

TUGAS AKHIR - TM 141585

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN TUNED MASS DAMPER - COULOMB DAMPING SEBAGAI PEREDAM GETARAN PADA SISTEM TURBIN ANGIN TIPE WES80

AMELIA TIVANI
NRP 2113 100 186

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

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



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER-COULOMB*
DAMPING SEBAGAI PEREDAM GETARAN PADA
SISTEM TURBIN ANGIN TIPE WES80**

AMELIA TIVANI
NRP. 2112100186

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

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



FINAL PROJECT – TM141585

MODELLING AND ANALYSIS OF *TUNED MASS DAMPER-COULOMB DAMPING* ADDITION EFFECT TOWARDS THE WIND TURBINE SYSTEM TYPE WES80

AMELIA TIVANI
NRP. 2112100186

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

BACHELOR DEGREE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN
TUNED MASS DAMPER-COULOMB DAMPING SEBAGAI
PEREDAM GETARAN PADA SISTEM TURBIN ANGIN TIPE
WES80**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

AMELIA TIVANI
NRP. 2113 100 186

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Moch. Solichin, ST., MT (Penguji II)
NIP. 198908172015041003
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT (Penguji III)
NIP. 196807061999031004



**SURABAYA
JULI, 2017**

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER-COULOMB DAMPING* SEBAGAI PEREDAM GETARAN PADA SISTEM TURBIN ANGIN TIPE WES80

Nama Mahasiswa : Amelia Tivani
NRP : 2113100186
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr Eng. Harus Laksana Guntur, ST,
M.Eng

Abstrak

Gaya atau beban angin yang berfluktuasi pada sistem turbin angin dapat menimbulkan getaran. Semakin besar kecepatan angin yang mengenai sistem maka akan semakin besar pula getaran yang terjadi. Getaran yang berlebih bila dibiarkan akan menyebabkan kegagalan pada sistem. Dengan kata lain, getaran yang berlebih dapat memperpendek umur komponen sistem di turbin angin. Salah satu teknik untuk mengurangi getaran berlebih pada suatu sistem adalah dengan menambahkan TMD (Tuned Mass Damper). TMD merupakan DVA (Dynamic Vibration Absorber). Prinsip kerja TMD ini adalah menambahkan massa, pegas, dan peredam ke dalam sistem utama. Untuk massa yang digunakan terbuat dari material steel. Sedangkan untuk peredam yang digunakan adalah coulomb damping. Lokasi pemasangan TMD terletak di atas menara turbin angin. Teknik ini mampu mereduksi getaran yang besar pada sistem utama dengan cara ikut bergetarnya TMD yang arah pergerakannya mengikuti pergerakan sistem utama.

Penelitian ini membahas mengenai pemodelan dan simulasi sistem menara turbin angin horizontal. Analisis yang dilakukan terhadap menara turbin angin adalah pengaruh ada dan tidaknya penggunaan TMD terhadap respon dinamis yang

dihasilkan. Jenis turbin angin horizontal yang dianalisis adalah WES80. Jenis turbin angin ini merupakan jenis yang didesain untuk daerah dengan kecepatan rata-rata angin sekitar 15 m/s. Simulasi yang digunakan dalam analisis ini adalah MATLAB Simulink. Input yang digunakan berupa input sinusoidal dan input bump modified. Input sinusoidal mewakili variasi kecepatan angin yang berubah secara harmonik. Input bump modified mewakili kecepatan angin yang memberikan impact pada sistem.

Hasil dari penelitian ini adalah terancangnya TMD (Tuned Mass Damper) sebagai pereduksi getaran di turbin angin dengan dimensi 0,48 x 0,6 x 0,4 m efektif digunakan untuk kecepatan angin tinggi dengan frekuensi operasi yang besar. Reduksi respon perpindahan massa utama optimum saat variasi massa dan konstanta pegas TMD sebesar 9%, yaitu massa TMD 901 kg dan konstanta pegas 97.200 N/m. Reduksi optimum ini sebesar 96,54% di kecepatan angin 19 m/s untuk input sinusoidal. Hasil simulasi dari input bump modified saat kecepatan angin 19 m/s diperoleh settling time selama 10 detik untuk sistem tanpa TMD. Sedangkan, sistem setelah ditambahkan TMD memiliki settling time 11 detik.

Kata kunci : Getaran, Input sinusoidal, Input bump modified, Peredam Getaran, Settling time, Turbin Angin, TMD

MODELLING AND ANALYSIS OF *TUNED MASS DAMPER-COULOMB DAMPING* ADDITION EFFECT TOWARDS THE WIND TURBINE SYSTEM TYPE WES80

Name : Amelia Tivani
NRP : 2113100186
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr.Eng.Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng

Abstrack

Fluctuating load in wind turbine system produces vibration. The larger load on system, the higher vibration that will occur. The high vibration can damage system, especially for components. In other words, the high vibration can reduce component life. One of the many techniques that can reduce high vibration is adding TMD (Tuned Mass Damper). TMD also known as DVA (Dynamic Vibration Absorber). TMD principle is adding mass, spring into main system. TMD material is steel. The type of damper is coulomb damping. TMD is installed on the top of wind turbine tower, exactly in the nacelle. It can reduce the high vibration of main system by participating TMD movement following movement of main system.

This research presents modelling and simulation of horizontal wind turbine system. The analysis of this research focus on the effect of whether or not the adding TMD into main system on the resulting dynamic response. The type of wind turbine is WES80. It is designed for region in which has average wind speed of about 15 m/s. The simulation uses Sinusoidal and Bump Modified input from MATLAB Simulink Software.. Sinusoidal input represents wind speed variations that change in harmonic. Bump

modified input represents wind speed that giving impact to the system.

The result of this research is the creation of TMD (Tuned Mass Damper) as reducer vibration in the wind turbine with dimension 0,48 x 0,6 x 0,4 m. It is used effectively for the high wind speed and large operating frequency. The optimum reduction of displacement response for the main system when mass and spring constant variations of TMD are 9%, i.e mass of TMD 901 kg and spring constant 97.200 N/m. The optimum reduction is 96,54% at wind speed 19 m/s for sinusoidal input. The result of bump modified input at wind speed 19 m/s is settling time 10 s for system without TMD. Whereas, system with TMD addition has settling time is longer than the system without TMD, i.e 11 s.

Keywords : Vibration, Sinusoidal input, Bump modified input, Vibration reducer, Settling time, Wind turbine, TMD

KATA PENGANTAR

Puji syukur tiada putusnya kepada Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER-COULOMB DAMPING* SEBAGAI PEREDAM GETARAN PADA SISTEM TURBIN ANGIN TIPE WES80” ini dengan baik. Dalam pengerjaan tugas akhir dan penyusunan laporan ini tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Orang tua tersayang, Bapak Purbadi dan Ibu Indun Juriah yang selalu memberikan semangat, motivasi, dan doa yang selalu mengiringi langkah penulis. Tidak lupa kepada ketiga saudara/I, Mas Yudhi Guntoro, Mbak Qorry Nugrahayu, dan Adik Dani Kusuma yang selalu ada bagi penulis.
2. Bapak Dr.Eng. Harus Laksana Guntur ST., M.Eng. sebagai dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan dukungan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati ST.,MT., Ibu Aida Annisa Amin Daman ST., MT., Bapak Moch. Solichin ST., MT., dan Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja,. MT sebagai dosen penguji seminar dan sidang yang memberikan saran yang baik kepada penulis.
4. Seluruh dosen jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan ilmu serta didikan kepada penulis. Tidak lupa pula, seluruh karyawan jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah membantu kelancaran penyelesaian Tugas Akhir ini.
5. Teman-teman mahasiswa Teknik Mesin FTI-ITS angkatan 2013 (M-56) yang telah memberikan kenangan dari mahasiswa baru hingga sekarang

sekaligus mewarnai kehidupan penulis di kampus merah. Khususnya, seluruh teman seperjuangan Tugas Akhir di Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis.

Harapan penulis adalah semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk para pembaca. Selanjutnya, dapat diaplikasikan untuk khalayak banyak sebagai bentuk sumbangsih penulis untuk kemajuan bangsa Indonesia. Penulis menyadari kekurangan yang ada pada Tugas Akhir ini sehingga kritik dan saran sangat diharapkan untuk kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan.....	3
1.5 Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 Turbin Angin	17
2.2.1 Definisi dan Jenis	17
2.2.2 Komponen Turbin Angin	19
2.2.3 Menara Turbin Angin	19
2.2.4 Gaya Turbin Angin.....	20
2.3 Dasar Teori Mekanika Getaran	22
2.3.1 Getaran	22
2.3.2 Redaman.....	24
2.3.3 Tuned Mass Damper atau DVA (Dynamic Vibration Absorber).....	26
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1 Metode Penelitian.....	33
3.1.1 Tahap Studi Literatur.....	34
3.1.2 Identifikasi Permasalahan.....	35
3.1.3 Pemodelan Sistem Dinamis.....	35
3.1.4 Pembuatan Blok Simulasi MATLAB Simulink	35
3.1.5 Simulasi	35
3.1.6 Analisa Grafik dan Karakteristik Dinamis Sistem	36
3.2 Sistem Turbin Angin Tanpa TMD	37

3.2.1	Pemodelan Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Tanpa TMD	37
3.2.2	Pembuatan Blok Simulasi MATLAB Simulink Sistem Tanpa TMD	41
3.2.3	Analisa Grafik Sistem Tanpa TMD	45
3.3	Sistem Turbin Angin Menggunakan TMD dengan Coulomb Damping	46
3.3.1	Pemodelan Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Menggunakan TMD dengan Coulomb Damping	46
3.3.2	Pembuatan Blok Simulasi MATLAB Simulink Sistem Menggunakan TMD dengan Coulomb Damping	51
3.2.3	Analisa Grafik Sistem Menggunakan TMD dengan <i>Coulomb Damping</i>	56
BAB IV	ANALISA DAN PEMBAHASAN	58
4.1	Perancangan Mekanisme TMD (Tuned Mass Damper)	59
4.2.1	Sistem Utama Tanpa TMD (Tuned Mass Damper)	60
4.2.2	Sistem Utama dengan TMD (Tuned Mass Damper) ..	62
4.3	Diagram Blok	66
4.3.1	Input Simulasi	66
4.3.2	Diagram Blok Sistem Utama	68
4.4	Analisa Pemodelan Sistem Utama	70
4.4.1	Pemodelan Sistem Utama Tanpa TMD	71
4.4.2	Pemodelan Sistem Utama dengan TMD	74
4.4.3	Perbandingan Respon Perpindahan Sistem Utama Tanpa TMD dan Sistem Utama Menggunakan TMD	77
4.5	Pembahasan	85
4.5.1	Sistem Utama Tanpa TMD (Tuned Mass Damper)	85
4.5.2	Sistem Utama dengan TMD (Tuned Mass Damper) ..	86
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	94
5.1	Kesimpulan	95
5.2	Saran	96
DAFTAR	PUSTAKA	97
LAMPIRAN	99
BIODATA	PENULIS	109

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema dari peralatan pengujian untuk menara turbin angin. ^[3]	5
Gambar 2.4	(a) Respon tanpa <i>Rolling - ball</i> TMD dan penggunaan <i>Rolling-ball</i> TMD berjumlah satu dan enam buah bola.....	7
Gambar 2.5	(a) Tampak depan turbin angin offshore (b) Skema pada nacelle tampak samping dengan TMD. ^[4]	9
Gambar 2.6	Model Struktur SDOF.....	10
Gambar 2.7	Momen lentur dasar menara dengan 10,000 kg, 0° TMD. ^[4]	13
Gambar 2.8	Konfigurasi regangan bangunan tinggi. ^[5]	14
Gambar 2.9	(a) Respon waktu menggunakan TMD untuk tanah lunak (b) Respon waktu tanpa TMD untuk tanah lunak. ^[5]	16
Gambar 2.10	(a) Respon waktu tanpa TMD untuk tanah yang padat, (b) Respon waktu menggunakan TMD untuk tanah yang padat. ^[5]	16
Gambar 2.11	Gaya aerodinamik <i>blade</i> turbin angin.	21
Gambar 2.12	Koefisien lift versus sudut serang aliran. ^[6]	22
Gambar 2.13	Skema <i>forced multi dof vibration</i> . ^[7]	23
Gambar 2.14	Skema coulomb damping.	25
Gambar 2.15	<i>Free body diagram</i> untuk coulomb damping.	25
Gambar 2.16	Pergerakan massa dengan coulomb damping....	26
Gambar 2.17	Konstruksi TMD di turbin angin. ^[9]	27
Gambar 2.18	Skema undamped dynamic vibration absorber. ^[7]	28
Gambar 2.19	Efek penggunaan DVA terhadap rasio frekuensi natural sistem. ^[7]	29

Gambar 2.20	Pengaruh dari damped dynamic vibration absorber terhadap respon dari sistem utama. ^[7]29
Gambar 2.21	Pengaruh dari damped dynamic vibration absorber terhadap respon dari sistem utama. ^[7]31
Gambar 3.1	Diagram alir analisis sistem turbin angin. ... 34
Gambar 3.2	Diagram alir pembuatan persamaan gerak sistem turbin tanpa TMD.37
Gambar 3.3	Model skematik sistem turbin angin tanpa TMD.....38
Gambar 3.4	Pemodelan dinamis turbin angin tanpa TMD.....38
Gambar 3.5	Model matematis dan freebody diagram untuk massa blade.....39
Gambar 3.6	Model matematis dan freebody diagram untuk massa menara turbin angin.40
Gambar 3.7	Data spesifikasi turbin angin tipe WES80. ...42
Gambar 3.8	Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink dan simulasi dari sistem turbin angin tanpa TMD.....44
Gambar 3.9	Diagram alir variasi sistem turbin angin tanpa TMD.....45
Gambar 3.10	Diagram alir pembuatan persamaan gerak sistem menggunakan TMD dengan coulomb damping46
Gambar 3.11	Model skematik sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.47

Gambar 3.12	Pemodelan dinamis sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.....	48
Gambar 3.13	Model matematis dan freebody diagram untuk massa blade.	48
Gambar 3.14	Model matematis dan freebody diagram untuk massa nacelle dan menara turbin angin...	49
Gambar 3.15	Freebody diagram rancangan sistem TMD dengan coulomb damping.	50
Gambar 3.16	Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink dan simulasi dari sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.	53
Gambar 3.17	Diagram alir variasi kecepatan angin.	54
Gambar 3.18	Diagram alir variasi massa TMD.....	55
Gambar 3.19	Diagram alir variasi konstanta pegas TMD.	56
Gambar 4.1	Rancangan TMD (a) pengaplikasian TMD di <i>nacelle</i> , (b) tampak samping,	59
Gambar 4.2	Blok diagram sistem utama tanpa TMD.....	68
Gambar 4.3	Blok diagram sistem utama setelah penambahan TMD.....	69
Gambar 4.4	Blok diagram input bump.	70
Gambar 4.5	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan dari massa utama tanpa TMD. ...	72
Gambar 4.6	Grafik respon perpindahan massa utama tanpa TMD.....	73
Gambar 4.7	Grafik respon , (a) perpindahan, (b) kecepatan (c) percepatan massa utama saat ditambahkan TMD.....	74
Gambar 4.8	Grafik respon perpindahan massa utama saat ditambahkan TMD.	75
Gambar 4.9	Grafik respon perpindahan TMD.	76

Gambar 4.10	Grafik respon perpindahan (a) massa TMD 5% dan variasi k_3 ,(b) massa TMD 7% dan variasi k_3 (c) massa TMD 9% dan variasi k_3	77
Gambar 4.11	Grafik respon perpindahan (a) massa TMD 5% dan variasi k_3 ,(b) massa TMD 7% dan variasi k_3 (c) massa TMD 9% dan variasi k_3	78
Gambar 4.12	Grafik respon perpindahan (a) massa TMD 5% dan variasi k_3 ,(b) massa TMD 7% dan variasi k_3 (c) massa TMD 9% dan variasi k_3	79
Gambar 4.13	Grafik respon perpindahan sistem utama dengan input bump (a) kecepatan angin 4 m/s, (b) kecepatan angin 12 m/s , (c) kecepatan angin 19 m/s.	81
Gambar 4.14	Bode diagram dari sistem utama setelah ditambahkan TMD saat kecepatan angin 19 m/s (a) massa TMD 5% , (b) massa TMD 7%, dan (c) massa TMD 9%.	83
Gambar 4.15	Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama setelah ditambahkan TMD bermassa 5% dan variasi konstanta pegas.	87
Gambar 4.16	Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama setelah ditambahkan TMD bermassa 7% dan variasi konstanta pegas.	89
Gambar 4.17	Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama setelah ditambahkan TMD bermassa 9% dan variasi konstanta pegas.	90
Gambar 4.18	Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama dengan TMD bermassa 5% dan variasi konstanta pegas.	91

- Gambar 4.19 Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama dengan TMD bermassa 7% dan variasi konstanta pegas.92
- Gambar 4.20 Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama dengan TMD bermassa 9% dan variasi konstanta pegas.93

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Parameter fisik dari turbin NREL 5 MW.....	11
Tabel 2.2	Parameter optimal TMD untuk NREL 5 MW didukung oleh monopile	12
Tabel 2.3	Hasil Simulasi berupa gaya dan persentase	12
Tabel 2.4	Parameter Struktur Bangunan.....	15
Tabel 2.5	Parameter Struktur Tanah	15
Tabel 2.6	Getaran bangunan tinggi akibat gempa Tabas	15
Tabel 2.7	Getaran bangunan tinggi akibat gempa Kobe	15
Tabel 2.8	Klasifikasi angin berdasarkan kecepatan dalam berbagai satuan	18
Tabel 3.1	Parameter sistem turbin angin tanpa menggunakan TMD.	41
Tabel 3.2	Parameter sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping	51
Tabel 4.1	Frekuensi natural sistem yang telah ditambahkan TMD	66
Tabel 4.2	Perpindahan maksimum dan <i>settling time</i> sistem utama tanpa TMD dan setelah ditambahkan TMD.....	82
Tabel 4.3	Nilai RMS perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari massa utama sebelum ditambahkan TMD.....	85
Tabel 4.4	Nilai RMS dari massa utama dan persentase reduksi setelah ditambahkan TMD bermassa 5 % dengan variasi konstanta pegas.	86
Tabel 4.5	Nilai RMS dari massa utama dan persentase reduksi setelah ditambahkan TMD bermassa 7 % dengan variasi konstanta pegas.	86
Tabel 4.6	Nilai RMS dari massa utama dan persentase reduksi setelah ditambahkan TMD bermassa 9 % dengan variasi konstanta pegas.	87

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Wilayah Indonesia yang berada di sekitar daerah ekuator merupakan daerah pertemuan sirkulasi Hadley, Walker, dan lokal. Kondisi ini menyebabkan Indonesia memiliki potensi angin yang dapat dimanfaatkan untuk pengembangan energi terbarukan sebagai alternatif pembangkit listrik yang selama ini lebih banyak menggunakan bahan bakar minyak bumi. ^[1] Turbin angin merupakan salah satu metode yang paling efisien dalam mengkonversi energi kinetik menjadi energi mekanis. ^[2] Salah satu contoh adalah PLTB (Pembangkit Tenaga Listrik Bayu) di daerah Nusa Penida, Bali yang menghasilkan daya listrik rata-rata sebesar 135.000 kWh per tahun menggunakan turbin angin horizontal tipe WES80.

Selama dekade terakhir banyak terjadi kerusakan berupa kegagalan struktur dari menara turbin angin. Sebagian besar kerusakan ini disebabkan oleh angin kencang yang mengenai struktur. Angin kencang memang menjadi input untuk sistem dalam menghasilkan energi, namun tidak jarang bila memberikan pengaruh buruk bagi komponen. Salah satunya adalah terjadinya getaran yang berlebih khususnya di menara turbin angin. Getaran berlebih yang terus menerus terjadi dapat mempersingkat umur penggunaan dari sistem. Getaran berlebih yang terjadi di menara turbin angin saat ada input kecepatan angin yang tinggi dapat direduksi dengan penggunaan TMD (Tuned Mass Damper).

TMD memiliki prinsip kerja seperti DVA (Dynamic Vibration Absorber) yaitu memberikan penambahan massa, pegas, dan peredam pada sistem yang bergetar. Metode ini mampu mereduksi getaran pada sistem utama melalui bergetarnya TMD. Sejauh ini penelitian mengenai penggunaan TMD baru diaplikasikan di menara turbin angin lepas pantai yang memiliki input berupa kecepatan angin dan gelombang laut yang mengenai sistem. Sedangkan, penelitian mengenai penggunaan TMD di turbin angin *onshore* dengan input beban dari kecepatan angin

belum ada. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian mengenai penggunaan TMD di turbin angin *onshore*. Hal ini berkaitan dengan biaya pembangunan dan perawatan dari jenis turbin angin horizontal yang tidak sedikit. Jenis peredam yang digunakan pada penggunaan TMD ini adalah *coulomb damping*. Jenis peredam ini dihasilkan oleh gesekan antar dua material yang mampu membantu proses peredaman getaran pada sistem utama. Material tersebut adalah antara TMD dan menara yang masing-masing terbuat dari *steel*.

Hasil dari penelitian ini adalah memperoleh karakteristik dinamis dari sistem menara turbin angin akibat ada dan tidaknya penggunaan TMD dengan *coulomb damping*, pengaruh fluktuasi kecepatan angin yang mengenai turbin angin. Kemudian, memperoleh pengaruh parameter yang digunakan di sistem TMD terhadap respon getaran di menara turbin angin. Berdasarkan hasil tersebut akan diperoleh kesimpulan mengenai persentase pereduksian getaran di menara turbin angin.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun, rumusan masalah dari tugas akhir ini, yaitu :

1. Bagaimana pengaruh penambahan TMD dengan tipe *coulomb damping* terhadap respon dinamis sistem turbin angin?
2. Bagaimana perbandingan respon dinamis turbin angin dengan kondisi tanpa peredam dan penambahan peredam jenis TMD dengan *coulomb damping*?
3. Bagaimana pengaruh fluktuasi beban berupa kecepatan angin terhadap respon dinamis menara turbin angin?
4. Bagaimana pengaruh perubahan parameter terhadap respon dinamis yang dihasilkan?

