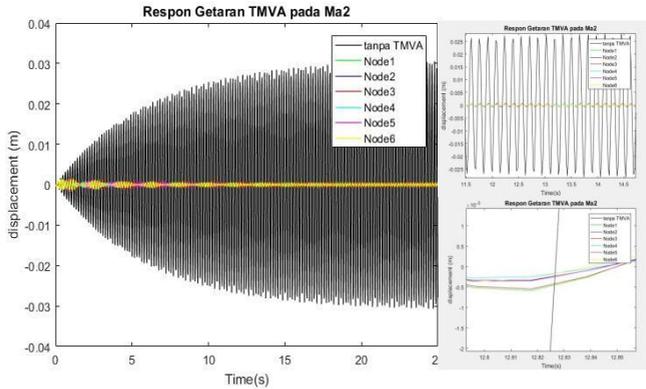
1. Berdasarkan penelitian berbasis simulasi yang sudah dilakukan, disarankan untuk tidak mengoperasikan sistem pada frekuensi natural yang baru, yaitu yang telah ditambahkan TMVA, dikarenakan akan menyebabkan terjadinya fenomena resonansi, sehingga fungsi dari penambahan TMVA tidak akan maksimal.
2. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, bahwa getaran pada frekuensi natural pertama optimum diredam dengan nilai rasio massa 1:20. Untuk peredaman getaran dengan frekuensi natural kedua dan ketiga dapat dilakukan lebih mendalam.

## DAFTAR PUSTAKA

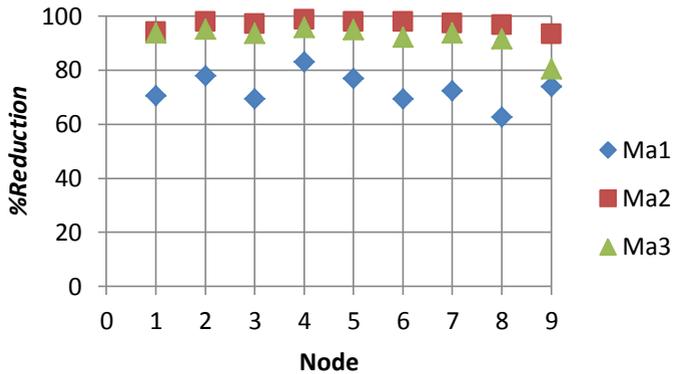
- Adhytia, N. 2017. **Variasi Respon Getaran Multi Nodal – Multi DoF dari Mechanical Vibration Exciter**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Ikenaga, S. et al. 2009. **Active Control of Ground Vehicle Based On a Full-Vehicle Model**. Arlington: Automation and Robotics Research Institute, The University of Texas.
- Kusumadewayanti, E. 2015. **Studi Pengaruh Massa dan Perubahan Lengan Momen Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)- Independent terhadap respon getaran sistem utama 2-DoF**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Liu, K. dan Granmarc Coppola. 2009. **Optimal Design of Damped Dynamic Vibration Absorber for Damped Primary System**. Transactions of the canadian society for Mechanical Engineer Vol. 34 no I.
- Lostari, A. 2013. **Studi Perbandingan Pengaruh SDVA (Single Dynamic Vibration Absorber) dan DDVA (Dual Dynamic Vibration Absorber)**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Mahala, M. K. et al. 2010. **Mathematical Models For Designing Vehicles For Ride Comfort**. CPDM, Indian Institute of Science, Bangalore.
- Pachpute, A. Z. 2016. **Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber- A simulation Approach**. Late G. N. Sapkal College of Engineering, India.

- Rao, S. S. 2011. *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Amerika: Prentice Hall.
- Vincent. 2017. **Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi dan Rotasi pada Sistem Utama oleh mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* model *Beam* dengan Pengaruh Posisi Peletakan terhadap Pusat Massa Sistem Utama**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

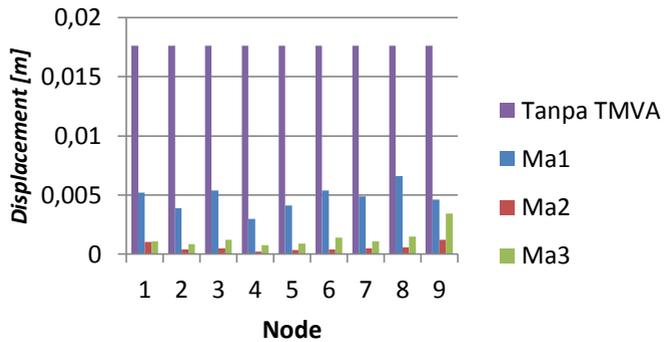
## LAMPIRAN



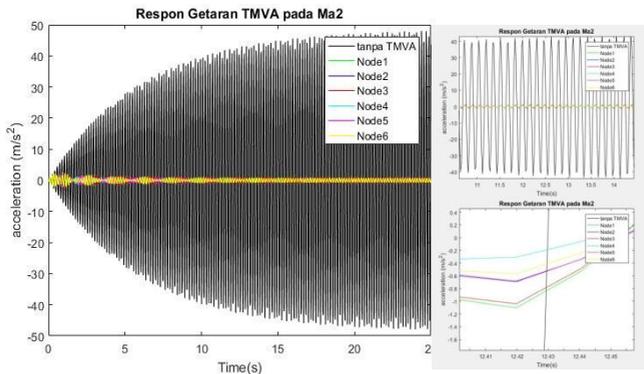
**Gambar 1.** Respon *displacement* untuk sistem utama tanpa dan dengan TMVA untuk kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi pada koordinat defleksi minimum.



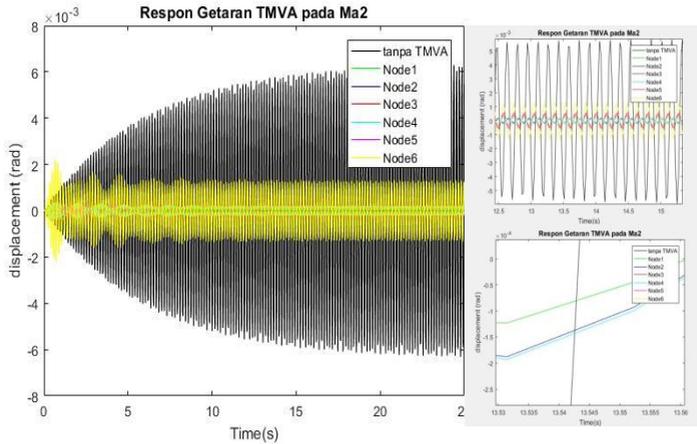
**Gambar 2.** Grafik persen reduksi getaran translasi [*displacement*].



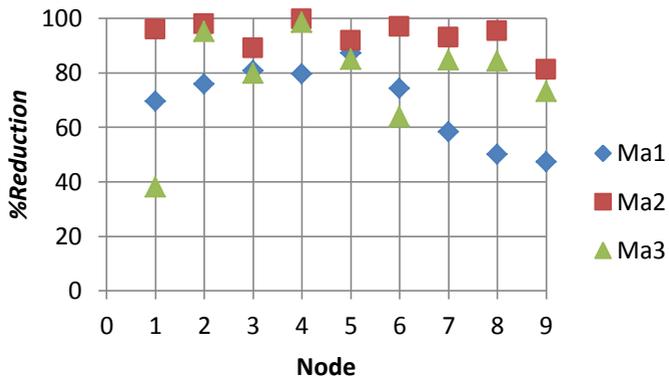
**Gambar 3.** Grafik *displacement* untuk variasi massa pada masing-masing posisi TMVA.



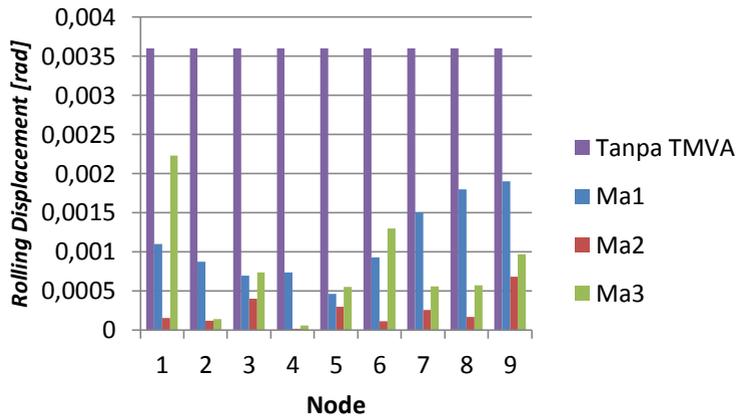
**Gambar 4.** Respon *acceleration* untuk sistem utama tanpa dan dengan TMVA untuk kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi (terdekat K terbesar).