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah untuk tugas akhir ini, yaitu :

1. Jenis menara turbin angin WES80 adalah *tubular steel tower* yang dimodelkan memiliki diameter seragam.

2. Sistem bertranslasi ke arah horizontal.
3. Perhitungan bearing, gearbox, hub, dan pondasi pada sistem turbin angin diabaikan.
4. Penambahan massa yang digunakan adalah *single TMD*.
5. Input beban yang diterima sistem dari kecepatan angin.
6. Sudut serang angin ke *blade* sebesar 0° .
7. Parameter yang digunakan dalam simulasi MATLAB diperoleh dari literatur.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini, yaitu :

1. Mengetahui dan menganalisa pengaruh penambahan TMD dengan *coulomb damping* terhadap respon dinamis sistem turbin angin.
2. Mengetahui perbedaan respon dinamis dari sistem turbin angin dengan kondisi tidak dan adanya penggunaan TMD dengan *coulomb damping*.
3. Mengetahui pengaruh fluktuasi beban berupa kecepatan angin terhadap respon dinamis menara turbin angin.
4. Memperoleh pengaruh perubahan parameter terhadap respon dinamis menara turbin angin.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah dapat menjadi dasar dalam merancang TMD untuk mereduksi getaran pada menara turbin angin tipe WES80.

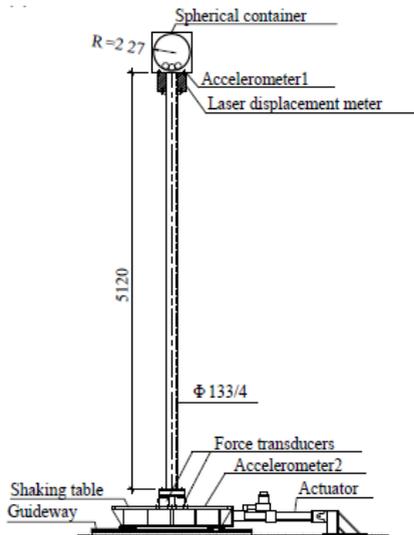
"Halaman ini sengaja dikosongkan"

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

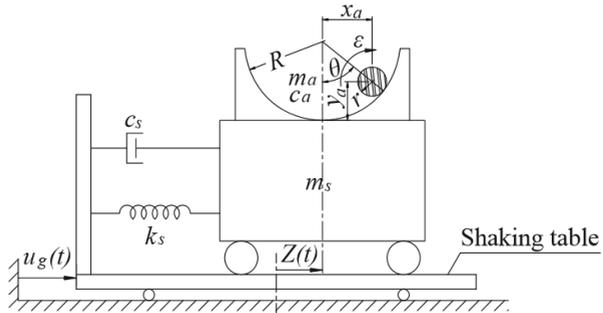
2.1 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2012, pemodelan dan simulasi mengenai menara turbin angin telah dibahas oleh Junling Chen dan Christos T. Georgakis. Dalam jurnalnya dipaparkan bahwa analisa getaran pada menara turbin angin menggunakan DVA (Dynamic Vibration Absorber) berupa TMD. Penambahan massa yang digunakan adalah massa berupa bola pejal yang dapat berputar dengan banyak derajat kebebasan di dalam sebuah wadah. Jumlah dari bola pejal yang digunakan dalam penelitian ini bervariasi. Penambahan massa berupa bola pejal ini disebut dengan *Tuned Rolling-ball Dampers*. Penggunaan TMD di dalam penelitian ini adalah karena ia merupakan salah satu dari banyaknya alat kontrol pasif yang paling sederhana.



Gambar 2.1 Skema dari peralatan pengujian untuk menara turbin angin. ^[3]

Berdasarkan gambar skematik tersebut, input yang digunakan untuk melakukan simulasi ini adalah *shaking table* yang bergerak dalam arah horizontal menggunakan sistem hidrolik servo. Peredam ini menggunakan bola baja tunggal dan banyak yang berputar di dalam permukaan wadah. Sistem ini disederhanakan menjadi SDOF (Single Degree of Freedom).



Gambar 2.2 Skema *Tuned Rolling-ball Damper*.^[3]

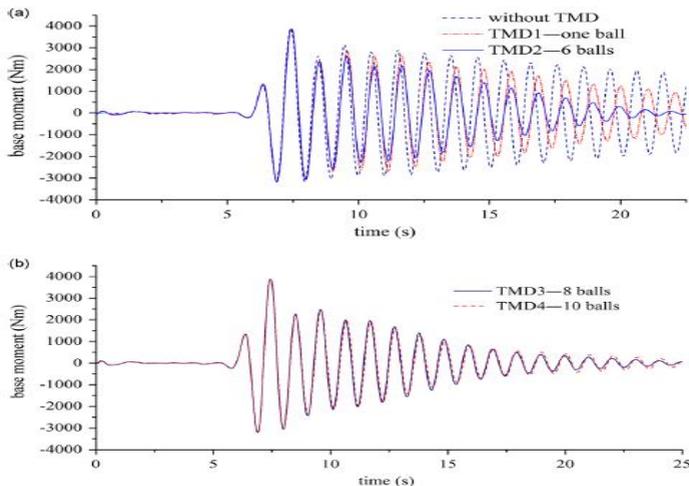
Penyederhaan sistem pada gambar 2.2, arah perpindahan relatif untuk bola pejal ke arah sumbu x sebesar $X(\theta) = R \sin \theta$ dan untuk ke arah sumbu y sebesar $Y(\theta) = R(1 - \cos \theta)$. Sedangkan, untuk energi kinetik dan potensial dari sistem ini seperti persamaan 2.1, 2.2, dan 2.3.

$$T = \frac{1}{2} m_s [\dot{Z} + \dot{u}_g]^2 + \frac{1}{2} m_a [\dot{Z} + \dot{u}_g + (R - r) \cos \theta \cdot \dot{\theta}]^2 + \frac{1}{2} m_a [(R - r) \sin \theta \cdot \dot{\theta}]^2 + \frac{1}{2} x I_a x \left(\frac{R-r}{r} \right)^2 \dot{\theta}^2 \quad (2.1)$$

$$V = \frac{1}{2} k_s [Z(t)]^2 + m_a g R (1 - \cos \theta) \quad (2.2)$$

$$\delta W_{nc} = -\dot{Z} c_s \delta Z - \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} \mu m_a g \cos \theta \frac{R-r}{r} \delta \theta \quad (2.3)$$

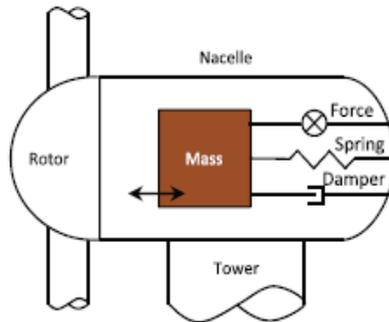
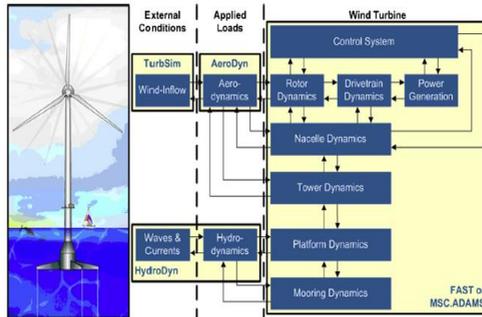
Untuk m_s , c_s , k_s adalah massa, damper, dan kekakuan pegas sistem SDOF (Single Degree of Freedom). Sedangkan, m_a dan k_a adalah massa dan kekakuan dari *Tuned Rolling-ball Damper*. Z adalah perpindahan relatif struktur terhadap bagian dasar, u_g adalah pergerakan daerah dasar, I_a adalah massa momen inersia dari bola baja terhadap sumbunya yang melewati pusatnya. Sedangkan, μ adalah koefisien gesek antara bola baja dan permukaan dalam wadah, R adalah radius dari wadah bola, r adalah radius dari bola baja, dan g adalah percepatan gravitasi. Penelitian ini menghasilkan perbandingan respon sistem saat kondisi tanpa *Rolling-ball* TMD dan menggunakan *rolling-ball* TMD dengan jumlah 6,8, dan 10 bola baja pejal. Layer dari rumah bola baja pejal tersebut adalah satu dan dua.



Gambar 2.2 (a) Respon tanpa *Rolling-ball* TMD dan penggunaan *Rolling-ball* TMD berjumlah satu dan enam buah bola
 (b) Respon penggunaan *Rolling-ball* TMD berjumlah delapan dan sepuluh buah bola pejal. ^[3]

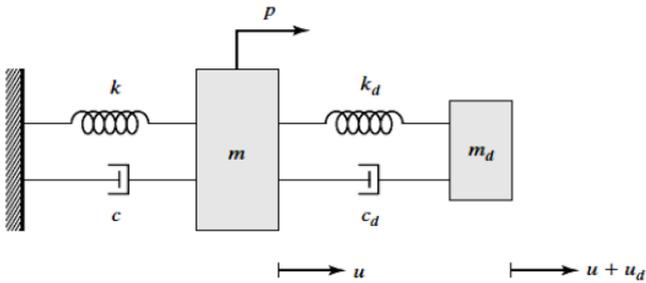
Berdasarkan hasil penelitian tersebut diperoleh bahwa peredam dengan jumlah tiga buah bola pejal dengan satu lapisan lebih baik dalam pengefektifan kontrol daripada peredam yang berjumlah satu. Ketika jumlah bola pejal lebih dari tiga dalam satu lapisan, kontrol untuk peredaman menjadi tidak efektif.

Pada tahun 2014, Gordon M. Stewart dan Matthew A. Lackner melakukan analisa pemodelan dan simulasi untuk turbin angin menggunakan TMD. Turbin angin yang dianalisa adalah turbin angin lepas pantai. Turbin angin lepas pantai mengalami pembebanan berupa angin dan gelombang laut. Lokasi di benua Eropa dan Amerika menunjukkan bahwa angin dan gelombang laut tidak selalu memiliki arah yang sejajar dengan posisi turbin angin. Tidak sejajarnya posisi ini menyebabkan beban besar pada menara ke arah sisi-sisi yang memiliki sangat sedikit redaman struktural dibandingkan dengan arah depan-belakang. Pada penelitian ini dilakukan pengkajian mengenai potensi daripada TMD dalam mengurangi beban untuk turbin angin lepas pantai 5 MW yang ditumpu oleh sebuah *monopile* dan mengalami kondisi eksternal berupa posisi angin dan gelombang yang arahnya tidak sejajar (*misalignment*).



Gambar 2.3 (a) Tampak depan turbin angin offshore (b) Skema pada nacelle tampak samping dengan TMD. ^[4]

Konsep TMD diilustrasikan dengan menggunakan sistem dua massa yang ada pada gambar 2.5 dimana struktur diidealkan sebagai SDOF (Single Degree of Freedom).



Gambar 2.4 Model Struktur SDOF.

Adapun perumusan dari model struktur gambar 2.5 sebagai berikut :

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (2.4)$$

$$c = 2\zeta\omega m \quad (2.5)$$

$$\omega_d^2 = \frac{k_d}{m_d} \quad (2.6)$$

$$c_d = 2\zeta_d\omega_d m_d \quad (2.7)$$

Keterangan :

- m = massa dari struktur SDOF (kg)
- m_d = massa dari TMD (kg)
- ω = frekuensi natural struktur (rad/s)
- ζ = rasio redaman struktur
- ω_d = rasio frekuensi natural TMD
- ζ_d = rasio redaman TMD
- \bar{m} = rasio massa damper dengan massa

struktur

Sehingga persamaan gerak SDOF yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$m\ddot{u} + (2\zeta\omega m)\dot{u} + (\omega^2 m)u = P \quad (2.8)$$

$$\ddot{u} + (2\zeta\omega m)\dot{u} + (\omega^2 m)u = \frac{P}{m} \quad (2.9)$$

Persamaan gaya merupakan $P = m \cdot a$ maka persamaan (2.10) menjadi :

$$\ddot{u} + (2\zeta_d \omega_d)\dot{u} + (\omega_d^2)u = -\ddot{u} \quad (2.10)$$

Untuk persamaan gerak *TMD* sebagai berikut :

$$\ddot{u}_d + (2\zeta_d \omega_d)\dot{u}_d + (\omega_d^2)u_d = -\ddot{u} \quad (2.11)$$

Keterangan :
 P = gaya (N)
 m = massa (kg)
 a = \ddot{u} = percepatan (m/s²)
 \bar{m} = rasio massa TMD dengan
 massa sistem utama

Parameter yang diberikan pada pemodelan ini sebagai berikut :

Tabel 2.1 Parameter fisik dari turbin NREL 5 MW

Rating	5 MW
Rotor Orientation, Configuration	Upwind, 3 Blades
Control	Variable Speed, Collective Pitch
Drivetrain	High Speed, Multiple-Stage Gearbox
Rotor, Hub Diameter	126 m, 3 m
Hub Height	90 m
Cut-In, Rated, Cut-Out Wind Speed	3 m/s, 11.4 m/s, 25 m/s
Cut-In, Rated Rotor Speed	6.9 rpm, 12.1 rpm
Rated Tip Speed	80 m/s
Overhang, Shaft Tilt, Precone	5 m, 5°, 2.5°
Rotor Mass	110,000 kg
Nacelle Mass	240,000 kg
Tower and Monopile Mass	522,617 kg
Nacelle Dimensions	18 m × 6 m × 6 m

Tabel 2.2 Parameter optimal TMD untuk NREL 5 MW didukung oleh monopile

Mass (kg)	k (N/m)	d (N/(m/s))	ω_n (Hz)	ω_d (Hz)	ζ (%)
10,000	28,805	2800	0.270	0.269	8.3
20,000	54,274	7414	0.262	0.259	11.3

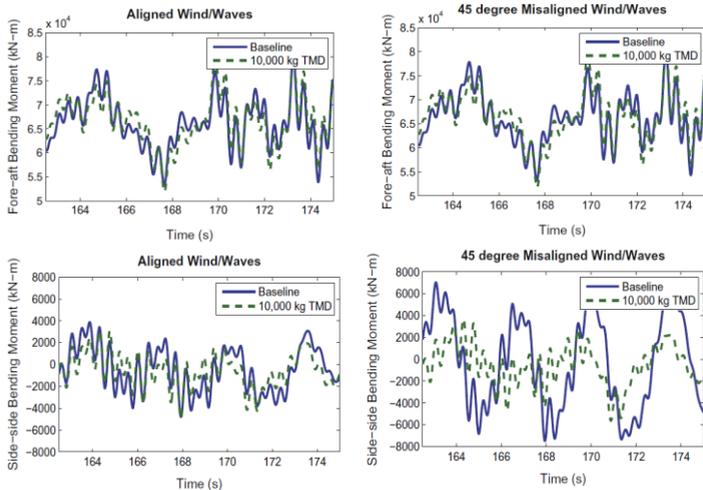
Tabel 2.3 Hasil Simulasi berupa gaya dan persentase

	Tower fore-aft damage (kN m)	Improvement from baseline (%)	Tower side-side damage (kN m)	Improvement from baseline (%)
Baseline	30,664	–	24,518	–
10,000 kg, 0°	29,361	4.25	14,321	41.59
10,000 kg, 45°	29,361	4.25	14,318	41.60
20,000 kg, 0°	28,872	5.85	13,717	44.06
20,000 kg, 45°	28,870	5.85	13,717	44.05

Berdasarkan tabel 2.3 menunjukkan hasil dari simulasi saat menggunakan TMD yang bermassa 10.000 kg dan 20.000 kg dengan variasi sudut 0° dan 45°. Kerusakan menara (*fore-aft*) lebih kecil saat menggunakan massa sebesar 10.000 kg dibandingkan massa sebesar 20.000 kg dengan variasi sudut tersebut.

Dari penelitian analisa dan pemodelan dengan TMD menggunakan *software Matlab* diperoleh hasil perubahan penambahan TMD pada beban di dasar menara, beban di bagian depan dan belakang *nacelle* lebih besar daripada beban di bagian samping. Tetapi, analisisnya mencakup arah datang yang tidak sejajar (*misalignment*) antara gelombang laut dan angin maka beban sisi (*side-to-side loads*) juga penting untuk diperhitungkan.

Plot *time series* ditunjukkan pada grafik 2.6. Grafik ini membandingkan momen lentur di menara bagian depan-belakang (*fore-aft*) dan *side-to-side* untuk kasus dasar dan 10,000kg, 0° susunan pada dua kondisi simulasi tertentu dimana masing-masing nilai $v = 10$ m/s, $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 45^\circ$.

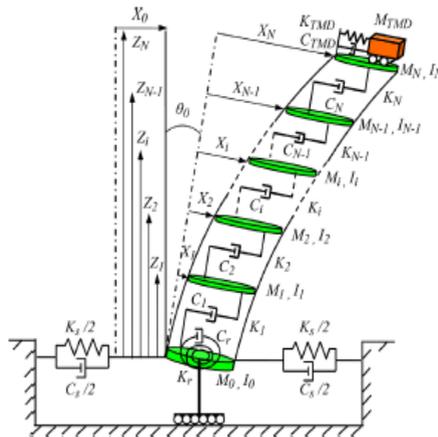


Gambar 2.5 Momen lentur dasar menara dengan 10,000 kg, 0° TMD. [4]

Pada grafik di atas menunjukkan bahwa penambahan TMD mengurangi beban *fore-aft* sekitar 4-6%, sementara beban *side-to-side* tereduksi lebih dari 40%. Gerakan *fore-aft* dari menara teredam oleh gaya aerodinamis pada rotor. Sedangkan, untuk arah *side-to-side* mengalami peredaman yang kecil. Penambahan TMD memiliki dampak lebih besar untuk beban ke arah *side-to-side*. Hasil grafik di atas dapat juga menunjukkan bahwa reduksi beban cukup sensitif terhadap massa dan peninjauan terhadap TMD. TMD yang lebih berat memiliki pengurangan getar yang lebih besar, tetapi pengembangan dalam jumlah kecil yang mana dari penambahan massa TMD lebih kecil daripada memulai dengan sebuah TMD sederhana. Hal tersebut terlihat jelas bahwa untuk menyimpan biaya dan tempat, sebuah TMD yang lebih kecil dapat diterapkan.

Pada tahun 2011, Anooshiravan Farshidianfar dan Saeed Soheili melakukan penelitian mengenai pengoptimalan TMD

untuk osilasi gempa bumi pada bangunan tinggi yang mempertimbangkan efek struktur tanah. Gempa bumi yang dianalisa adalah gempa bumi terjadi di Tabas (Iran) sebesar 7.7 skala richter dan Kobe (Jepang) sebesar 6.7 skala richter. Tujuan dari penelitian ini adalah mengurangi nilai perpindahan maksimum dan percepatan di tiap lantai bangunan karena gempa bumi dengan masing-masing kondisi permukaan tanah. Untuk struktur tanah yang digunakan adalah tanah lunak, *medium soil*, dan tanah padat.



Gambar 2.6 Konfigurasi regangan bangunan tinggi. [5]

Dari gambar 2.7 menunjukkan bangunan dengan banyak lantai yang massa setiap lantai dinotasikan M_i dan momen inersianya I_i . Sedangkan, untuk massa dan momen inersia pondasi M_0 dan I_0 . Konstanta pegas dan peredam antara lantai dinotasikan K_i dan C_i . Sedangkan, untuk parameter massa, konstanta pegas, dan peredam dari TMD dinotasikan M_{TMD} , K_{TMD} , dan C_{TMD} . Peredam dari swaying and rocking dashpots dinotasikan dengan C_s dan C_r . Sedangkan, konstanta pegasnya dinotasikan K_s dan K_r . Catatan waktu dari perpindahan dan rotasi pondasi didefinisikan X_0 dan θ_0 . Perpindahan untuk setiap lantai dinotasikan X_i .