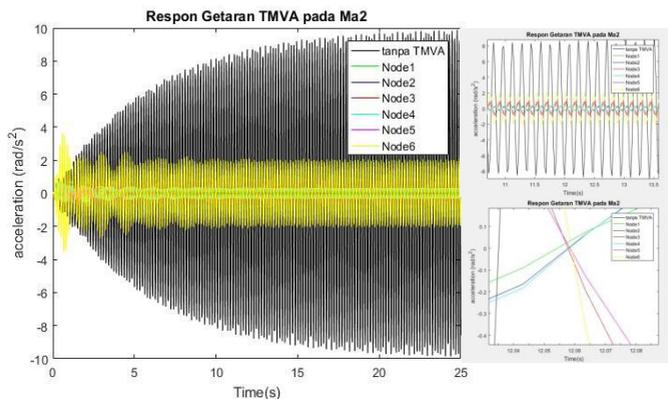
**Gambar 5.** Respon *rolling displacement* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi pada koordinat defleksi minimum.



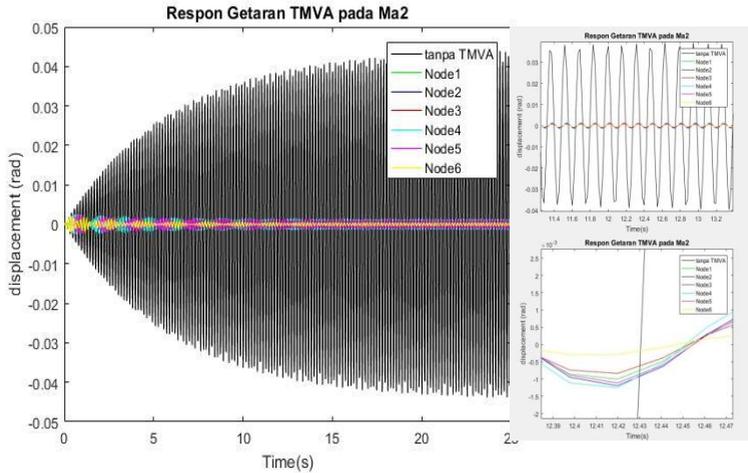
**Gambar 6.** Grafik persen reduksi getaran *rolling[displacement]*.



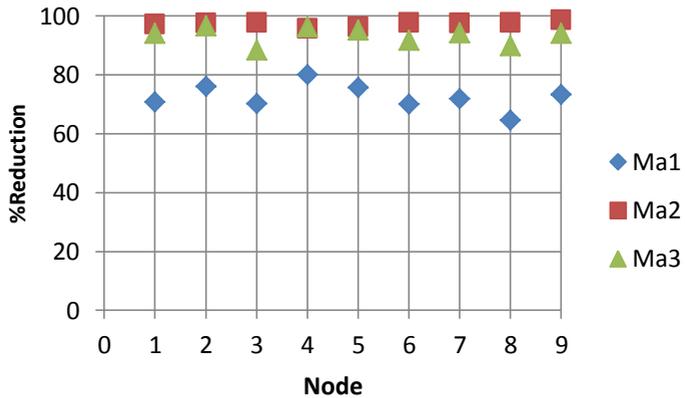
**Gambar 7.** Grafik *rolling displacement* untuk variasi massa pada masing-masing posisi TMVA.



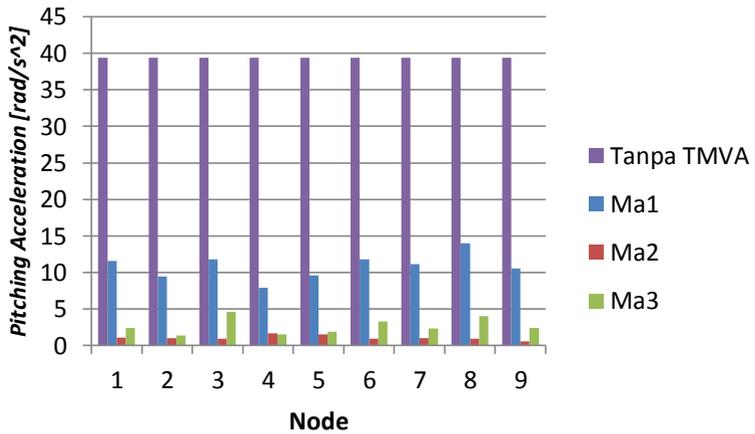
**Gambar 8.** Respon *rolling acceleration* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi pada koordinat defleksi minimum.