Tabel 2.4 Parameter Struktur Bangunan

No. of stories	40
Story height (Z_i)	4 m
Story mass (M_i)	9.8×10^5 kg
Story moment of inertia (I_i)	1.31×10^8 kgm ²
Story stiffness (K_i)	$K_1 = 2.13 \times 10^9$ N/m $K_{40} = 9.98 \times 10^8$ N/m $K_{40} \leq K_i \leq K_1$
Foundation radius (R_0)	20 m
Foundation mass (M_0)	1.96×10^6 kg
Foundation moment of inertia (I_0)	1.96×10^8 kgm ²

Tabel 2.5 Parameter Struktur Tanah

Soil type	Swaying damping C_s (Ns/m)	Rocking damping C_r (Ns/m)	Swaying stiffness K_s (N/m)	Rocking stiffness K_r (N/m)
Soft soil	2.19×10^8	2.26×10^{10}	1.91×10^9	7.53×10^{11}
Medium soil	6.90×10^8	7.02×10^{10}	1.80×10^{10}	7.02×10^{12}
Dense soil	1.32×10^9	1.15×10^{11}	5.75×10^{10}	1.91×10^{13}

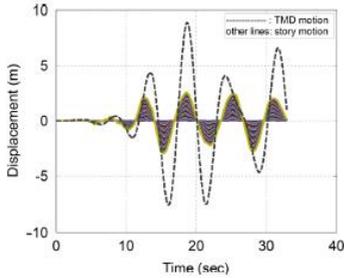
Tabel 2.6 Getaran bangunan tinggi akibat gempa Tabas

Soil type	Without TMD		With TMD		% Reduction		% Reduction for target function
	u_{\max} (m)	\ddot{u}_{\max} (m/s ²)	u_{\max} (m)	\ddot{u}_{\max} (m/s ²)	u_{\max}	\ddot{u}_{\max}	
Soft soil	4.2291	12.2094	2.9509	12.2714	30.23	0.51	23.34
Medium soil	2.6733	12.8245	1.6592	12.7974	37.93	0.21	25.70
Dense soil	2.2642	12.8148	1.4290	12.7798	36.88	0.27	23.65
Fixed base	2.0235	12.7756	1.4135	12.7507	30.14	0.19	18.54

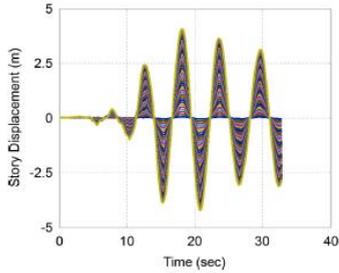
Tabel 2.7 Getaran bangunan tinggi akibat gempa Kobe

Soil type	Without TMD		With TMD		% Reduction		% Reduction for target function
	u_{\max} (m)	\ddot{u}_{\max} (m/s ²)	u_{\max} (m)	\ddot{u}_{\max} (m/s ²)	u_{\max}	\ddot{u}_{\max}	
Soft soil	0.7588	9.5493	0.6819	8.8428	10.13	7.40	8.61
Medium soil	1.0615	11.2907	0.8247	8.5901	22.31	23.92	23.14
Dense soil	1.0576	11.4019	0.8632	8.8109	18.38	22.72	20.63
Fixed base	1.0459	11.4408	0.9318	8.8322	10.90	22.8	17.12

Hasil dari simulasi penelitian ini adalah sebagai berikut :

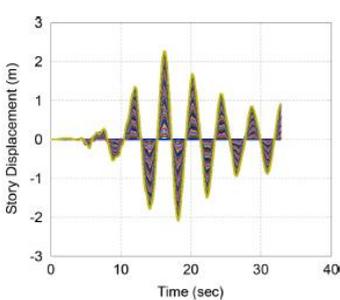


(a)

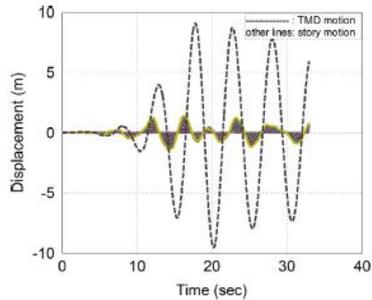


(b)

Gambar 2.7 (a) Respon waktu menggunakan TMD untuk tanah lunak (b) Respon waktu tanpa TMD untuk tanah lunak. [5]



(a)



(b)

Gambar 2.8 (a) Respon waktu tanpa TMD untuk tanah yang padat, (b) Respon waktu menggunakan TMD untuk tanah yang padat. [5]

Ant colony optimization merupakan teknik guna memperoleh nilai optimum parameter TMD, seperti nilai konstanta pegas, massa, dan kontanta peredam. Berdasarkan hasil grafik 2.8

dan 2.9 dapat disimpulkan bahwa karakteristik tanah dan penggunaan TMD mempengaruhi perpindahan di bangunan tinggi. Grafik 2.8 (a) menunjukkan bahwa penggunaan TMD untuk karakteristik *soft soil* akan mengurangi pergerakan bangunan saat terjadi gempa. Dengan kata lain, perpindahan terhadap waktu di bangunan tinggi menjadi tereduksi. Bila dibandingkan dengan grafik 2.8 (b) tanpa penggunaan TMD diperoleh perpindahan bangunan tinggi yang semakin meningkat saat diberikan gaya eksitasi lebih besar karena pergerakannya tidak diredam oleh TMD. Sedangkan, grafik 2.9 (b) menunjukkan adanya pereduksian perpindahan di bangunan tinggi terhadap waktu karena penggunaan TMD untuk karakteristik tanah padat. Pereduksian perpindahan ini terjadi akibat pergerakan bangunan tinggi saat diberikan eksitasi mampu diredam energinya oleh TMD. Bila dibandingkan dengan grafik 2.9 (a) menjelaskan bahwa bangunan tinggi tanpa TMD akan diperoleh nilai perpindahan terhadap waktu yang lebih besar. Hal ini karena tidak ada peredaman yang dilakukan terhadap bangunan tinggi saat diberikan eksitasi. Berdasarkan grafik yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa sistem TMD sangat efektif dalam melakukan peredaman di bangunan tinggi saat terjadi eksitasi berupa gempa bumi. Selain itu, karakteristik tanah padat pada bangunan tinggi yang menggunakan TMD meredam pergerakan lebih besar dibandingkan *soft soil* pada bangunan tinggi yang juga menggunakan TMD.

2.2 Turbin Angin

2.2.1 Definisi dan Jenis

Turbin angin adalah alat yang mampu mengubah energi kinetik angin menjadi energi mekanik. Energi mekanik digambarkan saat input berupa angin memutar sudu-sudu turbin angin dan selanjutnya menggerakkan generator. Generator yang bergerak lalu mampu menghasilkan listrik. Ketinggian instalasi turbin angin dapat mempengaruhi besarnya daya yang dihasilkan oleh sistem tersebut. Hal ini berkaitan dengan meningkatnya kecepatan angin yang timbul seiring dengan bertambahnya

ketinggian instalasi turbin angin. Semakin besar input yang diberikan ke sistem maka semakin besar pula output yang dihasilkan. Saat sistem menerima input yang berupa kecepatan angin maka akan ada proses peredaman yang dilakukan oleh menara turbin angin. Proses peredaman ini bertujuan untuk mengurangi getaran berlebih yang terjadi pada sistem. Jenis turbin angin ada 2 (dua), yaitu turbin angin horizontal dan turbin angin vertikal. Turbin angin horizontal adalah turbin angin yang memiliki rotor, generator, dan komponen-komponen pendukung di puncak menara dengan putaran *blade* kearah vertikal. Sedangkan, turbin angin vertikal adalah turbin angin yang memiliki poros rotor kearah vertikal dengan komponen-komponen pendukung seperti generator dekat dengan permukaan tanah. Putaran *blade* turbin angin tipe ini adalah horizontal.

Tabel 2.8 Klasifikasi angin berdasarkan kecepatan dalam berbagai satuan

kelas angin	kecepatan angin m/d	kecepatan angin km/jam	Kecepatan angin knot/jam
1	0.3~1.5	1~5.4	0.58 - 2.92
2	1.6~3.3	5.5~11.9	3.11 - 6.42
3	3.4~5.4	12.0~19.5	6.61 - 10.5
4	5.5~7.9	19.6~28.5	10.7 - 15.4
5	8.0~10.7	28.6~38.5	15.6 - 20.8
6	10.8~13.8	38.6~49.7	21 - 26.8
7	13.9~17.1	49.8~61.5	2.7 - 33.3
8	17.2~20.7	61.6~74.5	33.5 - 40.3
9	20.8~24.4	74.6~87.9	40.5 - 47.5
10	24.5~28.4	88.0~102.3	47.7 - 55.3
11	28.5~32.6	102.4~117.0	55.4 - 63.4
12	>32.6	>118	63.4

2.2.2 Komponen Turbin Angin

Turbin angin memiliki banyak komponen yang menyusunnya, antara lain :

- Pondasi
Komponen yang berperan menjaga kestabilan dari menara turbin angin.
- Menara
Komponen yang tidak hanya berfungsi sebagai penyangga dari nacelle dan pisau rotor, tetapi menara juga harus mampu menyerap beban statik yang besar dari angin. Secara umum, konstruksi menara yang digunakan adalah *tubular steel* atau *tubular concrete*.
- Nasel (Nacelle)
Komponen yang berfungsi melindungi generator, gearbox, rem, control, dan *yawing* sistem pada turbin angin.
- Pisau Rotor
Komponen turbin angin yang terdiri dari sudu-sudu dan hub. Komponen ini memiliki fungsi menerima energi kinetik dari angin dan merubahnya menjadi energi mekanik.
- Hub
Komponen yang berfungsi menghubungkan sudu-sudu turbin angin dengan poros utama.

2.2.3 Menara Turbin Angin

Menara turbin angin memiliki peran penting dalam menopang sistem secara keseluruhan agar dapat beroperasi dengan baik. Menara turbin angin memiliki beberapa jenis, antara lain :

- Guyed Tower
Menara jenis ini umumnya menggunakan tiga atau empat kabel baja yang terpasang dari bagian atas menara hingga tertanam di permukaan tanah. Biaya yang dibutuhkan mahal, tetapi ini adalah pilihan yang tepat untuk turbin angin berskala kecil. Hal yang perlu diperhatikan adalah menara jenis ini membutuhkan jarak karena kabel baja tadi membentang melebihi dasar menara.

➤ Lattice Tower

Jenis menara ini lebih baik dari jenis lain karena menggunakan material yang lebih sedikit dan bobot yang lebih ringan. Biaya awal untuk membangun menara untuk jenis ini lebih kecil daripada menara berbentuk tabung (tubular tower) karena membutuhkan material yang lebih sedikit untuk kekakuan yang sama. Meskipun biaya awal material lebih rendah, namun biaya perakitan dan perawatan lebih besar karena setiap baut yang dikencangkan harus sesuai spesifikasi dan dicek secara periodik.

➤ Tubular Tower

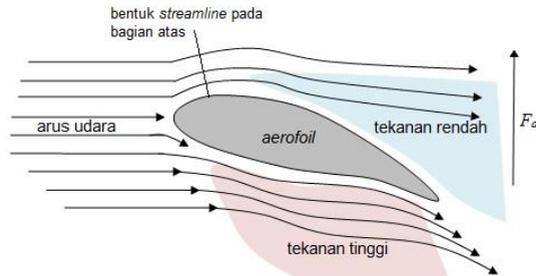
Jenis menara ini memiliki daerah tertutup bagian dalam (berongga) yang berfungsi sebagai akses untuk perawatan saat kondisi cuaca buruk. Selain itu, juga berfungsi sebagai tempat komponen-komponen listrik. Kelebihan yang dimiliki adalah biaya perawatan yang lebih rendah, meskipun biaya material awal lebih tinggi daripada jenis menara *lattice*.

➤ Hybrid Concrete dan Tubular Steel Tower

Jenis menara ini menggunakan beton untuk bagian paling bawah dan baja untuk bagian paling atas. Kelebihan dari menara ini adalah pengangkutan dan instalasi dapat ditangani menggunakan peralatan konvensional.

2.2.4 Gaya Turbin Angin

Input berupa kecepatan angin mengenai *blade* dari turbin angin. Pada *blade* turbin angin akan terjadi tegangan geser pada permukaannya ketika berkontak dengan udara. Bila diperhatikan seluruh permukaan salah satu *blade* maka akan terlihat bahwa kedua permukaan memiliki bentuk yang tidak simetris sehingga membentuk pola aerodinamik.



Gambar 2.9 Gaya aerodinamik *blade* turbin angin.

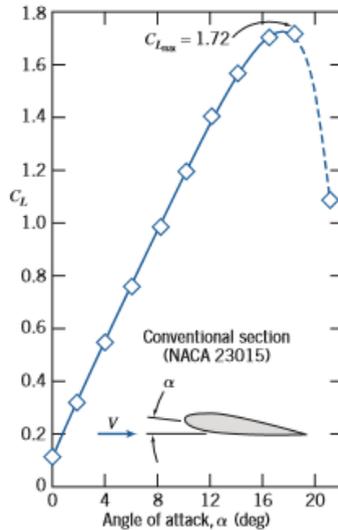
Distribusi tegangan geser pada permukaan *blade* ini direpresentasikan dengan gaya tekan (*drag*). Gaya *drag* ini memiliki arah yang sejajar dengan arah aliran fluida. Sedangkan gaya angkat (*lift*) memiliki arah yang tegak lurus dari arah aliran fluida. Gaya *drag* merupakan gaya yang berasal dari energi angin yang memberikan dorongan lurus *blade* searah dengan arah angin. Sedangkan, untuk gaya lain berupa gaya *lift* selalu bekerja pada sudut airfoil yang mengarahkan *blade* terangkat akibat gerak angin. Gaya *lift* ini dipengaruhi oleh bentuk *blade*, luas permukaan bidang sentuh, dan kecepatan angin yang mengenai sistem.

$$F_o = \frac{1}{2} C_L \rho V^2 A \quad (2.13)$$

Keterangan :

- F_o : gaya *lift* (N)
 C_L : koefisien *lift*
 ρ : massa jenis udara (kg/m³)
 V : kecepatan awal angin (m/s)
 A : luas daerah sapuan angin (m²)

Adapun, nilai koefisien angkat (C_L) dapat diperoleh melalui grafik C_L terhadap sudut serang aliran dari angin yang berkontak dengan *blade* tipe airfoil (NACA 23015).



Gambar 2.10 Koefisien lift versus sudut serang aliran. [6]

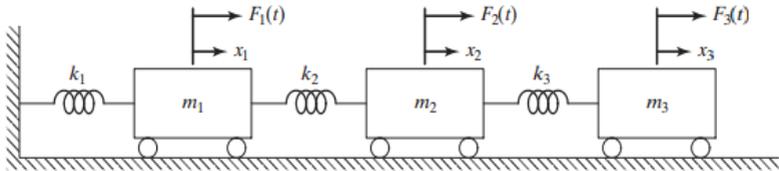
2.3 Dasar Teori Mekanika Getaran

2.3.1 Getaran

Getaran didefinisikan sebagai gerakan bolak balik dari suatu benda dari titik awalnya melalui titik setimbangnya. [6]. Parameter dari getaran adalah massa (m), kekakuan (k), dan peredam (c). Massa dan kekakuan adalah potensi untuk terjadinya getaran, sedangkan peredam adalah potensi untuk meredam getaran. Getaran dapat diklasifikasikan berdasarkan gangguannya, derajat kebebasan, sistem getarnya. Getaran berdasarkan gangguannya dibedakan menjadi getaran bebas dan getaran paksa. Getaran paksa merupakan getaran yang terjadi pada sistem disebabkan oleh gaya eksitasi periodik yang bekerja kontinu sebagai fungsi waktu. Sedangkan, getaran berdasarkan derajat kebebasannya dibedakan menjadi getaran derajat satu, dua, dan n derajat sesuai dengan banyaknya koordinat bebas. [7]

Forced Multi DOF Vibration

Forced multi dof vibration adalah peristiwa getaran yang terjadi pada suatu sistem *multi dof* yang disebabkan adanya gaya eksternal. Sistem derajat kebebasan ganda merupakan sistem yang memiliki beberapa komponen massa yang dihubungkan oleh elemen pegas yang masing-masing berjumlah lebih dari dua. Analisa getaran *multi dof* merupakan analisa yang sering digunakan karena fenomena di dunia nyata kebanyakan merupakan sistem dengan *multi dof*. Sistem *forced multi dof vibration* dapat dimodelkan pada gambar 2.12.



Gambar 2.11 Skema *forced multi dof vibration*.^[7]

Dari gambar 2.12 maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i \quad (2.12)$$

Persamaan 2.12 di atas terdiri dari $i=1$, $i=2$ dan $i=3$ sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix},$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix},$$

$$[F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

Dengan menyubstitusikan persamaan 2.12 ke persamaan 2.13, maka akan didapatkan:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

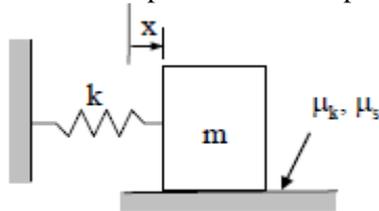
2.3.2 Redaman

Redaman adalah suatu bentuk gaya perlawanan dari suatu sistem struktur yang mengalami getaran. Perlawanan gaya tersebut timbul sebagai akibat dari pelepasan energi yang mengkondisikan apabila suatu sistem mengalami getaran maka sistem tersebut akan kembali untuk diam. Oleh karena itu, redaman merupakan suatu keadaan dimana terjadi pelepasan energi pada suatu sistem yang bergetar hingga cenderung kembali untuk diam. Pada umumnya, energi getaran dikonversi menjadi panas atau suara. Pengurangan energi ataupun respon (seperti perpindahan pada sistem) akan menurun karena hal tersebut.^[6]

Berikut beberapa jenis redaman, yaitu :

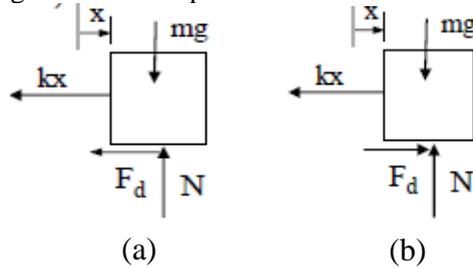
- *Viscous Damping* merupakan mekanisme redaman yang paling sering digunakan dalam analisa getaran. Saat sistem mekanis bergetar dalam media fluida (seperti udara, gas, air, atau oli), perlawanan dari fluida terhadap sistem inilah yang menyebabkan energi terdisipasi. Jumlah energi yang terdisipasi bergantung beberapa faktor, yaitu bentuk dan ukuran massa yang bergetar, viskositas fluida, frekuensi getaran, dan kecepatan massa tersebut bergetar. Dalam viscous damping, gaya redam sebanding dengan kecepatan massa bergetar.
- *Coulomb or Dry-Friction Damping* merupakan gaya redam besarnya konstan tetapi berlawanan arah dengan gerak massa yang bergetar. Hal ini disebabkan oleh

gesekan antara menggosok permukaan yang baik kering atau pelumasan cukup. Coulomb damping diilustrasikan



Gambar 2.12 Skema coulomb damping.

Analisa untuk gambar 2.12 seperti berikut :



Gambar 2.13 *Free body diagram* untuk coulomb damping.

Persamaan untuk 2.13 (a) untuk $\dot{x} > 0$ (kearah kanan)

$$m\ddot{x} + kx = -Fd \quad (2.15)$$

Persamaan untuk 2.13 (b) $\dot{x} < 0$ (kearah kiri)

$$m\ddot{x} + kx = Fd \quad (2.16)$$

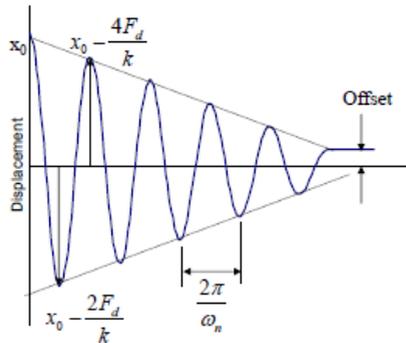
Berdasarkan persamaan 2.15 dan 2.16 bila digabungkan menjadi satu persamaan ($N = mg$)

$$m\ddot{x} + \mu_k mg \operatorname{sgn}(\dot{x}) + kx = 0 \quad (2.17)$$

Keterangan :

μ_k = koefisien gesek antara dua material

Untuk sgn (y) merupakan fungsi signum. Memiliki nilai 1 untuk $y > 0$, -1 untuk $y < 0$, dan 0 untuk $y = 0$. Berdasarkan persamaan 2.17 dan 2.18 diperoleh grafik perpindahan terhadap waktu.



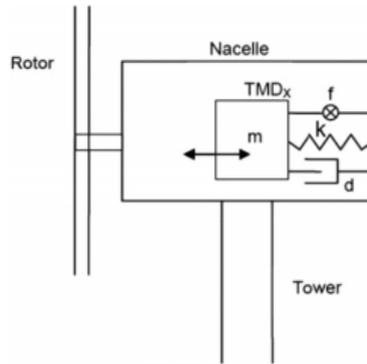
Gambar 2.14 Pergerakan massa dengan coulomb damping.

Nilai koefisien gesek, μ antara metal dan metal (*lubricated*) mendekati 0,1, koefisien gesek, μ metal dan metal (*unlubricated*) mendekati 0,3. Sedangkan koefisien gesek, μ antara *rubber* dan metal mendekati 1.

2.3.3 Tuned Mass Damper atau DVA (Dynamic Vibration Absorber)

TMD adalah alat penyerap energi yang model peredamannya terdiri dari massa sekunder yang ditempatkan di atas struktur utama menggunakan elemen pegas dan peredam. Pengaplikasian TMD dilakukan dengan 2 (dua) jenis yaitu *Single* TMD dan *multi* TMD. Namun, untuk penelitian ini digunakan model *single* TMD. Tujuan dari penggunaan TMD adalah mengurangi getaran yang tidak diinginkan. Penggunaan TMD secara efisien dapat mereduksi respon getaran struktur atau sistem eksitasi harmonik atau angin. [8]. Dengan kata lain, TMD

menyerap energi kinetik dari sistem yang berayun. Secara luas penggunaannya diaplikasikan pada bangunan tinggi, jembatan, dan menara.



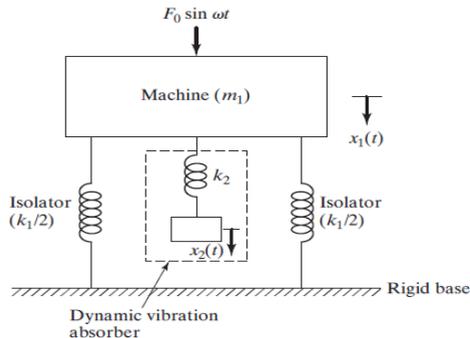
Gambar 2.15 Kostruksi TMD di turbin angin. ^[9]

Frekuensi peredam dipasang pada frekuensi struktur tertentu sehingga ketika frekuensi tersebut bekerja, peredam akan beresonansi diluar *phase* dengan pergerakan struktur. Energi didisipasikan oleh gaya inersia peredam pada struktur. ^[9]. Konsep TMD pertama kali diaplikasikan oleh Frahm untuk mengurangi pergerakan putar pada kapal. TMD dapat diaplikasikan untuk *single degree of freedom* atau *multi degree of freedom*. Tingkat keefektifan TMD bergantung pada rasio massa (TMD dengan sistem utama), rasio frekuensi (TMD dengan sistem utama yang idealnya bernilai satu), dan rasio peredaman yang merepresentasikan seberapa baik peredam mendisipasi energi. Pengurangan respon yang maksimum pada struktur utama diperoleh ketika rasio peredaman dan frekuensi dari sistem TMD sampai pada nilai optimalnya. Material dari TMD biasanya terbuat dari *steel*, *rubber*, dan beton.