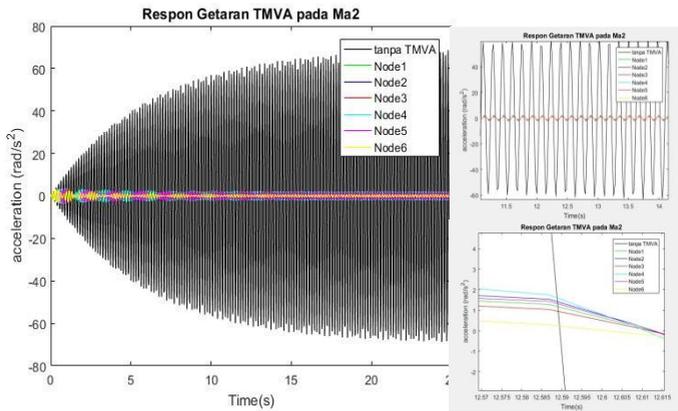
**Gambar 9.** Respon *pitching displacement* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi pada koordinat defleksi minimum.



**Gambar 10.** Reduksi getaran *pitching displacement*.

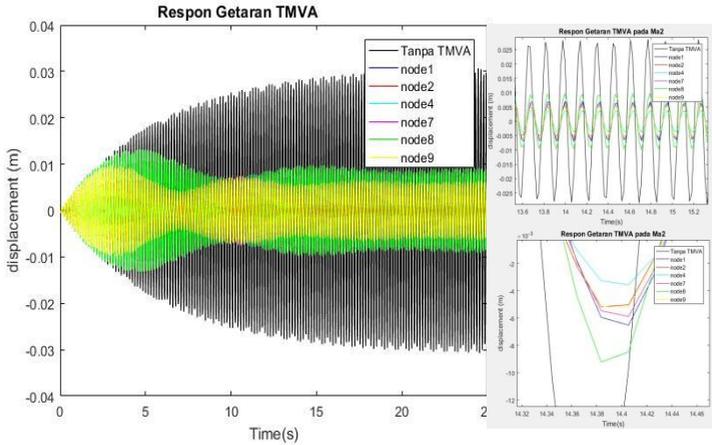


**Gambar 11.** Grafik *pitching displacement* untuk variasi massa pada masing-masing posisi TMVA.

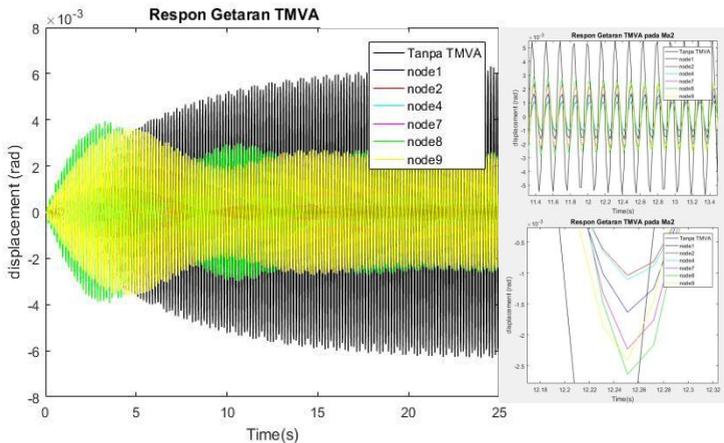


**Gambar 12.** Respon *pitching acceleration* sistem utama tanpa dan dengan TMVA dengan kombinasi  $Ma_2$  dan posisi bervariasi pada koordinat defleksi minimum.