TMD juga disebut dengan DVA (Dynamic Vibration Absorber). Sebuah alat kontrol untuk meredam getaran dinamik

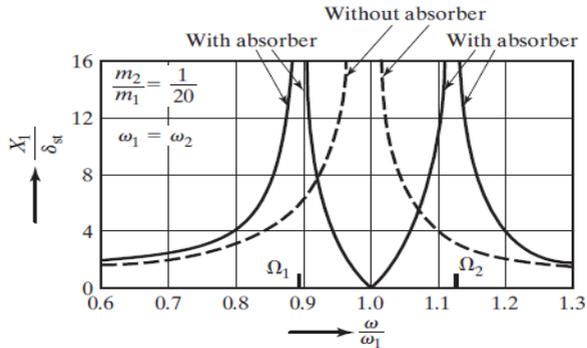
yang bergerak secara bersama-sama dengan sistem utama guna membantu meredam getaran yang terjadi. DVA dimodelkan dengan adanya penambahan elemen massa, pegas, dan damper pada sistem utama. Pemasangan massa dari DVA di massa utama menghasilkan sistem dengan 2 DOF (Degree Of Freedom) sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. Penggunaan DVA pada sistem utama akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian sehingga menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Hal tersebut yang menjadi peran DVA dalam mereduksi getaran. DVA banyak digunakan untuk mesin yang bekerja pada kecepatan konstan karena DVA terpasang pada satu frekuensi tertentu dan efektif hanya melalui pita sempit dari frekuensi.

2.3.3.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber



Gambar 2.16 Skema undamped dynamic vibration absorber.^[7]

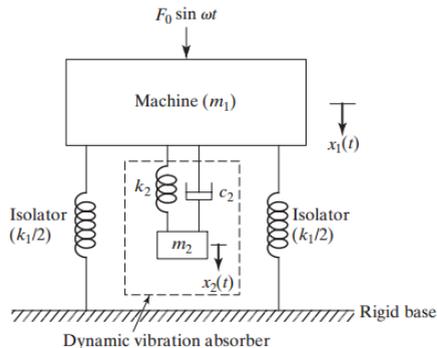
Sistem utama yang tidak menggunakan DVA akan memiliki respon getaran yang tidak tereduksi dan memiliki frekuensi natural sesuai dengan jumlah DOF (Degree of Freedom) yang dimiliki sistem. Penambahan DVA pada sistem juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek DVA terhadap rasio frekuensi natural sistem pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 Efek penggunaan DVA terhadap rasio frekuensi natural sistem.^[7]

2.3.3.2 Damped Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber tipe *damped* merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak baru sehingga mesin mengalami amplitudo yang besar saat di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*, serta mereduksi amplitude tersebut. Skema *damped dynamic vibration absorber* ditunjukkan pada gambar 2.18.



Gambar 2.18 Pengaruh dari damped dynamic vibration absorber terhadap respon dari sistem utama.^[7]

Berdasarkan gambar 2.18 diperoleh persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.20)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$\begin{aligned} x_j(t) &= X_j e^{i\omega t} \\ j &= 1,2 \end{aligned}$$

Sehingga amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.21)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i c_2 \omega)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)} \quad (2.22)$$

Nilai X_1 dan X_2 pada persamaan 2.11 dan 2.12 di atas dapat dinyatakan dalam :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2 \zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2 \zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.23)$$

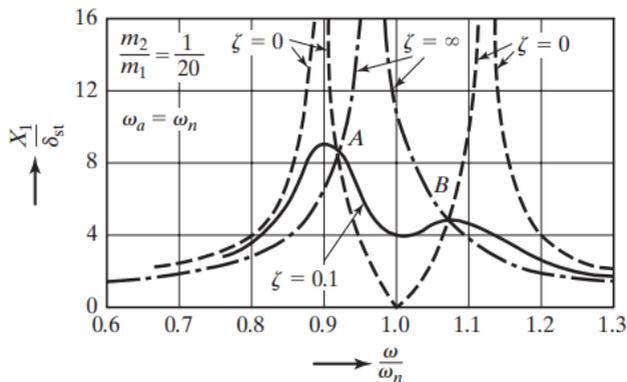
$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2 \zeta g)^2 + f^4}{(2 \zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.24)$$

Keterangan :

$$\begin{aligned} \mu &: m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main} \\ &\text{mass} \\ \delta_{st} &: F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system} \end{aligned}$$

- ω_a^2 : $k_2/m_2 =$ Square of natural frequency of the absorber
 ω_n^2 : $k_1/m_1 =$ Square of natural frequency of main mass
 f : $\omega_a / \omega_n =$ Ratio of natural frequencies
 g : $\omega / \omega_n =$ Forced frequency ratio
 cc : $2m\omega_n =$ Critical damping constant
 ζ : $c_2 / c_c =$ Damping ratio

Respon getaran pada persamaan 2.11 dibentuk ke dalam grafik untuk melihat pengaruhnya terhadap *forced frequency ratio* yang ditunjukkan pada gambar 2.13 di bawah ini.



Gambar 2.19 Pengaruh dari damped dynamic vibration absorber terhadap respon dari sistem utama.^[7]

Dari grafik pada gambar 2.20 yang membahas tentang pengaruh dari *Damped Vibration Absorber* terhadap respon dari sistem utama dapat dilihat bahwa dengan penambahan *damped DVA* menghasilkan untuk nilai redaman sama dengan nol ($c_2 = \zeta = 0$), resonansi terjadi pada dua *undamped natural frequency*. Sedangkan untuk nilai redaman tidak terhingga ($\zeta = \infty$), kedua massa utama dan massa absorber menjadi sistem *single DOF*.

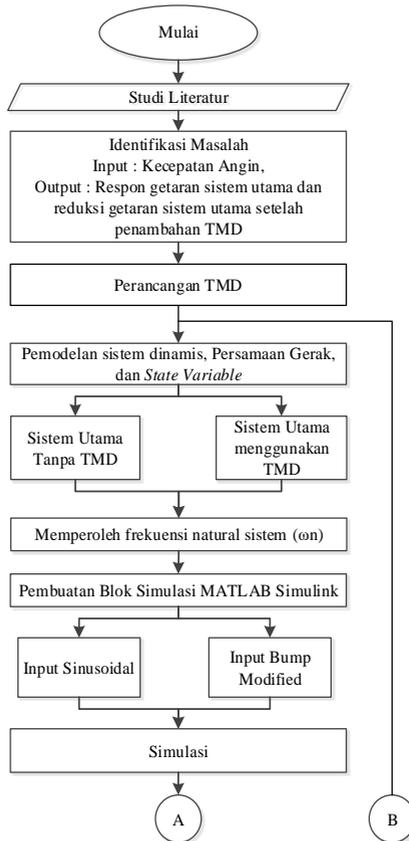
"Halaman ini sengaja dikosongkan"

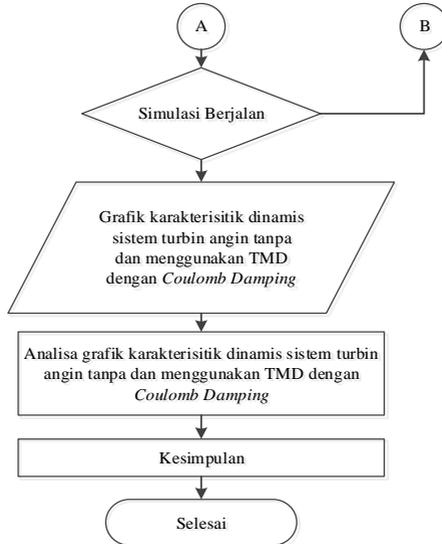
BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa amplitudo getaran, perpindahan dan percepatan menara turbin angin. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir analisis sistem turbin angin.

3.1.1 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini dibutuhkan referensi-referensi yang mampu menunjang dalam menganalisis TMD di sistem turbin angin. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Referensi untuk studi literatur diperoleh dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi, TMD, analisa turbin angin horizontal serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Nilai parameter yang digunakan diperoleh dari jurnal penelitian terdahulu dan yang berkaitan dengan penelitian tugas akhir ini.

3.1.2 Identifikasi Permasalahan

Pada tahap ini perlu mengidentifikasi masalah yang ada. Masalah yang diidentifikasi pada penelitian ini ada dua, yaitu input dan output. Input yang diberikan berupa variasi kecepatan angin yang mengenai sistem utama. Sedangkan, output yang dihasilkan dari penelitian ini adalah respon dinamis sistem menara turbin angin.

3.1.3 Pemodelan Sistem Dinamis

Pada tahap ini melakukan pemodelan sistem dinamis pada sistem yang akan dianalisa. Pemodelan dinamis dilakukan dengan menjabarkan gaya-gaya yang bekerja pada sistem. Sistem yang dimaksud adalah sistem turbin angin tanpa TMD dan sistem turbin angin menggunakan TMD dengan *coulomb damping*. Selanjutnya dari pemodelan dinamis sistem dapat diperoleh *free body diagram*. Setelah *free body diagram* didapatkan persamaan matematis setiap sistem. Berdasarkan persamaan matematis yang telah diperoleh diubah menjadi *state variable*.

3.1.4 Pembuatan Blok Simulasi MATLAB Simulink

Pada tahap ini merupakan kelanjutan dari proses sebelumnya, yaitu persamaan gerak yang diubah menjadi *state variable* yang merupakan persamaan matematis. Pembuatan blok simulasi MATLAB Simulink kemudian dimasukkan nilai parameter yang telah diperoleh dari sumber atau literatur. Persamaan *state variable* yang dihasilkan dari pemodelan dinamis kemudian diubah menjadi blok diagram simulasi dengan software MATLAB Simulink.

3.1.5 Simulasi

Pada tahap ini simulasi dilakukan setelah pembuatan blok diagram. Proses simulasi pada pemodelan sistem turbin angin tanpa TMD dan sistem setelah ditambahkan TMD dengan input yang digunakan berupa sinusoidal, outputnya adalah perpindahan (x_a), kecepatan (\dot{x}_a), dan percepatan (\ddot{x}_a) pada massa utama. Simulasi berikutnya, sistem turbin tanpa TMD dan sistem setelah

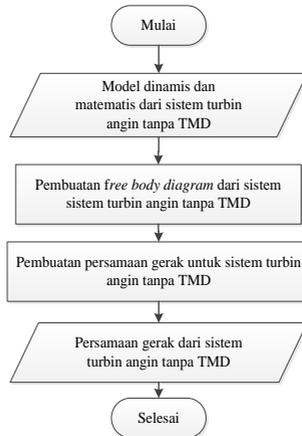
ditambahkan TMD dengan *coulomb damping*, input yang diberikan *bump modified*. Output yang dihasilkan adalah perpindahan (x_a), kecepatan (\dot{x}_a), dan percepatan (\ddot{x}_a) pada menara turbin angin. Simulasi bisa berjalan jika tidak terjadi kesalahan dan dilanjutkan dengan memasukkan variasi input berupa kecepatan angin yang mengenai sistem. Apabila simulasi tidak berjalan maka dilakukan pengecekan ulang yaitu pemodelan sistem dinamis.

3.1.6 Analisa Grafik dan Karakteristik Dinamis Sistem

Grafik dan karakteristik dinamis sistem turbin angin yang diperoleh secara umum dari simulasi ini adalah berupa grafik perpindahan, kecepatan dan percepatan sistem terhadap waktu. Grafik ini diperoleh karena pengaruh variasi input berupa kecepatan angin yang mengenai sistem dan variasi massa dan konstanta pegas TMD dengan nilai gaya gesek konstan.

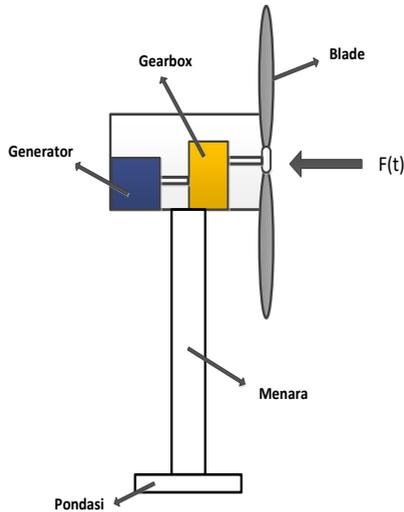
3.2 Sistem Turbin Angin Tanpa TMD

3.2.1 Pemodelan Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Tanpa TMD

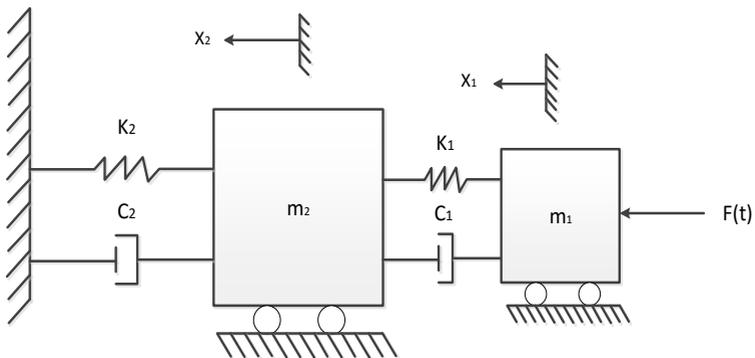


Gambar 3.2 Diagram alir pembuatan persamaan gerak sistem turbin tanpa TMD.

Pada pemodelan dinamis ini menggambarkan sistem turbin angin yang nyata tanpa TMD ke dalam bentuk sketsa sederhana. Saat besarnya beban dari kecepatan angin mengenai *blade* maka akan memberikan efek getar ke menara turbin angin.



Gambar 3.3 Model skematik sistem turbin angin tanpa TMD.

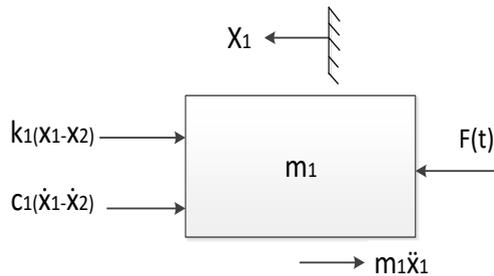


Gambar 3.4 Pemodelan dinamis turbin angin tanpa TMD.

Sistem dari pemodelan yang digunakan dalam sistem turbin angin tanpa TMD ini adalah pemodelan dua derajat kebebasan (2 DOF). Pada gambar 3.4 menunjukkan model menara

turbine angin yang ditandai dengan adanya perpindahan sebesar x_2 karena pengaruh beban input kecepatan angin. Sedangkan, perpindahan oleh massa *blade* ditandai dengan x_1 . Nilai perpindahan x_1 lebih besar daripada x_2 karena m_1 menerima beban input yang lebih besar. Sedangkan, untuk pemodelan matematis diperoleh persamaan dari *free body diagram* sistem yang akan dianalisa. Selanjutnya, dari persamaan matematis diubah menjadi bentuk *state variable*.

Untuk, *free body diagram* dan persamaan massa *blade* (m_1)



Gambar 3.5 Model matematis dan free body diagram untuk massa blade.

$$\Sigma F_x = m_1 \ddot{x}_1$$

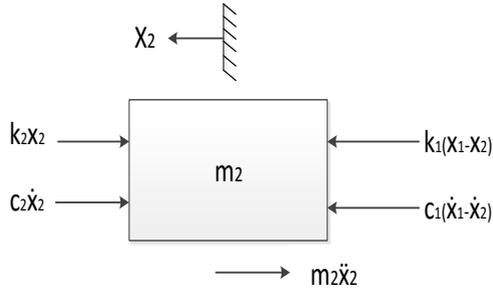
$$F(t) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (3.1)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 3.1 yaitu :

$$\dot{x}_1 = v_1$$

$$\dot{v}_1 = \frac{1}{m_1} [(F(t) - c_1(v_1 - v_2) - k_1(x_1 - x_2))]$$

Sedangkan, untuk free body diagram dan persamaan massa *nacelle* dan menara turbin angin (m_2).



Gambar 3.6 Model matematis dan free body diagram untuk massa menara turbin angin.

$$\Sigma F_x = m_2 \ddot{x}_2$$

$$c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) - c_2\dot{x}_2 - k_2x_2 = m_2\ddot{x}_2 \quad (3.2)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 3.2 yaitu :

$$\dot{x}_2 = v_2$$

$$\dot{v}_2 = \frac{1}{m_2} [c_1(v_1 - v_2) + k_1(x_1 - x_2) - c_2\dot{x}_2 - k_2x_2]$$

Keterangan :

- k_1 : konstanta kekakuan *blade* (N/m)
- k_2 : konstanta kekakuan menara dan *nacelle* (N/m)
- c_1 : konstanta redaman dari *blade* (N.s/m)
- c_2 : konstanta redaman dari menara dan *nacelle* (N.s/m)
- m_1 : massa *blade* (kg)
- m_2 : massa menara turbin angin dan *nacelle* (kg)

3.2.2 Pembuatan Blok Simulasi MATLAB Simulink Sistem Tanpa TMD

Pembuatan blok simulasi di MATLAB Simulink adalah tahap lanjut dari persamaan gerak dan *state variable* sistem yang telah diperoleh berdasarkan pemodelan dinamis dan matematis. Selain itu, dibutuhkan parameter-parameter untuk mendukung simulasi MATLAB Simulink. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi sistem turbin angin TMD di turbin angin WES80 :

Tabel 3.1 Parameter sistem turbin angin tanpa menggunakan TMD.

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa <i>blade</i>	1.100 kg	m_1
Konstanta pegas <i>blade</i>	52.681 N/m	k_1
Konstanta redam <i>blade</i>	200 N.s/m	c_1
Massa menara dan <i>nacelle</i>	10.020 kg	m_2
Konstanta pegas menara dan <i>nacelle</i>	1.080.000 N/m	k_2
Konstanta peredam menara dan <i>nacelle</i>	1.000 N.s/m	c_2

Adapun nilai-nilai parameter pada tabel 3.1 diperoleh dari data spesifikasi turbin angin tipe WES80 serta analisa sederhana. Untuk nilai massa *blade* (m_1), massa menara dan *nacelle* (m_2) diperoleh dari data spesifikasi berikut :

	Subject	Dec. No.
	WES80 Technical Specifications	
		<ul style="list-style-type: none"> • failure anemometer or wind vane • failure in one of IPC's • grid failure • too high generator or inverter temperature • fault in yawing system
Blocking system		
rotor blocking system	pin in high speed shaft; for service purposes	
activation	manual	
WEIGHTS		
Rotor incl. blades	1.100 kg	
Nacelle excluding rotor	2.200 kg	
Control cabinet	400 kg	
Tower	7.820 kg (30 m. tower)	
MATERIAL SPECIFICATIONS		
Blades	Carbon and glass fibre reinforced epoxy	
Nacelle/rotor	Steel	
Covers	Polyester	
Tower	Steel (hot dip galvanised)	
Foundation	Concrete Block with steel anchor	

Gambar 3.7 Data spesifikasi turbin angin tipe WES80.

Sedangkan, untuk nilai konstanta redam *blade* (c_1), *nacelle* dan menara (c_2) diperoleh dari *trial error* pada simulasi MATLAB Simulink. Hal ini bertujuan agar diperoleh grafik yang sesuai saat sistem tanpa TMD. Parameter konstanta redam yang telah diperoleh tersebut kemudian digunakan saat simulasi sistem utama setelah ditambahkan TMD. Parameter dari konstanta pegas *blade* dan menara diperoleh melalui analisa cantilever beam. Analisa cantilever beam dianggap lebih sesuai untuk memperoleh nilai konstanta pegas karena kondisi sesungguhnya untuk *blade* dan menara turbin angin mengalami *fixed* di salah satu sisi. Sedangkan, untuk sisi lainnya mengalami bending akibat gaya eksitasi dari kecepatan angin. Perumusan untuk nilai konstanta pegas sebagai berikut :

$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (3.3)$$

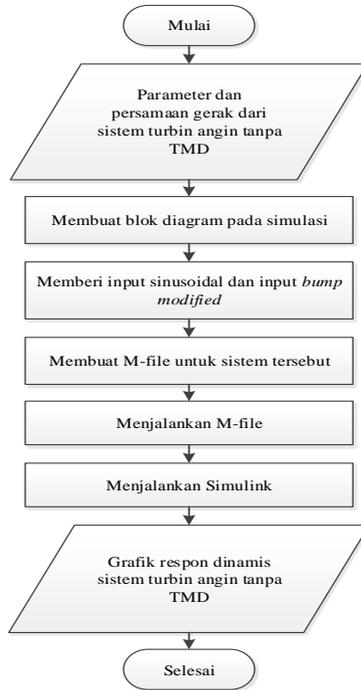
Keterangan :

E : Modulus Elastisitas (N/m^2)

I : Momen Inersia (m^4)

L : Panjang objek yang terkena gaya (m)

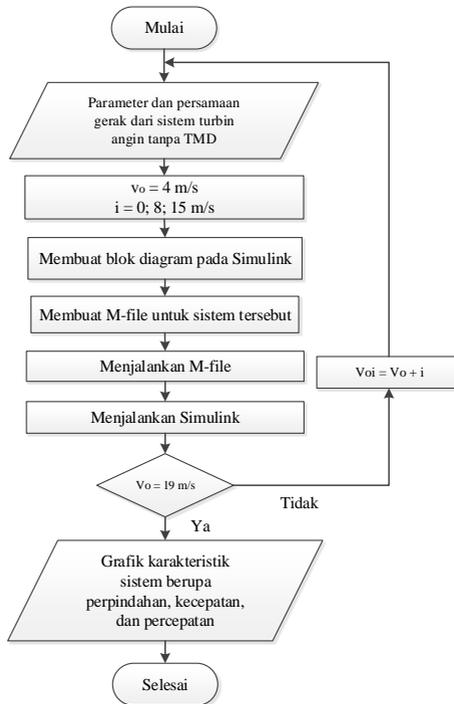
Setelah mendapatkan nilai parameter yang dibutuhkan untuk simulasi. Input yang diberikan untuk simulasi ini berupa *sinusoidal input* dan *bump modified input*. Input simulasi berupa sinusoidal karena output yang ingin dihasilkan berasal dari getaran yang harmonik. Input sinusoidal mewakili variasi dari kecepatan angin. Sedangkan, input *bump modified* merupakan output yang ingin dihasilkan berasal dari variasi kecepatan angin berupa beban *impact* ke sistem. Nilai *severity parameter* yang digunakan pada input *bump modified* ini bernilai 1.



Gambar 3.8 Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink dan simulasi dari sistem turbin angin tanpa TMD.

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.8. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input *bump modified* berupa gaya eksitasi saat kecepatan angin sebesar 4 m/s, 12 m/s, dan 19 m/s. Amplitudo sebesar 243,84 N ; 2.194,56 N ; 5.501,64 N dan frekuensi operasi 6,56 rad/s ; 8,05 rad/s ; 10,8 rad/s.

- Variasi kecepatan angin awal (v_o) yang dikonversikan menjadi beban berupa gaya *lift* (F_o) dengan nilai luasan aliran angin mengenai sistem yang konstan (A) sebesar 254 m^2 .



Gambar 3.9 Diagram alir variasi sistem turbin angin tanpa TMD.

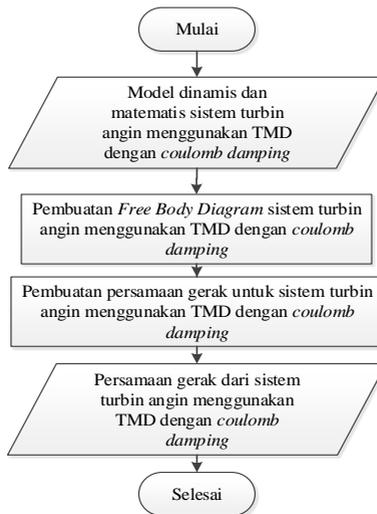
3.2.3 Analisa Grafik Sistem Tanpa TMD

Berdasarkan simulasi sistem turbin angin tanpa TMD akan diperoleh grafik karakteristik dinamis sistem berupa grafik perpindahan, kecepatan dan percepatan terhadap waktu. Grafik ini diperoleh atas input sinusoidal dan *bump modified* dengan

memodifikasi blok diagram pada MATLAB Simulink. Grafik-grafik tersebut dianalisis untuk mengetahui respon getaran sistem turbin angin akibat beban *impact* dari angin yang mengenai sistem terutama bagian *blade* dan akibat gaya eksitasi oleh angin yang memiliki kecepatan berubah-ubah. Selanjutnya, dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil analisis dan evaluasi yang telah dilakukan.

3.3 Sistem Turbin Angin Menggunakan TMD dengan Coulomb Damping

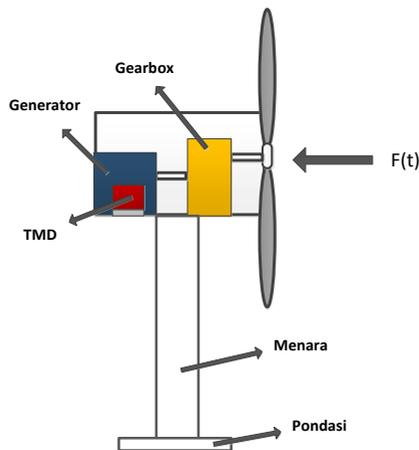
3.3.1 Pemodelan Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Menggunakan TMD dengan Coulomb Damping



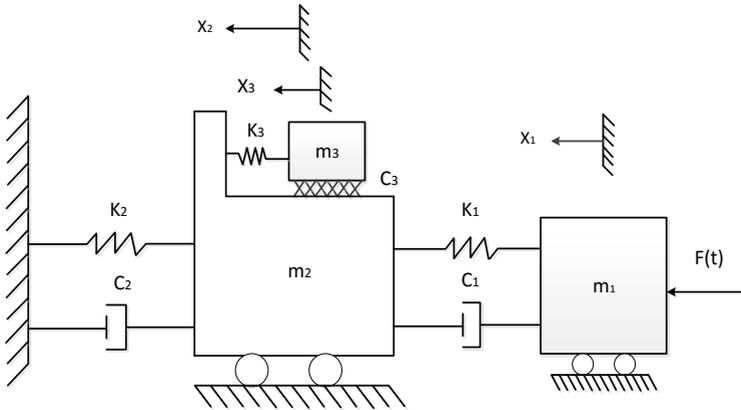
Gambar 3.10 Diagram alir pembuatan persamaan gerak sistem menggunakan TMD dengan coulomb damping.

Pemodelan ini menggambarkan besarnya getaran yang dapat diredam oleh TMD dengan *coulomb damping* berdasarkan

besarnya nilai gesekan yang dihasilkan antara permukaan TMD dengan permukaan *nacelle* turbin angin. Gesekan ini terjadi karena pergerakan dari TMD terhadap pergerakan menara turbin angin. Saat *blade* terkena beban berupa kecepatan angin maka akan memberikan efek getar ke menara turbin angin. Bergetarnya menara turbin angin ditandai dengan adanya perpindahan sebesar x_2 . Sistem dari pemodelan yang digunakan dalam sistem turbin angin menggunakan TMD dengan *coulomb damping* ini adalah pemodelan tiga derajat kebebasan (3 DOF).

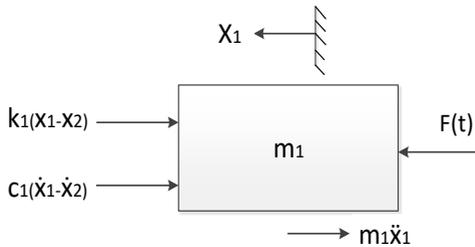


Gambar 3.11 Model skematik sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.



Gambar 3.12 Pemodelan dinamis sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.

Pada pemodelan matematis ini diperoleh persamaan dari *free body diagram* sistem yang akan dianalisa. Selanjutnya, dari persamaan matematis diubah menjadi bentuk *state variable*. Untuk, *free body diagram* dan persamaan massa *blade* (m_1).



Gambar 3.13 Model matematis dan free body diagram untuk massa blade.

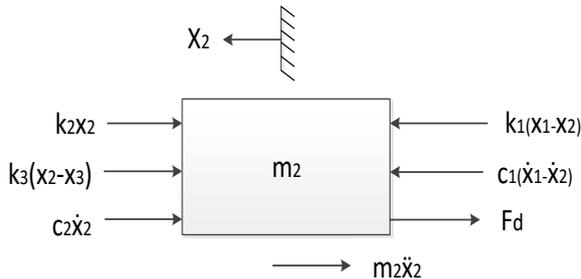
$$\Sigma F_x = m_1 \ddot{x}_1$$

$$F(t) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (3.4)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 3.3 yaitu :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= v_1 \\ \dot{v}_1 &= \frac{1}{m_1} [F(t) - c_1(v_1 - v_2) - k_1(x_1 - x_2)] \end{aligned}$$

Sedangkan, untuk free body diagram dan persamaan massa nacelle dan menara turbin angin (m_2).



Gambar 3.14 Model matematis dan free body diagram untuk massa nacelle dan menara turbin angin.

Adapun, nilai $F_d = \mu_k N$

$$\Sigma F_x = m_2 \ddot{x}_2$$

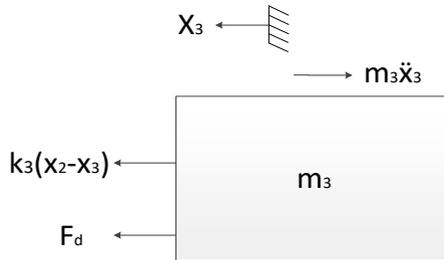
$$c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) - c_2\dot{x}_2 - k_2x_2 - F_d - k_3(x_2 - x_3) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.5)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 3.4 yaitu :

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 &= v_2 \\ \dot{v}_2 &= \frac{1}{m_2} [-F_d + c_1(v_1 - v_2) + k_1(x_1 - x_2) - c_2\dot{x}_2 - k_2x_2 - k_3(x_2 - x_3)] \end{aligned}$$

Untuk, benda bermassa m_3 yang bertranslasi dengan perpindahan sebesar x_3 yang pergerakan dari massa ini ditimbulkan oleh pergerakan massa m_2 . Adanya perpindahan oleh m_3 menyebabkan terjadinya gesekan antara m_3 dengan permukaan m_2 . Oleh karena itu, gaya gesek yang timbul adalah sumber untuk meredam getaran berlebih yang terjadi di m_2 (menara turbin angin).

Berdasarkan gambar 3.11 lalu dibuat persamaan *free body diagram* yang akan digunakan dalam pembuatan blok diagram dan simulasi. Berikut *free body diagram* untuk TMD dengan *coulomb damping*.



Gambar 3.15 Free body diagram rancangan sistem TMD dengan coulomb damping.

$$\Sigma F_x = m_3 \ddot{x}_3$$

$$F_d + k_3(x_2 - x_3) = m_3 \ddot{x}_3 \quad (3.6)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 3.5 yaitu:

$$\begin{aligned} \dot{x}_3 &= v_3 \\ \dot{v}_3 &= \frac{1}{m_3} [F_d + k_3(x_2 - x_3)] \end{aligned}$$

Keterangan :

k_1	: konstanta kekakuan <i>blade</i> (N/m)
k_2	: konstanta kekakuan menara dan <i>nacelle</i> (N/m)
k_3	: konstanta kekakuan TMD (N/m)
c_1	: konstanta redaman dari <i>blade</i> (N.s/m)
c_2	: konstanta redaman menara dan <i>nacelle</i> (N.s/m)
μ_k	: koefisien gesek TMD
m_1	: massa <i>blade</i> (kg)
m_2	: massa menara turbin angin dan <i>nacelle</i> (kg)
m_3	: massa TMD (kg)
Fd	: Gaya redam oleh TMD berupa gaya gesek (N)
N	: Gaya normal TMD (N)

3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi MATLAB Simulink Sistem Menggunakan TMD dengan Coulomb Damping

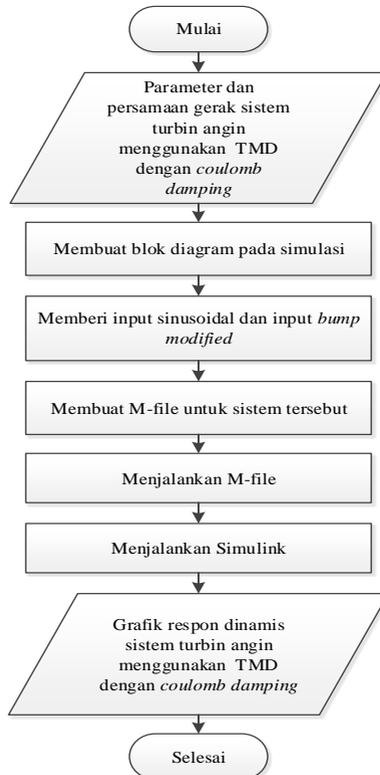
Pembuatan blok simulasi di MATLAB Simulink adalah tahap lanjut dari persamaan gerak dan *state variable* sistem yang telah diperoleh berdasarkan pemodelan dinamis dan matematis. Selain itu, dibutuhkan parameter-parameter untuk mendukung simulasi MATLAB Simulink. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi sistem menggunakan TMD dengan *coulomb damping* di turbin angin WES80 :

Tabel 3.2 Parameter sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa <i>blade</i>	1.100 kg	m_1
Konstanta pegas <i>blade</i>	52.681 N/m	k_1
Konstanta peredam <i>blade</i>	200 N.s/m	c_1

Massa menara dan <i>nacelle</i>	10.020 kg	m_2
Konstanta pegas menara dan <i>nacelle</i>	1.080.000 N/m	k_2
Konstanta peredam menara dan <i>nacelle</i>	1.000 N/m	c_2
Massa TMD	5; 7; 9% x 10.020 kg	m_3
Konstanta pegas TMD	5; 7; 9% x 1.080.000 N/m	k_3
Koefisien gesek TMD	0,1	μ

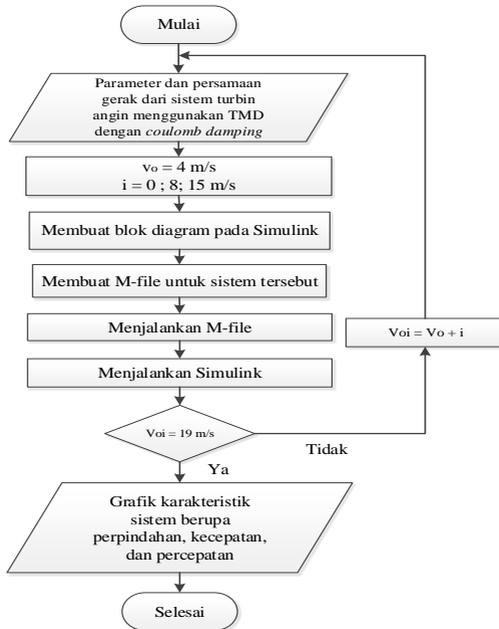
Adapun, perolehan parameter massa dan konstanta dari *blade*, *nacelle* dan menara sama seperti di subbab 3.2.2. Setelah mendapatkan nilai parameter yang dibutuhkan untuk simulasi. Input yang diberikan untuk simulasi ini berupa *sinusoidal input* dan *bump modified input*. Input simulasi berupa sinusoidal karena output yang ingin dihasilkan berasal dari getaran yang harmonik. Input sinusoidal mewakili variasi dari kecepatan angin. Sedangkan, input *bump modified* merupakan input yang dihasilkan berasal dari perubahan kecepatan angin berupa beban *impact* ke sistem. Nilai *severity parameter* yang digunakan pada input *bump modified* ini bernilai 1.



Gambar 3.16 Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink dan simulasi dari sistem turbin angin menggunakan TMD dengan coulomb damping.

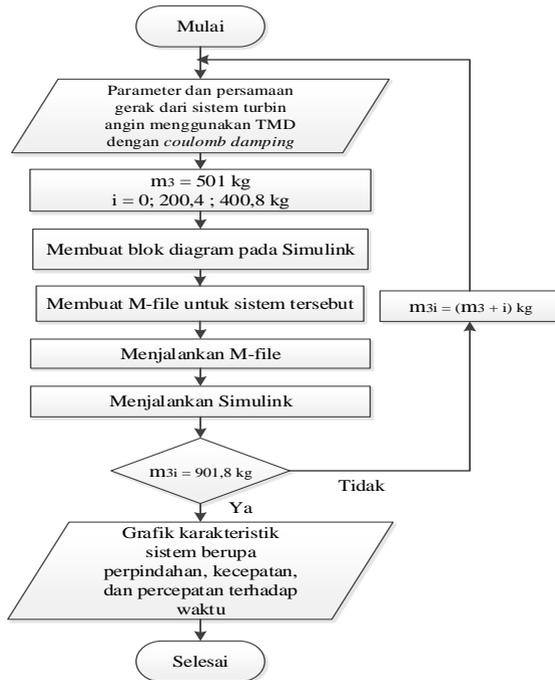
Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.15. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input *bump modified* berupa gaya eksitasi saat kecepatan angin sebesar 4 m/s, 12 m/s, dan 19 m/s dengan nilai μ yang konstan bernilai 0,1. Amplitudo sebesar 243,84 N ; 2194,56 N ; 5501,64 N dan frekuensi operasi 6,56 rad/s ; 8,05 rad/s ; 10,8 rad/s.

- Variasi kecepatan angin awal (v_0) yang dikonversikan menjadi beban berupa gaya *lift* (F_0) dengan nilai luasan aliran angin mengenai sistem yang konstan (A) sebesar 254 m^2 .

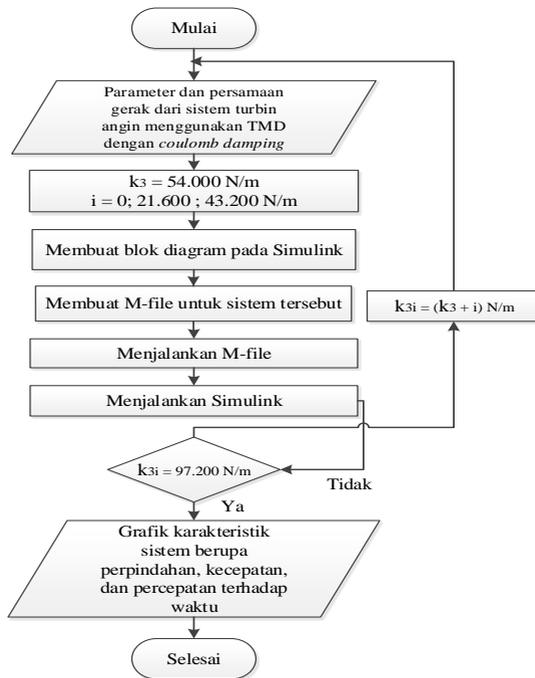


Gambar 3.17 Diagram alir variasi kecepatan angin.

- Variasi massa TMD (m_3) dengan input beban berupa gaya lift $F(t)$



Gambar 3.18 Diagram alir variasi massa TMD.



Gambar 3.19 Diagram alir variasi konstanta pegas TMD.

3.2.3 Analisa Grafik Sistem Menggunakan TMD dengan *Coulomb Damping*

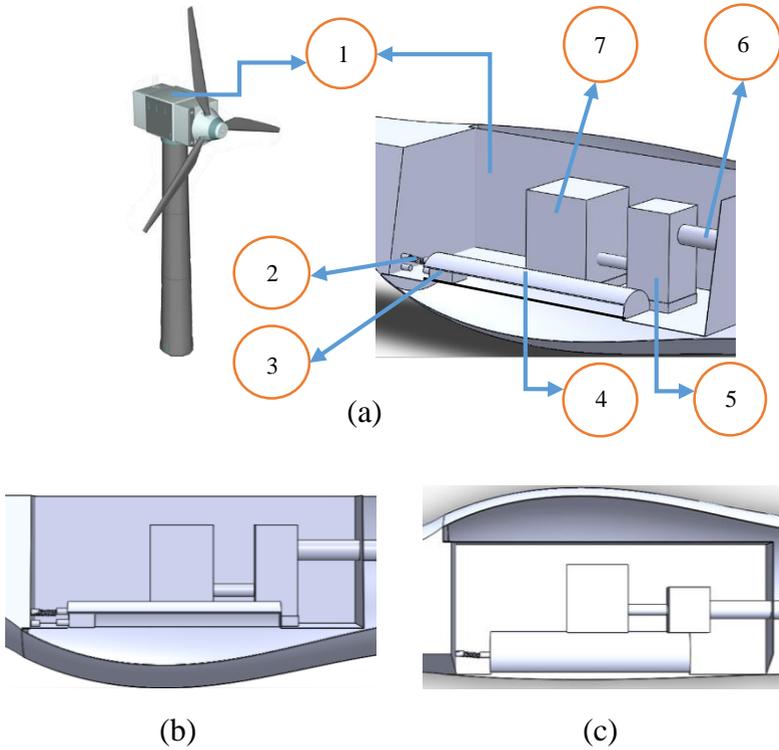
Berdasarkan simulasi sistem turbin angin menggunakan TMD akan diperoleh grafik karakteristik dinamis sistem berupa grafik perpindahan, kecepatan dan percepatan terhadap waktu. Grafik ini diperoleh atas input sinusoidal dan *bump modified* dengan memodifikasi blok diagram pada MATLAB Simulink. Grafik-grafik tersebut dianalisis untuk mengetahui respon getaran sistem turbin

angin akibat beban *impact* dari angin yang mengenai sistem terutama bagian *blade* dan akibat gaya eksitasi oleh angin yang memiliki kecepatan berubah-ubah. Selanjutnya, dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil analisis dan evaluasi yang telah dilakukan.

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

BAB IV
ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perancangan Mekanisme TMD (Tuned Mass Damper)



Gambar 4.1 Rancangan TMD (a) pengaplikasian TMD di nacelle, (b) tampak samping, (c) tampak atas.

Keterangan :

1. Nacelle / rumah
2. Pegas TMD
3. TMD (Tuned Mass Damper)
4. Housing TMD
5. Gearbox
6. Poros
7. Generator

Adapun untuk ukuran *nacelle* berukuran 6 x 2 x 2 m. Selanjutnya, TMD yang akan diaplikasikan di dalam *nacelle* adalah TMD berbentuk balok yang dimensinya diperoleh melalui nilai volume yang telah didapat terlebih dahulu melalui perumusan sederhana. Material bahan TMD terbuat dari *steel* yang memiliki nilai ρ (massa jenis) sebesar 200 GPa dan massa TMD bernilai 5%, 7%, dan 9% dari massa utama. Berdasarkan, nilai-nilai tersebut dapat diperoleh nilai volume TMD sehingga dimensi yang akan digunakan dapat ditentukan.

4.2 Pemodelan Sistem Utama dan TMD (Tuned Mass Damper)

4.2.1 Sistem Utama Tanpa TMD (Tuned Mass Damper)

Dalam penelitian ini, *degree of freedom* yang dimiliki sistem utama sebanyak 2, yaitu translasi kearah sumbu x. Gaya eksitasi dari kecepatan angin yang mengenai sistem menimbulkan getaran harmonik pada sistem utama. Pemodelan sistem utama tanpa TMD (Tuned Mass Damper) digunakan sebagai pembanding pada sistem dengan penambahan TMD.