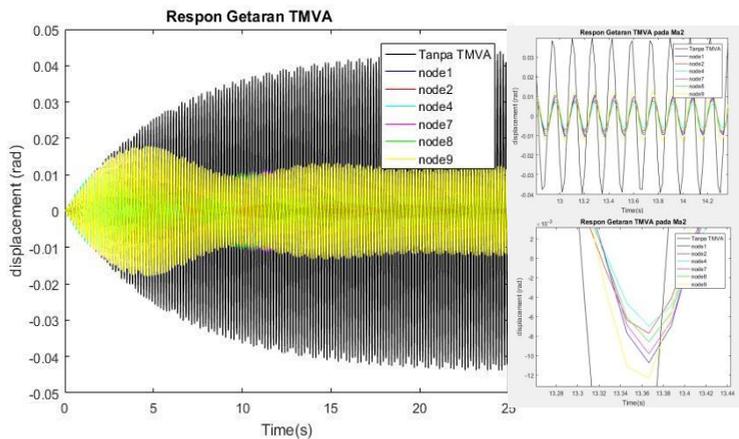
Pengujian pada  $Ma_1$  pada node 1, 2, 4, 7, 8, dan 9.



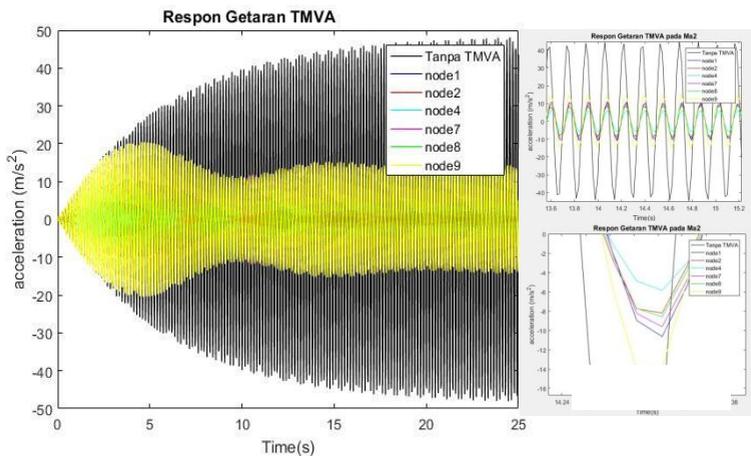
Gambar 13. Respon getaran *displacement* dengan  $Ma_1$ .



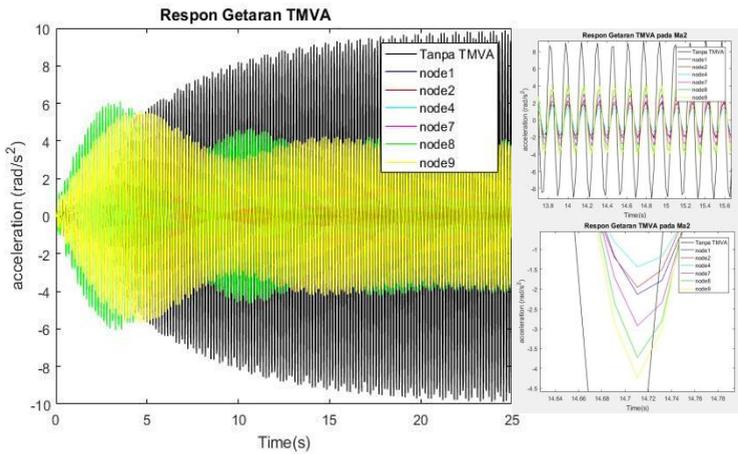
Gambar 14. Respon getaran *rolling displacement* dengan  $Ma_1$ .



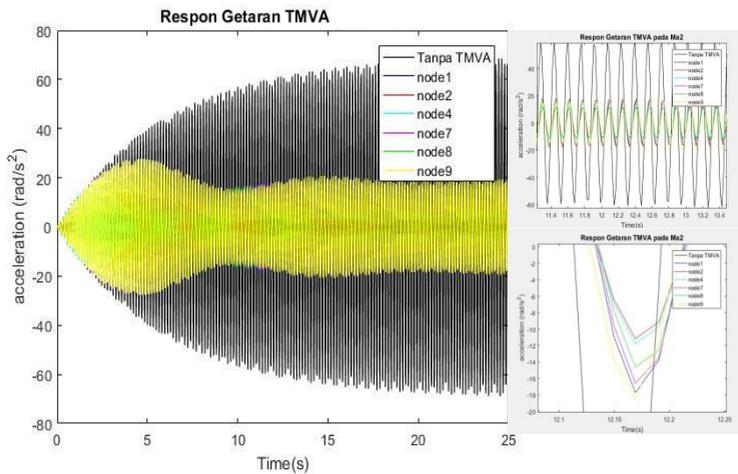
Gambar 15. Respon *pitching displacement* pada  $Ma_1$ .