Berdasarkan analisa gaya pada sistem tanpa TMD maka persamaan gerak translasi sistem utama sebagai berikut :

massa 1 (sistem di *blade*)

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F(t) \quad (4.1)$$

massa 2 (sistem di menara dan *nacelle*)

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = 0 \quad (4.2)$$

Persamaan 4.1 dan 4.2 dapat digunakan untuk menghitung nilai frekuensi natural dari sistem utama tanpa TMD. Perolehan nilai frekuensi natural sistem tanpa TMD sangat penting karena menjadi acuan untuk sistem utama dengan TMD mampu memecah frekuensi natural. TMD yang telah ditambahkan ke sistem utama diharapkan dapat mereduksi respon perpindahan yang terjadi di massa utama. Frekuensi natural adalah frekuensi yang dimiliki oleh sistem atau objek tanpa *damping* kemudian sistem atau objek tersebut dibiarkan berisolasi saat diberikan eksitasi. Frekuensi natural sistem utama dapat diperoleh melalui perhitungan matriks 2×2 .

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Perhitungan nilai frekuensi natural, asumsi dari nilai redaman dan gaya eksternal diabaikan. Nilai \ddot{x} diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{x} = -\lambda x$ dan $\lambda = \omega^2$ sehingga persamaan diatas menjadi

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -m_1 \omega^2 + k_1 & -k_1 \\ -k_1 & -m_2 \omega^2 + k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -1100\omega^2 + 52681 & -52681 \\ -52681 & -10021\omega^2 + 52681 + 1080000 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$ maka

$$\text{Det} \begin{bmatrix} -1100\lambda + 52681 & -52681 \\ -52681 & -10021\lambda + 52681 + 1080000 \end{bmatrix} = 0$$

$$(-1100\lambda + 52681)(-10021\lambda + 1.132.681) - (-52681^2) = 0$$

$$11,023x10^6\lambda^2 - 1773,85x10^6\lambda + 56.895,56x10^6 = 0$$

Sehingga diperoleh nilai λ_1 dan λ_2 adalah

$$\lambda_1 = 44,2225 \quad \text{maka } \omega_{n1} = 6,65 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 116,64 \quad \text{maka } \omega_{n2} = 10,80 \text{ rad/s}$$

4.2.2 Sistem Utama dengan TMD (Tuned Mass Damper)

Berdasarkan analisa gaya pada sistem TMD maka persamaan gerak translasi sistem utama sebagai berikut :

massa 1 (sistem di *blade*)

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F(t) \quad (4.3)$$

massa 2 (sistem di menara dan nasel)

$$m_2\ddot{x}_2 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2 + k_3(x_2 - x_3) = F_d \quad (4.4)$$

massa 3 (sistem TMD)

$$m_3\ddot{x}_3 - k_3(x_2 - x_3) = F_d \quad (4.5)$$

Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem utama dengan penambahan TMD. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembanding antara hasil simulasi dan perhitungan. Frekuensi natural sistem utama dapat diperoleh melalui perhitungan matriks 3×3 .

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \\ -F_d \\ F_d \end{Bmatrix}$$

Perhitungan nilai frekuensi natural, asumsi dari nilai redaman dan gaya eksternal diabaikan. Nilai \ddot{x} diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{x} = -\lambda x$ dan $\lambda = \omega^2$ sehingga persamaan diatas menjadi

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m_1 + k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & -\omega^2 m_2 + k_1 + k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & -\omega^2 m_3 + k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Metode matriks di atas merupakan analisa dasar yang digunakan untuk melihat respon sistem utama yang telah ditambahkan dengan TMD. Dibawah ini merupakan perhitungan frekuensi natural dari sistem utama berdasarkan nilai massa dan konstanta pegas TMD yang digunakan. Nilai massa dan konstanta pegas TMD yang digunakan dalam penelitian ini memiliki variasi 5%, 7%, dan 9% dari massa utama.

- a) Massa dan konstanta pegas 5%
- Massa TMD (m_3) = 5% x 10.020 kg
= 501 kg
- Konstanta Pegas TMD (k_3) = 5% x 1.080.000 N/m
= 54.000 N/m

$$\begin{bmatrix} -1100\omega^2 + 52681 & -52681 & 0 \\ -52681 & -10020\omega^2 + 52681 + 1.080.000 + 53.003,7 & -53.003,7 \\ 0 & -53.003,7 & -501\omega^2 + 53.003,7 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$ maka

$$[(k_1 - \lambda m_1)(k_1 + k_2 + k_3 - \lambda m_2)(k_3 - \lambda m_3)] - [-k_3^2(k_1 - \lambda m_1)] - [-k_1^2(k_3 - \lambda m_3)] = 0$$

$$-276.101.100 \lambda^3 + 69,56 \times 10^{10} \lambda^2 - 9454,968 \times 10^{10} \lambda + 301.567,09 \times 10^{10} = 0$$

Sehingga diperoleh nilai λ_1 , λ_2 , dan λ_3 sebagai berikut :

$$\lambda_1 = 44,0325 \quad \text{maka } \omega_{n1} = 6,63 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 89,6657 \quad \text{maka } \omega_{n2} = 9,46 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_3 = 138,3211 \quad \text{maka } \omega_{n3} = 11,76 \text{ rad/s}$$

- b) Massa dan konstanta pegas 7%
 Massa TMD (m_3) = 7% x 10.020 kg
 = 701,4 kg
 Konstanta Pegas TMD (k_3) = 7% x 1.080.000 N/m
 = 75.600 N/m

$$\begin{bmatrix} -1100\omega^2 + 52681 & -52681 & 0 \\ -52681 & -10020\omega^2 + 52681 + 1.080.000 + 71.457,15 & -71.457,15 \\ 0 & -71.457,15 & -701,4\omega^2 + 71.457,15 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$ maka

$$\begin{aligned} & [(k_1 - \lambda m_1)(k_1 + k_2 + k_3 - \lambda m_2)(k_3 - \lambda m_3)] - [-k_3^2(k_1 - \lambda m_1)] - [-k_1^2(k_3 - \lambda m_3)] = 0 \\ & -541.158.156 \lambda^3 + 101 \times 10^{10} \lambda^2 - 13.051,93 \times 10^{10} \lambda + 406558,8 \times 10^{10} = 0 \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh nilai $\lambda_{1,2}$, dan λ_3 sebagai berikut :

$$\lambda_1 = 43,9383 \quad \text{maka } \omega_{n1} = 6,62 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 84,7044 \quad \text{maka } \omega_{n2} = 9,20 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_3 = 141,2983 \quad \text{maka } \omega_{n3} = 11,88 \text{ rad/s}$$

- c) Massa dan konstanta pegas 9%
 Massa TMD (m_3) = 9% x 10.020 kg
 = 901,8 kg
 Konstanta Pegas TMD (k_3) = 9% x 1.080.000 N/m
 = 97.200 N/m

$$\begin{bmatrix} -1100\omega^2+52681 & -52681 & 0 \\ -52681 & -10020\omega^2+52681+1.080.000+88.532,91 & -88.532,91 \\ 0 & -88.532,91 & -901,8\omega^2+88.532,91 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$ maka

$$\begin{aligned} & [(k_1 - \lambda m_1)(k_1 + k_2 + k_3 - \lambda m_2)(k_3 - \lambda m_3)] - [-k_3^2(k_1 - \lambda m_1)] - [-k_1^2(k_3 - \lambda m_3)] = 0 \\ & -894.567.564 \lambda^3 + 134,20 \times 10^{10} \lambda^2 - 17.002,75 \times 10^{10} \lambda + 503.712,2 \times 10^{10} = 0 \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh nilai $\lambda_{1,2}$, dan λ_3 sebagai berikut :

$$\lambda_1 = 43,8363 \quad \text{maka } \omega_{n1} = 6,6230 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 80,5039 \quad \text{maka } \omega_{n2} = 9,1962 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_3 = 143,6018 \quad \text{maka } \omega_{n3} = 12,2468 \text{ rad/s}$$

Pada penelitian ini akan dilakukan analisa saat penambahan TMD dengan variasi massa dan konstanta pegas TMD dalam rentang 5%, 7%, dan 9%. Menggunakan metode perhitungan yang sama seperti sebelumnya maka akan diperoleh nilai natural frekuensi sistem pada kondisi seluruh variasi. Seluruh nilai tersebut ditampilkan pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Frekuensi natural sistem yang telah ditambahkan TMD

Variasi Nilai massa TMD	Massa TMD (kg)	Konstanta pegas TMD (N/m)	Frekuensi natural sistem utama tanpa TMD (rad/s)		Frekuensi natural sistem utama menggunakan TMD (rad/s)						
			wn1	wn2	wn1	wn2	wn3				
5%	501	54	6,65	10,8	6,635	9,517	11,810				
		75.6			6,638	10,098	13,165				
		97.2			6,639	10,284	14,656				
7%	701.4	54			6,65	10,8	6,620	8,369	11,376		
		75.6					6,629	9,343	12,042		
		97.2					6,632	9,809	13,000		
9%	901.8	54					6,65	10,8	6,584	7,507	11,246
		75.6							6,615	8,537	11,647
		97.2							6,623	9,196	12,246

4.3 Diagram Blok

Persamaan gerak yang telah diperoleh sebelumnya menjadi dasar pembuatan diagram blok sesuai dengan pemodelan. Proses selanjutnya diagram blok tersebut dijalankan untuk mendapatkan grafik respon yang selanjutnya akan dibahas.

4.3.1 Input Simulasi

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi pada sistem turbin angin terutama pada massa menara dan *nacelle* saat kondisi tanpa TMD dan setelah ditambahkan TMD. Simulasi yang dilakukan menggunakan dua jenis input yaitu input sinusoidal dan input bump, dimana input sinusoidal akan menghasilkan respon steady state. Sedangkan input bump akan menghasilkan respon transien. Kedua input tersebut dapat dituliskan dalam bentuk persamaan sebagai berikut :

- Input Sinusoidal

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (4.6)$$

Pada persamaan 4.6 , Y adalah amplitudo yang diperoleh dari gaya *lift*, yaitu 243,84 N, 2.194,56 N, dan 5.501,64 N. Gaya *lift* merupakan gaya ekstrim yang terjadi pada turbin angin horizontal. Oleh karena itu, besarnya amplitudo pada sistem ini diambil dari nilai gaya *lift* yang bekerja sesuai kecepatan angin. Pada input sinusoidal akan digunakan tiga frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan angin yang berbeda (4 m/s, 12 m/s, 19 m/s), ω diperoleh dari hasil interpolasi antara kecepatan angin dan frekuensi operasi di spesifikasi tipe WES80 dalam satuan rad/s.

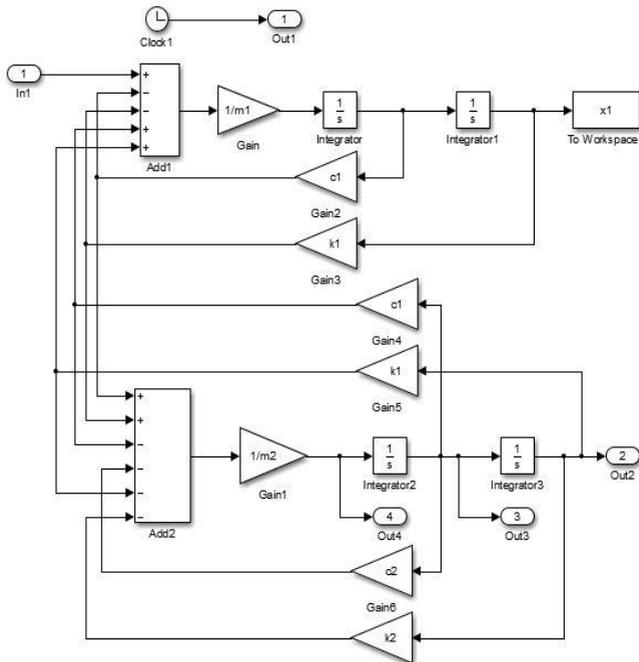
- Input Bump

$$F(t) = F_0 0.37e^2(\gamma\omega_0 t)e^{-\gamma\omega_0 t} \quad (4.7)$$

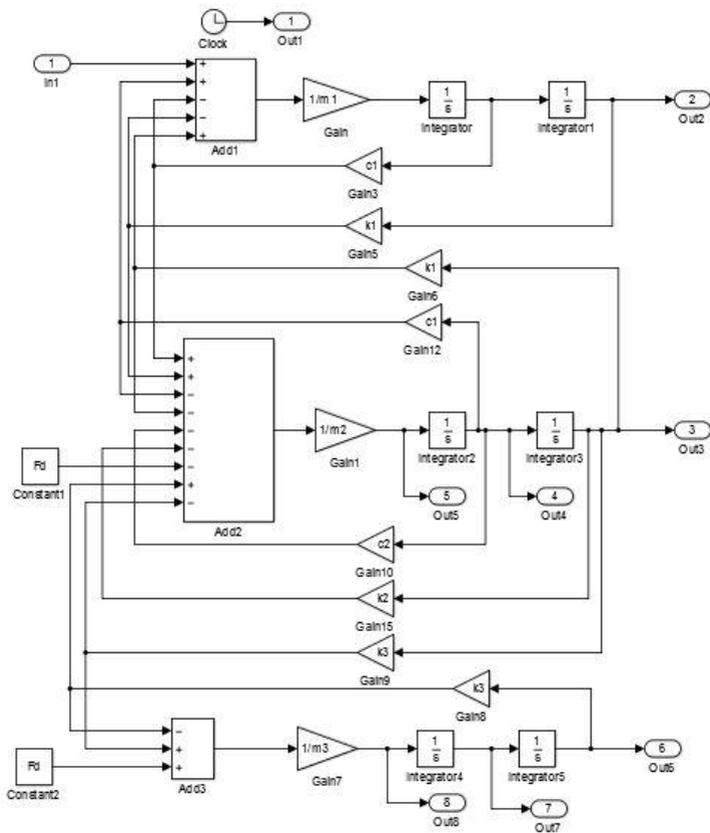
Input bump adalah input yang digunakan dengan tujuan agar diperoleh respon dinamis sistem saat terkena beban berupa *impact*. Input bump merupakan fungsi dari severity parameter (γ). Umumnya pada input bump digunakan severity parameter, yaitu 1 untuk *impact* rendah, dan 3 untuk less severe *impact* dan 5 untuk *impact* tinggi. Namun, untuk penelitian tugas akhir ini digunakan severity parameter bernilai 1 karena sistem turbin angin hanya mengalami beban *impact* yang rendah. Nilai Y pada persamaan merupakan amplitudo. Amplitudo yang digunakan untuk simulasi sama dengan amplitudo yang digunakan untuk input sinusoidal. Sedangkan ω diperoleh dari $\sqrt{(k_2/m_2)}$.

4.3.2 Diagram Blok Sistem Utama

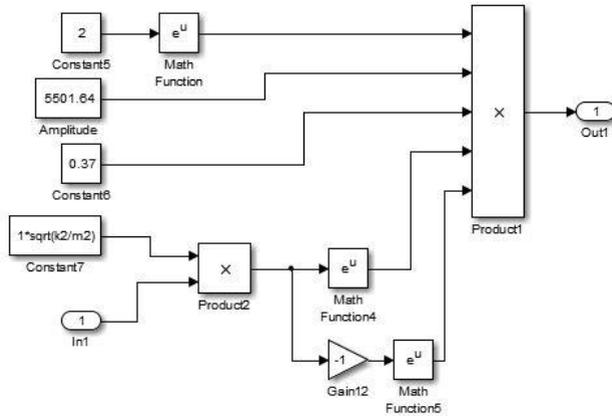
Berikut merupakan simulasi pada sistem turbin angin sebelum menggunakan TMD dan sistem yang sudah ditambahkan TMD menggunakan input sinusoidal dan input bump. Parameter yang digunakan untuk simulasi tercantum pada tabel 3.1 dan 3.2.



Gambar 4.2 Blok diagram sistem utama tanpa TMD.



Gambar 4.3 Blok diagram sistem utama setelah penambahan TMD.



Gambar 4.4 Blok diagram input bump.

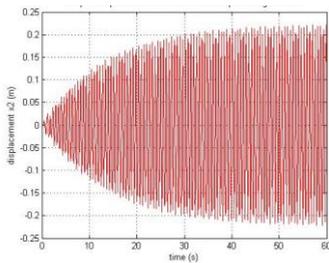
4.4 Analisa Pemodelan Sistem Utama

Dalam penelitian ini telah dilakukan pemodelan untuk sistem utama, yaitu menara dan *nacelle* turbin angin tipe WES80. Pemodelan yang dijalankan menggunakan program Simulink dalam bentuk blok diagram. Input yang diberikan berupa input sinusoidal dan input bump. Input sinusoidal mewakili input berupa kecepatan angin yang berfluktuasi secara harmonik saat mengenai sistem. Sedangkan, input bump mewakili input berupa beban *impact* yang mengenai sistem turbin angin. Input sinusoidal yang akan disimulasikan adalah nilai amplitudo dan frekuensi dari variasi kecepatan angin. Input bump yang akan disimulasikan adalah nilai amplitudo dan variasi severity parameter. Output dari simulasi ini adalah respon dinamis sistem utama saat sebelum dan sesudah penambahan TMD serta persentase reduksi perpindahan sistem utama (x_2).

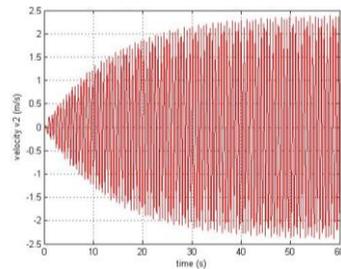
4.4.1 Pemodelan Sistem Utama Tanpa TMD

4.4.1.1 Respon Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Sistem Utama

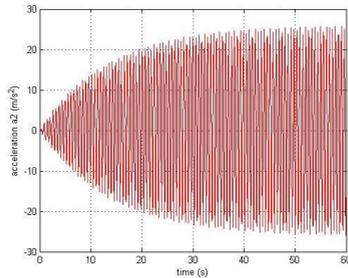
Pemodelan yang dilakukan menggunakan satu macam variasi yaitu variasi kecepatan angin. Variasi yang digunakan dalam simulasi ini adalah 4 m/s, 12 m/s, 19 m/s. Adapun, di setiap nilai kecepatan angin ini memiliki nilai gaya *lift* yang mempresentasikan nilai amplitudo dan frekuensi kerja yang diperoleh hasil interpolasi dari data spesifikasi turbin angin tipe WES80. Pemilihan variasi kecepatan tersebut mengukur seberapa efektif penggunaan TMD dengan variasi massa dan kontanta pegas di masing-masing frekuensi. Frekuensi kerja saat kecepatan angin 12 m/s adalah frekuensi saat turbin angin diberikan input kecepatan angin rata-rata. Frekuensi kerja saat kecepatan angin 19 m/s setara dengan nilai frekuensi natural sistem utama, yaitu sebesar 10,8 rad/s. Berikut merupakan hasil dari simulasi respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan massa utama yang dilakukan dengan menggunakan variasi kecepatan angin saat 19 m/s. Amplitudo sebesar 5501.64 N dan frekuensi operasi 10,8 rad/s.



(a)



(b)

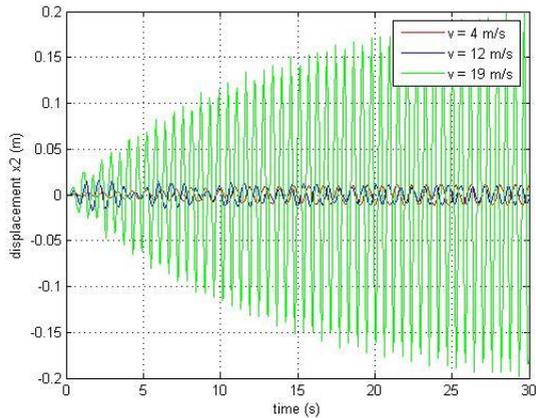


(c)

Gambar 4.5 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan dari massa utama tanpa TMD.

Grafik 4.5 merupakan grafik respon yang ditunjukkan oleh massa utama tanpa TMD yang disimulasikan pada kecepatan angin 19 m/s dan frekuensi 10,8 rad/s. Gambar 4.3(a) menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yaitu menara dan nasek yang mencapai kondisi *steady state* pada detik ke-40. Gambar 4.3 (b) menunjukkan respon kecepatan dari massa utama yang mencapai kondisi *steady state* pada detik ke-50. Sedangkan gambar 4.3 (c) menunjukkan respon percepatan dari massa utama yang berada pada kondisi *steady state* pada detik ke-50.

4.3.1.2 Respon Perpindahan Massa Utama Tanpa TMD Terhadap Variasi Kecepatan Angin



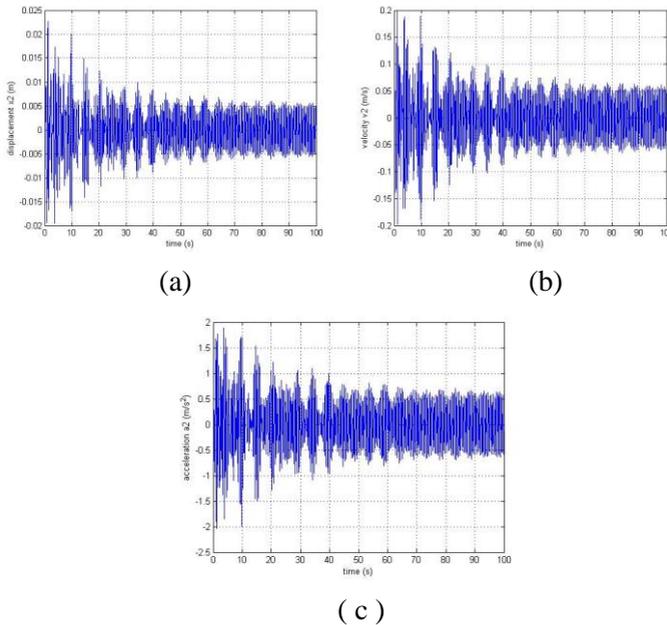
Gambar 4.6 Grafik respon perpindahan massa utama tanpa TMD.

Gambar 4.6 merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama tanpa TMD yang disimulasikan pada amplitudo 5.501,64 N dengan frekuensi 10,8 rad/s. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan saat kecepatan angin 4 m/s dengan frekuensi 6,56 rad/s. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan saat kecepatan angin 12 m/s pada frekuensi 8,05 rad/s. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang dioperasikan saat kecepatan angin 19 m/s pada frekuensi natural sistem, yaitu 10,8 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa utama akan mengalami penurunan ketika frekuensi operasi semakin jauh dari frekuensi natural sistem yang kedua.

4.4.2 Pemodelan Sistem Utama dengan TMD

4.4.2.1 Respon Perpindahan, Kecepatan, dan percepatan Sistem Utama

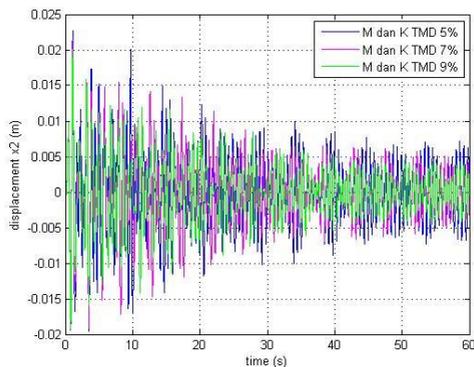
Pemodelan ini disimulasikan menggunakan tiga macam variasi, yaitu variasi kecepatan angin, variasi massa serta konstanta pegas TMD, dan variasi kondisi gesekan TMD dengan massa utama. Simulasi yang dilakukan memiliki *time stop* selama 60 detik. Berikut merupakan hasil dari simulasi respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan massa utama. Simulasi ini dilakukan dengan variasi kecepatan angin saat 19 m/s, amplitudo sebesar 5501.64 N dan frekuensi operasi 10,8 rad/s. Massa dan konstanta pegas TMD sebesar 5% dari massa utama.



Gambar 4.7 Grafik respon (a) perpindahan (b) kecepatan (c) percepatan massa utama saat ditambahkan TMD.

Gambar 4.7 merupakan respon yang ditunjukkan oleh massa utama yang telah ditambahkan TMD. Pemodelan disimulasikan pada amplitudo 5.501,64 N, frekuensi 10,8 rad/s, serta massa dan konstanta pegas TMD sebesar 5% dari massa utama. Gambar 4.7 (a) menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang mencapai kondisi steady state pada detik ke-45. Gambar 4.7 (b) menunjukkan respon kecepatan dari massa utama yang mencapai kondisi steady state pada detik ke-50. Sedangkan gambar 4.7 (c) menunjukkan respon percepatan dari sistem massa yang berada pada kondisi steady state pada detik ke-55.

4.3.2.2 Respon Perpindahan Massa Utama dengan TMD Terhadap Variasi Massa dan Konstanta Pegas

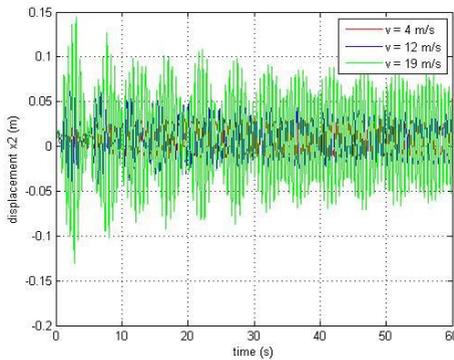


Gambar 4.8 Grafik respon perpindahan massa utama saat ditambahkan TMD.

Gambar 4.8 merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama yang telah ditambahkan dengan TMD. Simulasi dilakukan pada amplitudo 5.501,64 N dan frekuensi 10,8 rad/s. Garis warna biru menunjukkan respon perpindahan massa utama saat ditambahkan TMD dengan nilai

massa dan konstanta pegas sebesar 5%. Garis warna magenta menunjukkan respon perpindahan massa utama saat ditambahkan TMD dengan nilai massa dan konstanta pegas sebesar 7%. Sedangkan garis warna hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa utama saat ditambahkan TMD dengan nilai massa dan konstanta pegas sebesar 9%. Berdasarkan grafik tersebut dilihat bahwa semakin besar variasi nilai massa dan konstanta pegas TMD dari massa utama maka perpindahan dari massa utama semakin kecil.

4.3.2.3 Respon dari TMD (Tuned Mass Damper)



Gambar 4.9 Grafik respon perpindahan TMD.

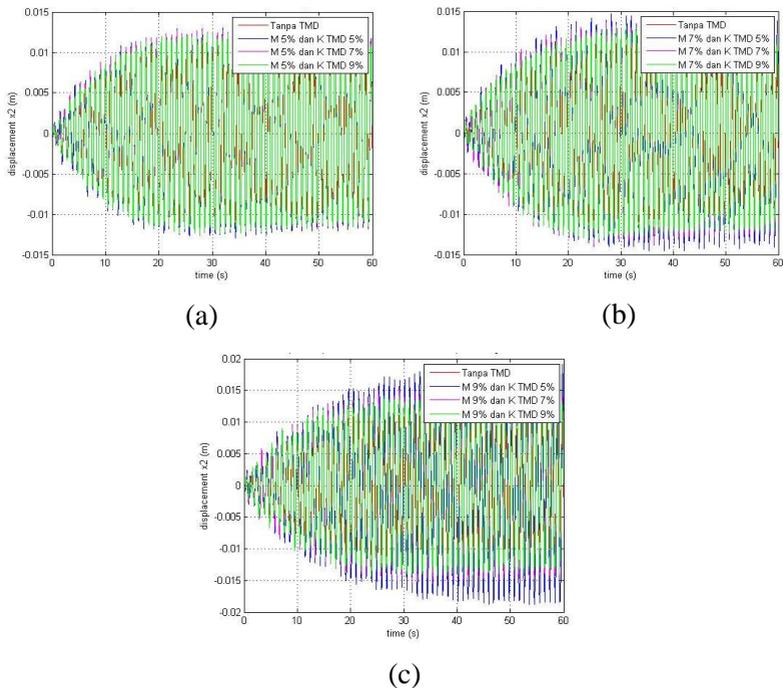
Gambar 4.9 merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh TMD. Simulasi dilakukan pada nilai massa dan konstanta pegas TMD bernilai 5% dari massa utama. Garis merah menunjukkan respon perpindahan TMD ketika dioperasikan pada kecepatan angin 4 m/s dengan frekuensi 6,56 rad/s. Garis biru menunjukkan respon perpindahan TMD yang dioperasikan pada frekuensi 8,05 rad/s. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari TMD yang dioperasikan pada frekuensi 10,8 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari

TMD akan mengalami penurunan saat kecepatan angin dan frekuensi kerja yang dialami sistem utama semakin rendah.

4.4.3 Perbandingan Respon Perpindahan Sistem Utama Tanpa TMD dan Sistem Utama Menggunakan TMD

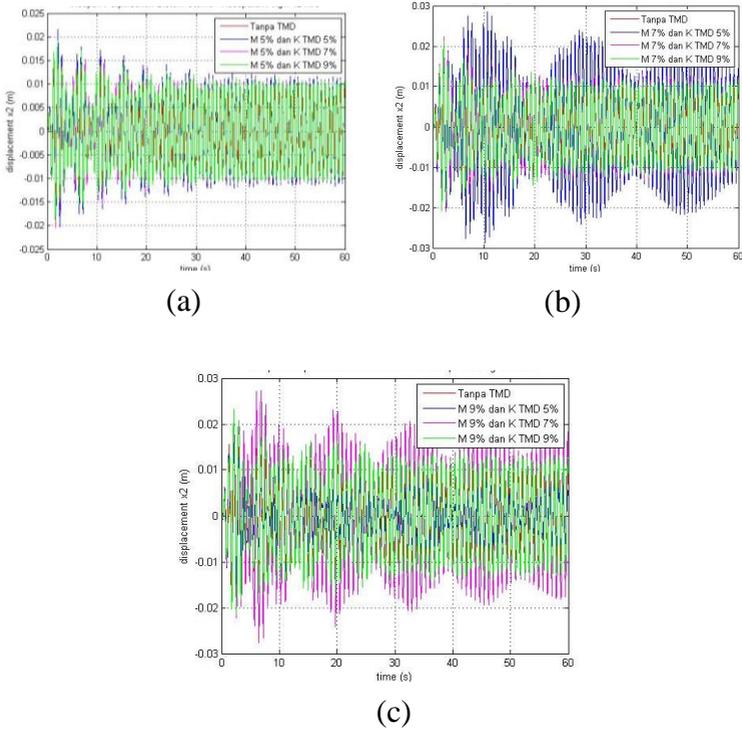
4.4.3.1 Input Sinusoidal

➤ Variasi kecepatan angin 4 m/s



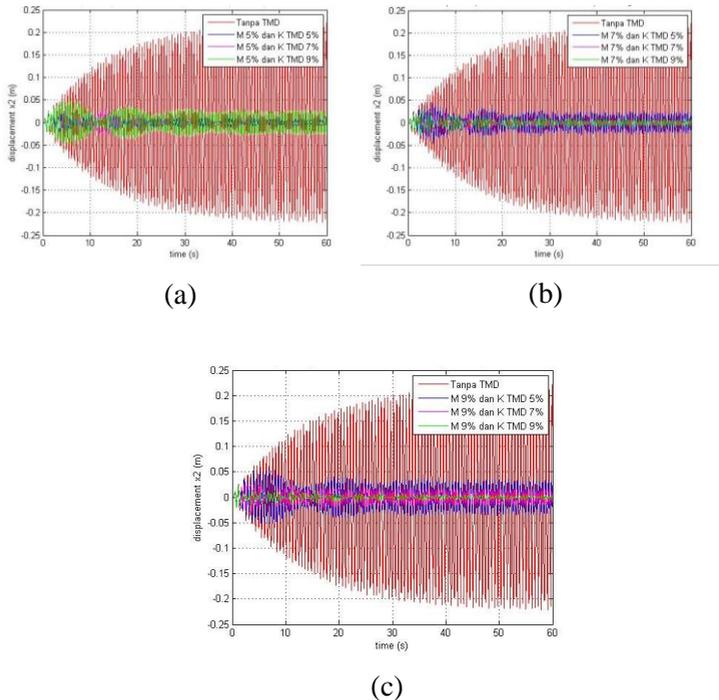
Gambar 4.10 Grafik respon perpindahan (a) massa TMD 5% dan variasi k_3 , (b) massa TMD 7% dan variasi k_3 (c) massa TMD 9% dan variasi k_3 .

➤ Variasi kecepatan angin 12 m/s



Gambar 4. 11 Grafik respon perpindahan (a) massa TMD 5% dan variasi k_3 ,(b) massa TMD 7% dan variasi k_3 (c) massa TMD 9% dan variasi k_3 .

➤ Variasi kecepatan angin 19 m/s

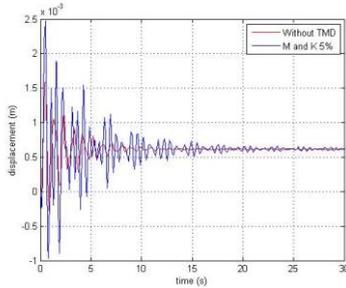


Gambar 4.12 Grafik respon perpindahan (a) massa TMD 5% dan variasi k_3 , (b) massa TMD 7% dan variasi k_3 (c) massa TMD 9% dan variasi k_3 .

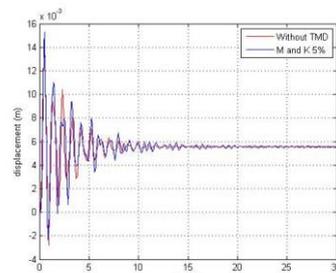
Gambar 4.10, 4.11, 4.12 merupakan grafik respon perpindahan sistem utama tanpa TMD dan setelah ditambahkan TMD dengan input sinusoidal. Simulasi ini dilakukan di variasi kecepatan angin. Saat kecepatan angin 4 m/s dengan amplitudo 243.84 N dan frekuensi operasi 6,56 rad/s yang mendekati frekuensi natural, terlihat bahwa penambahan TMD dengan variasi nilai apapun tidak mengurangi nilai perpindahan massa utama.

Begitu juga saat kecepatan angin 12 m/s dengan amplitudo 2.194,56 N dan frekuensi operasi 8,05 rad/s, perpindahan sistem utama tidak berkurang. Namun, berdasarkan gambar 4.12 saat kecepatan angin 19 m/s dengan amplitudo 5.501,64 N dan frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural, yaitu 10,8 rad/s, perpindahan sistem utama menjadi berkurang sangat besar. Untuk nilai massa TMD 5% akan lebih efektif bila variasi konstanta pegas TMD 5% karena perpindahan massa utama akan berkurang dari 0,1299 m menjadi 5,8E-03 m. Sedangkan, massa TMD 7% akan lebih efektif bila variasi konstanta pegas TMD 7% karena perpindahan massa utama berkurang menjadi 4,9E-03 m. Dan untuk penggunaan massa TMD 9% akan lebih efektif bila variasi konstanta pegas TMD 9% karena perpindahan massa utama berkurang menjadi 4,5E-03 m.

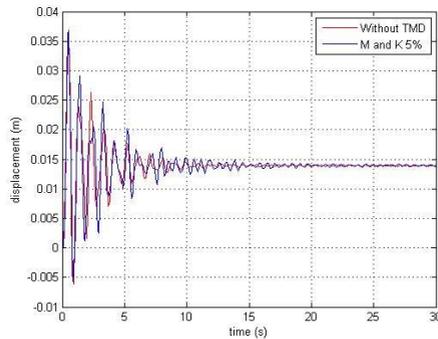
4.3.3.1 Input Bump



(a)



(b)



(c)

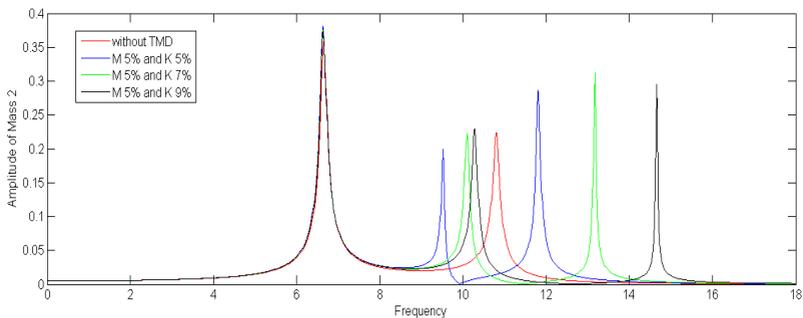
Gambar 4.13 Grafik respon perpindahan sistem utama dengan input bump (a) kecepatan angin 4 m/s, (b) kecepatan angin 12 m/s, (c) kecepatan angin 19 m/s.

Gambar 4.11 merupakan grafik respon perpindahan saat sistem utama tanpa TMD dan setelah ditambahkan TMD dengan input bump. Simulasi ini dilakukan dalam waktu 60 detik dengan *severity value* bernilai 1 yang mengindikasikan sistem terkena *low impact*. Simulasi dijalankan pada saat kecepatan angin 4 m/s, 12 m/s, dan 19 m/s dengan amplitudo 243,84 N, 2.194,56 N, dan 5.501,64 N saat frekuensi operasi 6,56 rad/s, 8,05 rad/s, saat sama dengan frekuensi natural, yaitu 10,8 rad/s. Garis warna biru menunjukkan respon perpindahan massa utama saat ditambahkan TMD dengan nilai massa dan konstanta pegas sebesar 5%. Garis warna merah menunjukkan respon perpindahan dari massa utama saat tidak ditambahkan TMD. Berdasarkan grafik tersebut dilihat bahwa semakin besar nilai kecepatan angin maka semakin besar respon perpindahan yang terjadi pada sistem utama.

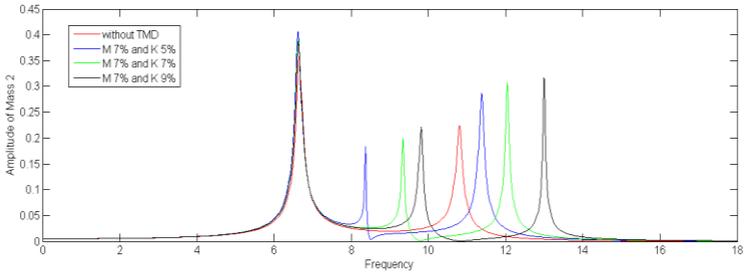
Tabel 4.2 Perpindahan maksimum dan *settling time* sistem utama tanpa TMD dan setelah ditambahkan TMD.

Kecepatan Angin (m/s)	Perpindahan Maksimum (m)		Settling Time (s)	
	Tanpa TMD	Dengan TMD	Tanpa TMD	Dengan TMD
4	1,6E-03	2,5E-03	8	18
12	1,49E-02	1,53E-02	8	13,8
19	3,68E-02	3,66E-02	10	11

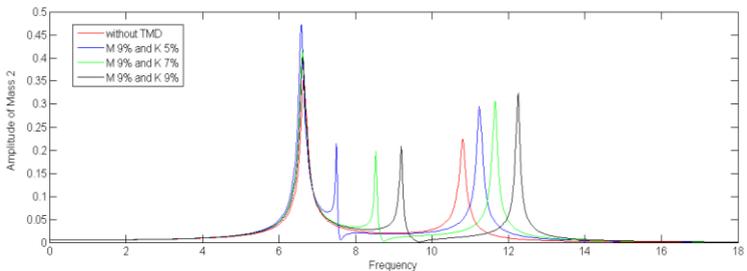
Berdasarkan tabel 4.2 dapat dilihat bahwa setelah diberi tambahan TMD pada sistem diperoleh nilai perpindahan maksimum lebih besar dan *settling time* yang lebih lama. Semakin besar kecepatan angin yang mengenai sistem maka semakin besar perpindahan yang terjadi pada massa utama. Hal ini berlaku untuk sistem utama tanpa TMD dan sistem yang telah ditambahkan TMD. Sedangkan, untuk *settling time* yang dibutuhkan untuk sistem yang telah ditambahkan TMD semakin kecil seiring naiknya beban kecepatan angin.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.14 Bode diagram dari sistem utama setelah ditambahkan TMD saat kecepatan angin 19 m/s (a) massa TMD 5% , (b) massa TMD 7%, dan (c) massa TMD 9%.

Gambar 4.12 merupakan grafik bode diagram dari sistem utama yang dioperasikan pada kecepatan angin 19 m/s. Gambar 4.12 (a) menunjukkan bode diagram dari massa utama dengan variasi nilai konstanta pegas TMD dan massa TMD 5%. Gambar 4.12 (b) menunjukkan bode diagram dari massa utama dengan variasi nilai konstanta pegas TMD dan massa TMD 7%. Gambar 4.12 (c) menunjukkan bode diagram dari massa utama dengan variasi nilai konstanta pegas TMD dan massa TMD 9%. Garis merah menunjukkan sistem utama saat tanpa TMD. Garis biru

menunjukkan variasi massa saat nilai konstanta pegas sebesar 5%. Garis hijau menunjukkan variasi massa saat nilai konstanta pegas sebesar 7%. Garis hitam menunjukkan variasi massa saat nilai konstanta pegas sebesar 9%.

Sistem utama tanpa TMD adalah sistem 2 DOF. Berdasarkan gambar 4.12 terlihat dua gunung berwarna merah pada frekuensi 6,65 rad/s dan 10,8 rad/s dengan nilai puncak pertama 0,35 m dan puncak kedua 0,25 m . Setelah ditambahkan TMD sistem utama menjadi sistem 3 DOF. Pada kondisi ini dua nilai frekuensi tadi dipecah menjadi tiga nilai frekuensi dengan nilai puncak tertentu sesuai dengan nilai variasi yang digunakan. Sistem utama setelah ditambahkan TMD akan terlihat tiga gunung dengan masing-masing nilai puncaknya. Dari ketiga grafik tersebut, terlihat bahwa semakin besar nilai massa TMD yang digunakan maka puncak dari gunung akan bergeser ke kiri dengan nilai seluruh puncak yang tetap sama. Semakin besar nilai variasi konstanta pegas TMD yang digunakan maka puncaknya akan berada paling kanan serta memiliki nilai frekuensi yang lebih besar.

4.5 Pembahasan

4.5.1 Sistem Utama Tanpa TMD (Tuned Mass Damper)

Tabel 4.3 Nilai RMS perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari massa utama sebelum ditambahkan TMD.

Kecepatan Angin (m/s)	Frekuensi (rad/s)	Amplitudo (N)	RMS Displacement (m)	RMS Velocity (m/s)	RMS Acceleration (m/s ²)
4	6,56	243,84	0,0069	0,045	0,297
12	8,05	2.194,5	7,20E-03	0,057	0,4606
19	10,8	5.501,6	0,1299	1,401	15,1421

Dari tabel 4.3 dapat dilihat respon perpindahan dari massa utama (x_2) sebelum ditambahkan dengan TMD yang dipengaruhi oleh amplitudo. Pada saat kecepatan angin sebesar 4 m/s maka frekuensi operasi 6,56 rad/s dan amplitudo sebesar 243,84 N maka respon x_2 yang didapatkan senilai 0,0069 m. Pada saat kecepatan angin sebesar 12 m/s maka frekuensi operasi 8,05 rad/s dan amplitudo sebesar 2.194,56 N maka respon x_2 yang didapatkan senilai 7.20E-03 m. Pada saat kecepatan angin sebesar 19 m/s nilai frekuensi operasi akan sama dengan frekuensi natural, yaitu 10,8 rad/s dan amplitudo sebesar 5.501,64 N maka respon x_2 yang didapatkan senilai 0,1299 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besar kecepatan angin yang mengenai turbin angin maka nilai amplitudo juga akan semakin besar.