Gambar 16. Respon *acceleration* pada  $Ma_1$ .

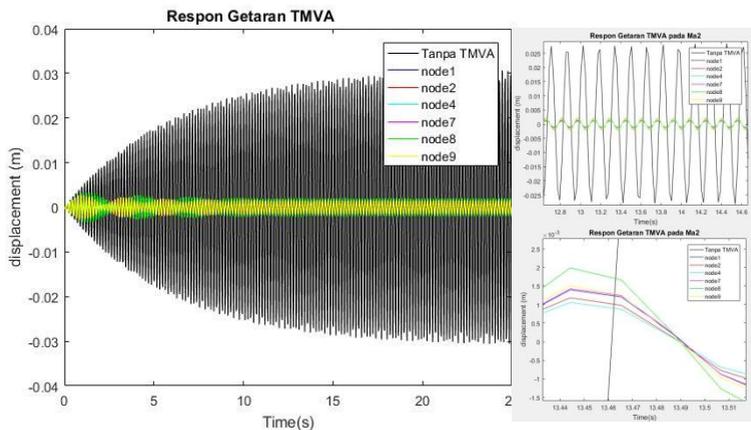


Gambar 17. Respon *rolling acceleration* pada  $Ma_1$ .

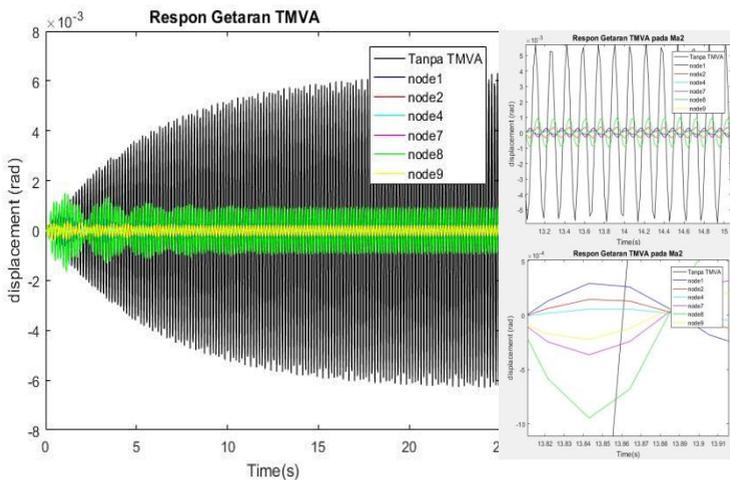


Gambar 18. Respon *pitching acceleration* pada  $Ma_1$ .

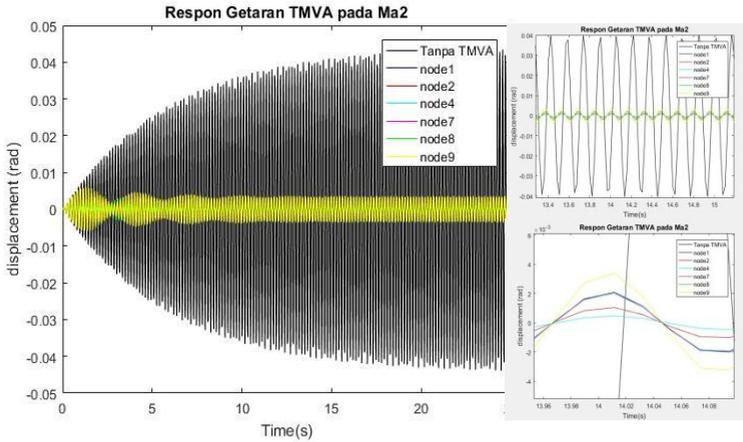
**Pengujian pada  $Ma_3$  pada node 1, 2, 4, 7, 8, dan 9.**



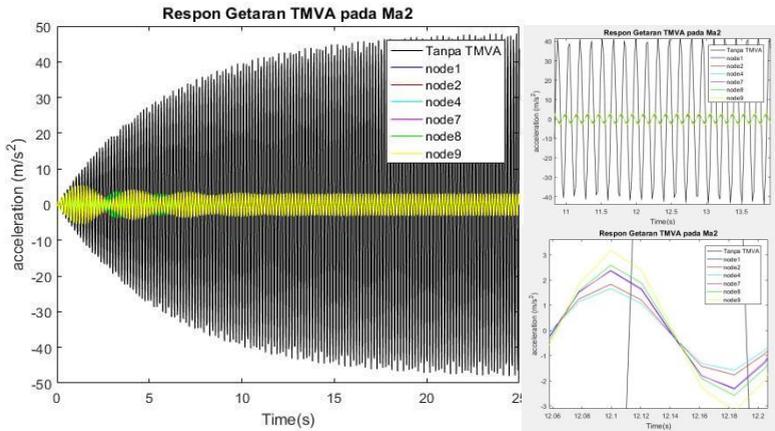
**Gambar 19.** Respon *displacement* pada  $Ma_3$ .



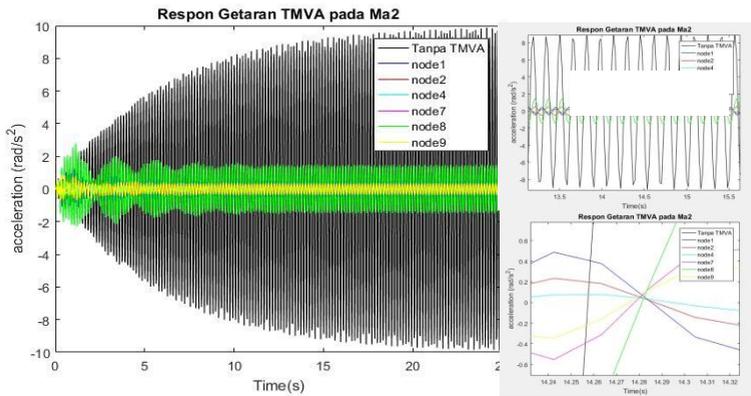
**Gambar 20.** Respon *rolling displacement* pada  $Ma_3$ .



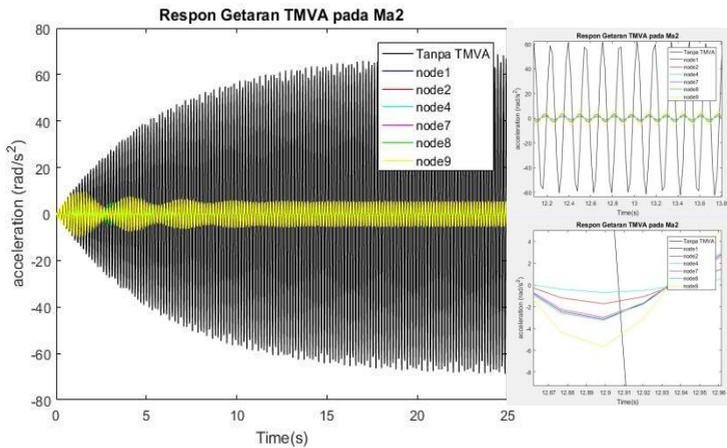
Gambar 21. Respon *pitching displacement* pada  $Ma_3$ .



Gambar 22. Respon *acceleration* pada  $Ma_3$ .



**Gambar 23.** Respon rolling acceleration pada  $Ma_3$ .



**Gambar 24.** Respon pitching acceleration pada  $Ma_3$ .

**Tabel 1.** Data-data RMS *displacement* dan persen reduksinya.

<i>Displacement</i> [m]				
Node	Massa	Sebelum	Sesudah	%Reduksi
1	Ma1	0,0176	0,0052	70,45455
	Ma2		0,00104	94,40909
	Ma3		0,0011	93,75
2	Ma1		0,0039	77,84091
	Ma2		0,000389	97,79125
	Ma3		0,000858	95,12557
3	Ma1		0,0054	69,31818
	Ma2		0,000513	97,08636
	Ma3		0,0012	93,18182
4	Ma1		0,003	82,95455
	Ma2		0,000247	98,59716
	Ma3		0,000768	95,63693
5	Ma1		0,0041	76,70455
	Ma2		0,000379	97,84489
	Ma3		0,000914	94,80511
6	Ma1		0,0054	69,31818
	Ma2		0,000401	97,7233
	Ma3		0,0014	92,04545
7	Ma1		0,0049	72,15909
	Ma2		0,000474	97,30455
	Ma3		0,0011	93,75
8	Ma1		0,0066	62,5
	Ma2		0,000585	96,67443
	Ma3		0,0015	91,47727

9	Ma1		0,0046	73,86364
	Ma2		0,003457	93,35795
	Ma3		0,0012	80,18182

**Tabel 2.** Data-data RMS *rolling displacement* dan persen reduksinya.

<i>Rolling displacement</i> [rad]				
Node	Massa	Sebelum	Sesudah	%Reduksi
1	Ma1	0,0036	0,0011	69,44444
	Ma2		0,000151	95,8
	Ma3		0,00223	38,05556
2	Ma1		0,000872	75,78611
	Ma2		0,000137	96,19167
	Ma3		0,000117	96,73778
3	Ma1		0,000697	80,65
	Ma2		0,000397	88,975
	Ma3		0,000733	79,64722
4	Ma1		0,000736	79,55
	Ma2		1,53E-05	99,57583
	Ma3		5,33E-05	98,51972
5	Ma1		0,000463	87,14722
	Ma2		0,000297	91,74167
	Ma3		0,000548	84,78889
6	Ma1	0,000113	74,175	
	Ma2	0,00093	96,86944	
	Ma3	0,0013	63,88889	
7	Ma1	0,0015	58,33333	
	Ma2	0,000554	92,98056	

	Ma3		0,000253	84,605
8	Ma1		0,0018	50
	Ma2		0,000167	95,36667
	Ma3		0,000569	84,20833
9	Ma1		0,0019	47,22222
	Ma2		0,000681	81,09444
	Ma3		0,00097	73,06389

**Tabel 3.** Data-data RMS *pitching displacement* dan persen reduksinya.

<i>Pitching displacement</i> [rad]				
Node	Massa	Sebelum	Sesudah	%Reduksi
1	Ma1	0,0252	0,0074	70,63492
	Ma2		0,001525	93,94841
	Ma3		0,0017	93,25397
2	Ma1		0,00161	93,61111
	Ma2		0,000931	96,30675
	Ma3		0,000827	96,71865
3	Ma1		0,0076	69,84127
	Ma2		0,000657	97,39206
	Ma3		0,0017	93,25397
4	Ma1		0,0051	79,7619
	Ma2		0,001	96,03175
	Ma3		0,003966	84,2619
5	Ma1		0,0062	75,39683
	Ma2		0,000859	96,58968
	Ma3		0,000967	96,16349

6	Ma1	0,0076	69,84127
	Ma2	0,000854	96,6127
	Ma3	0,0031	87,69841
7	Ma1	0,0071	71,8254
	Ma2	0,000732	97,09663
	Ma3	0,0015	94,04762
8	Ma1	0,0089	64,68254
	Ma2	0,000962	96,18452
	Ma3	0,0026	89,68254
9	Ma1	0,00067	97,34127
	Ma2	0,000598	97,62659
	Ma3	0,00095	96,23016

## BIODATA PENULIS



**Nira Asfarina** dilahirkan di Tulungagung, 26 November 1996. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTI, ITS pada tahun 2018. Penulis menempuh pendidikan Tingkat Dasar sampai Sekolah Menengah Atas di Tulungagung, Jawa Timur. Terlahir dari pasangan Partam dan Haryatun, serta memiliki dua saudara perempuan bernama Noor Aisah Harimukti dan Meilia Tri Andari.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin. Penulis pernah menjadi anggota dan pengurus organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin, serta Mesin ITS Autosport dalam dua periode kepengurusan, yaitu 2015-2016, dan 2016-2017. Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi grader matakuliah Dinamika Teknik dan pernah menjadi Asisten Praktikum Mekanika Getaran.

Penulis bercita-cita menjadi seorang wanita karir yang sukses, baik dalam pekerjaan maupun keluarga. Untuk menghubungi penulis dalam rangka pemenuhan kritik dan saran dari pembaca, dapat dilakukan melalui email [niraasfarina029@gmail.com](mailto:niraasfarina029@gmail.com). Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini, maupun hal lainnya.