Semakin besarnya amplitudo sistem utama maka respon perpindahan yang akan terjadi juga semakin besar. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

4.5.2 Sistem Utama dengan TMD (Tuned Mass Damper)

4.4.2.1 Massa Utama (m_2)

Tabel 4.4 Nilai RMS dari massa utama dan persentase reduksi setelah ditambahkan TMD bermassa 5 % dengan variasi konstanta pegas.

Kecepatan Angin (m/s)	Frekuensi (rad/s)	Parameter Variasi TMD (%)		RMS Displacement (m)	RMS Velocity (m/s)	RMS Acceleration (m/s ²)	Reduksi Displacement (%)
		Massa	Konstanta Pegas				
4	6,56		5%	0.0077	0.0511	0.3378	-11.59
		5%	7%	0.0076	0.0499	0.3307	-10.14
			9%	0.0075	0.0494	0.3275	-8.69
12	8,05		5%	8.30E-03	0.0662	0.5325	-15.28
		5%	7%	0.0079	0.0633	0.51	-9.72
			9%	0.0078	0.0624	0.5027	-8.33
19	10,8		5%	5.80E-03	0.0596	0.6196	95.54
		5%	7%	0.0125	0.1319	1.3964	90.37
			9%	0.0205	0.2184	2.3359	84.21

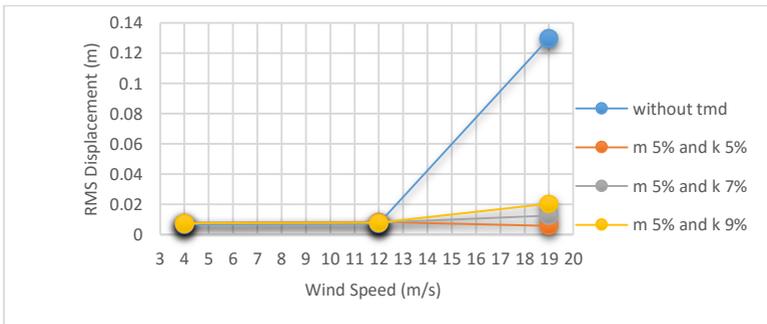
Tabel 4.5 Nilai RMS dari massa utama dan persentase reduksi setelah ditambahkan TMD bermassa 7 % dengan variasi konstanta pegas.

Kecepatan Angin (m/s)	Frekuensi (rad/s)	Parameter Variasi TMD (%)		RMS Displacement (m)	RMS Velocity (m/s)	RMS Acceleration (m/s ²)	Reduksi Displacement (%)
		Massa	Konstanta Pegas				
4	6,56		5%	0.0087	0.0574	0.3779	-26.08
		7%	7%	8.20E-03	0.0539	0.3568	-18.84
			9%	0.008	0.0526	0.3489	-15.94
12	8,05		5%	0.0134	0.1078	0.8692	-25.08
		7%	7%	8.80E-03	0.0703	0.5671	-22.22
			9%	0.0083	0.0666	0.5372	-15.28
19	10,8		5%	0.0177	0.1925	2.0674	86.37
		7%	7%	4.90E-03	0.0484	0.4927	96.23
			9%	0.0074	0.0755	0.7766	94.3

Tabel 4.6 Nilai RMS dari massa utama dan persentase reduksi setelah ditambahkan TMD bermassa 9 % dengan variasi konstanta pegas.

Kecepatan Angin (m/s)	Frekuensi (rad/s)	Parameter Variasi TMD (%)		RMS Displacement (m)	RMS Velocity (m/s)	RMS Acceleration (m/s ²)	Reduksi Displacement (%)
		Massa	Konstanta Pegas				
4	6,56	9%	5%	0.0109	0.0719	0.473	-57.97
			7%	0.0091	0.0599	0.3957	-31.88
			9%	0.0086	0.0568	0.3767	-24.64
12	8,05	9%	5%	0.0048	0.0366	0.2836	-57.98
			7%	0.0123	0.099	0.7996	-30.58
			9%	0.0094	0.0751	0.6066	-30.56
19	10,8	9%	5%	0.0249	0.2706	2.9126	80.83
			7%	0.0109	0.1166	1.2498	91.61
			9%	0.0045	0.0427	0.426	96.54

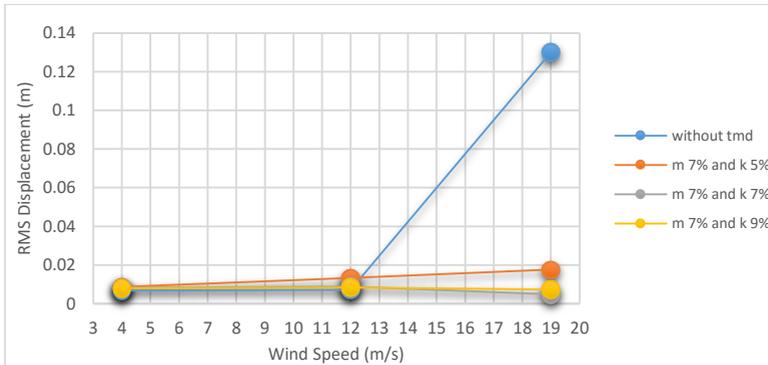
Berdasarkan data pada tabel 4.3 , 4.4, 4.5 ditampilkan dalam grafik berikut :



Gambar 4.15 Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama setelah ditambahkan TMD bermassa 5% dan variasi konstanta pegas.

Dari gambar 4.15 dapat dilihat respon perpindahan dari massa utama (x_2) yang telah ditambahkan dengan TMD dan dipengaruhi oleh kecepatan angin. Garis biru menunjukkan RMS perpindahan sistem utama tanpa TMD. Garis jingga menunjukkan RMS perpindahan saat massa dan konstanta pegas TMD 5%. Garis abu-abu menunjukkan RMS perpindahan saat massa TMD 5% dan konstanta pegas 7%. Sedangkan, kuning menunjukkan RMS perpindahan saat penggunaan TMD dengan massa 5% dan konstanta pegas 9%.

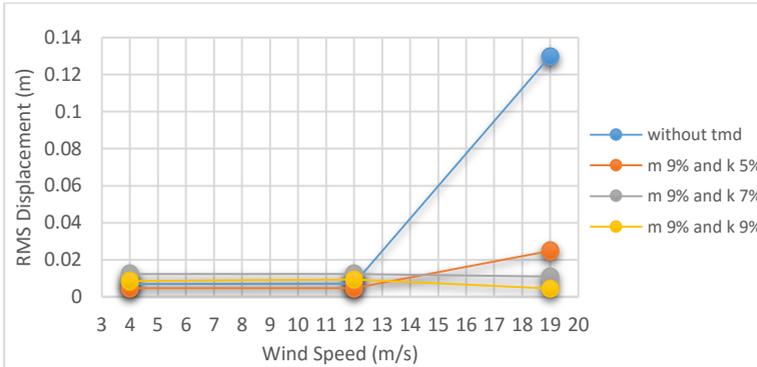
Berdasarkan grafik tersebut saat kecepatan angin sebesar 4 m/s penggunaan TMD dalam rentang variasi yang digunakan tidak mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama (x_2). Terlihat bahwa berhimpitnya seluruh nilai di titik tersebut. Saat kecepatan angin sebesar 12 m/s penggunaan TMD dalam rentang variasi yang digunakan juga tidak mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama. Terlihat bahwa berhimpitnya seluruh nilai di titik tersebut. Sedangkan, saat kecepatan angin sebesar 19 m/s penggunaan TMD dalam nilai variasi yang digunakan mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama (x_2). Terlihat bahwa saat sistem utama tanpa TMD memiliki nilai perpindahan sebesar 0,1299 m. Sedangkan, setelah ditambahkan TMD dengan variasi nilai konstanta pegas 5% sebesar 5,8E-03 m, variasi konstanta pegas 7% sebesar 1,25E-02 m, dan variasi konstanta pegas 9% sebesar 2,05E-02 m. Penggunaan TMD dengan massa 5% akan lebih efektif meredam dengan variasi konstanta pegas 5% saat kecepatan angin 19 m/s. Saat kecepatan angin 19 m/s, frekuensi operasi akan sama dengan frekuensi natural sistem utama yang kondisi inilah sistem utama memiliki nilai perpindahan yang sangat besar dan kemudian berkurang menjadi 5,8E-03 m.



Gambar 4.16 Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama setelah ditambahkan TMD bermassa 7% dan variasi konstanta pegas.

Berdasarkan grafik pada gambar 4.16 saat kecepatan angin sebesar 4 m/s penggunaan TMD dalam rentang variasi yang digunakan tidak mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama (x_2). Terlihat bahwa berhimpitnya seluruh nilai di titik tersebut. Saat kecepatan angin sebesar 12 m/s penggunaan TMD dalam rentang variasi yang digunakan juga tidak mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama. Terlihat bahwa berhimpitnya seluruh nilai di titik tersebut. Sedangkan, saat kecepatan angin sebesar 19 m/s penggunaan TMD dalam nilai variasi yang digunakan mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama (x_2). Terlihat bahwa saat sistem utama tanpa TMD memiliki nilai perpindahan sebesar 0,1299 m. Sedangkan, setelah ditambahkan TMD dengan variasi nilai konstanta pegas 5% sebesar 1,77E-02 m, variasi konstanta pegas 7% sebesar 4,9E-03 m, dan variasi konstanta pegas 9% sebesar 7,4E-03 m. Penggunaan TMD dengan massa 7% akan lebih efektif meredam dengan variasi konstanta pegas 7% saat kecepatan angin 19 m/s. Saat kecepatan angin 19 m/s, frekuensi operasi akan sama dengan frekuensi natural sistem

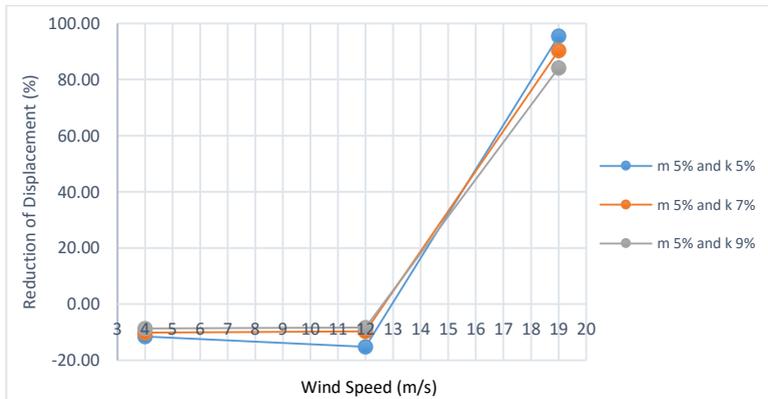
utama yang kondisi inilah sistem utama memiliki nilai perpindahan yang sangat besar dan kemudian berkurang menjadi $4,9E-03$ m.



Gambar 4.17 Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama setelah ditambahkan TMD bermassa 9% dan variasi konstanta pegas.

Berdasarkan grafik pada gambar 4.17 saat kecepatan angin sebesar 4 m/s penggunaan TMD dalam rentang variasi yang digunakan tidak mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama (x_2). Terlihat bahwa berhimpitnya seluruh nilai di titik tersebut. Saat kecepatan angin sebesar 12 m/s penggunaan TMD dalam rentang variasi yang digunakan juga tidak mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama. Terlihat bahwa berhimpitnya seluruh nilai di titik tersebut. Sedangkan, saat kecepatan angin sebesar 19 m/s penggunaan TMD dalam nilai variasi yang digunakan mampu mengurangi respon perpindahan yang terjadi pada massa utama (x_2). Terlihat bahwa saat sistem utama tanpa TMD memiliki nilai perpindahan sebesar 0,1299 m. Sedangkan, setelah ditambahkan TMD dengan variasi nilai konstanta pegas 5% sebesar $2,49E-02$ m, variasi konstanta pegas 7% sebesar $1,09E-02$ m, dan variasi konstanta pegas 9% sebesar $4,5E-03$ m. Penggunaan TMD dengan

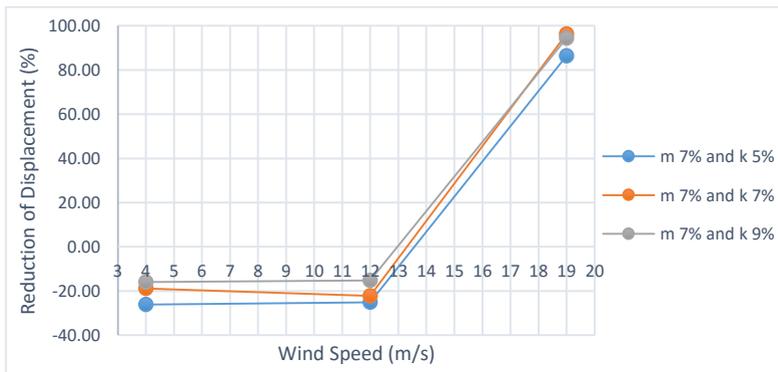
massa 9% akan lebih efektif meredam dengan variasi konstanta pegas 9% saat kecepatan angin 19 m/s. Saat kecepatan angin 19 m/s, frekuensi operasi akan sama dengan frekuensi natural sistem utama yang kondisi inilah sistem utama memiliki nilai perpindahan yang sangat besar dan kemudian berkurang menjadi $4,5E-03$ m.



Gambar 4.18 Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama dengan TMD bermassa 5% dan variasi konstanta pegas.

Saat kecepatan angin 4 m/s dengan amplitudo sebesar 243,84 N dan frekuensi kerja yang mendekati frekuensi natural sistem pertama sebesar 6,56 rad/s, tidak diperoleh reduksi peredaman. Saat kecepatan angin 12 m/s dengan amplitudo sebesar 2.194,56 N dan frekuensi kerja sebesar 8,05 rad/s juga tidak diperoleh reduksi peredaman. Sedangkan, saat kecepatan angin 19 m/s dengan amplitudo sebesar 5.501,64 N dan frekuensi kerja yang mendekati frekuensi natural sistem kedua sebesar 10,8 rad/s diperoleh nilai reduksi terbesar 95,54% saat variasi massa dan konstanta pegas TMD 5% dari massa utama. Sedangkan, saat menggunakan variasi konstanta pegas sebesar 7% mampu mereduksi 90,38%. Untuk variasi konstanta pegas 9% hanya mampu mereduksi 84,22%.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa tingginya nilai kecepatan angin yang diberikan tidak mempengaruhi reduksi respon perpindahan massa utama. Semakin besarnya kecepatan angin maka semakin besar nilai amplitudo. Berdasarkan teori, persentase reduksi dari perpindahan massa utama bukan ditentukan oleh gaya input melainkan frekuensi operasi dari sistem tersebut. Persentase reduksi semakin naik ketika sistem dioperasikan mendekati frekuensi naturalnya. Berdasarkan grafik tersebut sudah sesuai saat frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural kedua dari sistem. Sedangkan, untuk frekuensi operasi yang mendekati frekuensi natural pertama dari sistem tidak terjadi peredaman karena variasi parameter yang digunakan tidak sesuai bila diaplikasikan untuk frekuensi operasi rendah.

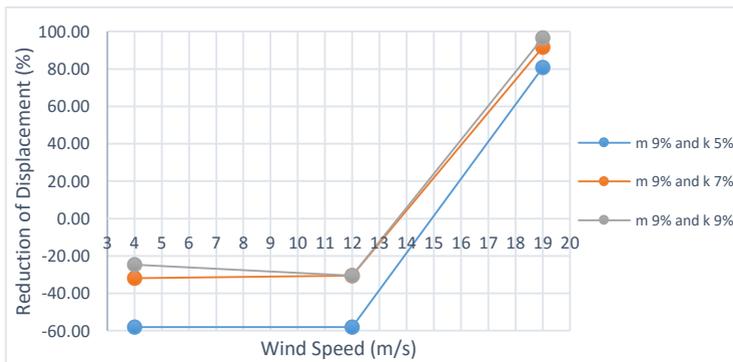


Gambar 4.19 Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama dengan TMD bermassa 7% dan variasi konstanta pegas.

Saat kecepatan angin 4 m/s dengan amplitudo sebesar 243,84 N dan frekuensi kerja yang mendekati frekuensi natural sistem pertama sebesar 6,56 rad/s, tidak diperoleh reduksi peredaman. Saat kecepatan angin 12 m/s dengan amplitudo sebesar 2.194,56 N dan frekuensi kerja sebesar 8,05 rad/s juga tidak diperoleh reduksi peredaman. Sedangkan, saat kecepatan angin 19 m/s dengan amplitudo sebesar 5.501,64 N dan frekuensi kerja yang

mendekati frekuensi natural sistem kedua sebesar 10,8 rad/s diperoleh nilai reduksi terbesar 96,23% saat variasi massa TMD 7% dan konstanta pegas 7% dari massa utama. Sedangkan, saat menggunakan variasi konstanta pegas sebesar 9% mampu mereduksi 94,30%. Untuk variasi konstanta pegas 5% hanya mampu mereduksi 86,37%.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa tingginya nilai kecepatan angin yang diberikan tidak mempengaruhi reduksi respon perpindahan massa utama. Semakin besarnya kecepatan angin maka semakin besar nilai amplitudo. Berdasarkan teori, persentase reduksi dari perpindahan massa utama bukan ditentukan oleh gaya input melainkan frekuensi operasi dari sistem tersebut. Persentase reduksi semakin naik ketika sistem dioperasikan mendekati frekuensi naturalnya. Berdasarkan grafik tersebut sudah sesuai saat frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural kedua dari sistem. Sedangkan, untuk frekuensi operasi yang mendekati frekuensi natural pertama dari sistem tidak terjadi peredaman karena variasi parameter yang digunakan tidak sesuai bila diaplikasikan untuk frekuensi operasi rendah.



Gambar 4.20 Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama dengan TMD bermassa 9% dan variasi konstanta pegas.

Saat kecepatan angin 4 m/s dengan amplitudo sebesar 243,84 N dan frekuensi kerja yang mendekati frekuensi natural sistem pertama sebesar 6,56 rad/s, tidak diperoleh reduksi peredaman. Saat kecepatan angin 12 m/s dengan amplitudo sebesar 2.194,56 N dan frekuensi kerja sebesar 8,05 rad/s juga tidak diperoleh reduksi peredaman. Sedangkan, saat kecepatan angin 19 m/s dengan amplitudo sebesar 5.501,64 N dan frekuensi kerja yang mendekati frekuensi natural sistem kedua sebesar 10,8 rad/s diperoleh nilai reduksi terbesar 96,54% saat variasi massa TMD 9% dan konstanta pegas 9% dari massa utama. Sedangkan, saat menggunakan variasi konstanta pegas sebesar 7% mampu mereduksi 91,61%. Untuk variasi konstanta pegas 5% hanya mampu mereduksi 80,83%.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa tingginya nilai kecepatan angin yang diberikan tidak mempengaruhi reduksi respon perpindahan massa utama. Semakin besarnya kecepatan angin maka semakin besar nilai amplitudo. Berdasarkan teori, persentase reduksi dari perpindahan massa utama bukan ditentukan oleh gaya input melainkan frekuensi operasi dari sistem tersebut. Persentase reduksi semakin naik ketika sistem dioperasikan mendekati frekuensi naturalnya. Berdasarkan grafik tersebut sudah sesuai saat frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural kedua dari sistem. Sedangkan, untuk frekuensi operasi yang mendekati frekuensi natural pertama dari sistem tidak terjadi peredaman karena variasi parameter yang digunakan tidak sesuai bila diaplikasikan untuk frekuensi operasi rendah.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. TMD (Tuned Mass Damper) sebagai pereduksi getaran di turbin angin tipe WES80 dengan dimensi 0,48 x 0,6 x 0,4 m hanya efektif digunakan untuk kecepatan yang tinggi dengan frekuensi operasi yang besar. Sistem ini berfungsi untuk mereduksi getaran translasi pada sistem utama dengan arah horizontal menggunakan gaya gesek antara permukaan TMD dan massa utama.
2. Semakin besar nilai kecepatan angin maka semakin besar nilai perpindahan maksimum yang diperoleh baik sistem utama tanpa TMD maupun setelah ditambahkan TMD. Pada kecepatan angin terbesar, sistem membutuhkan *settling time* yang lebih lama pada detik ke-10 untuk sistem tanpa TMD. Sedangkan, sistem setelah ditambahkan TMD memiliki *settling time* 11 detik.
3. Karakteristik TMD saat bermassa 5% diperoleh pereduksian optimum pada massa utama dengan variasi konstanta pegas TMD sebesar 5%. Pereduksian yang dihasilkan hingga 95,54%.
4. Karakteristik TMD saat bermassa 7% diperoleh pereduksian optimum pada massa utama dengan variasi konstanta pegas TMD sebesar 7%. Pereduksian yang dihasilkan hingga 96,23%.
5. Karakteristik TMD saat bermassa 9% diperoleh pereduksian optimum pada massa utama dengan variasi konstanta pegas TMD sebesar 9%. Pereduksian yang dihasilkan hingga 96,54%.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan diperoleh saran sebagai berikut:

1. Pada penelitian selanjutnya diharapkan untuk melakukan pengujian eksperimen menggunakan turbin angin tipe horizontal dengan skala sesuai spesifikasi turbin angin tipe WES80 yang dibuat dalam skala laboratorium. Hal ini bertujuan untuk memvalidasi simulasi dari hasil pemodelan.
2. Penelitian ini telah membuktikan bahwa rancangan TMD ini akan lebih efektif bila digunakan pada turbin angin dengan frekuensi operasi yang lebih tinggi yang pada umumnya diaplikasikan di luar Indonesia. Hal tersebut karena kecepatan angin rata-rata di Indonesia lebih rendah dibandingkan negara luar.

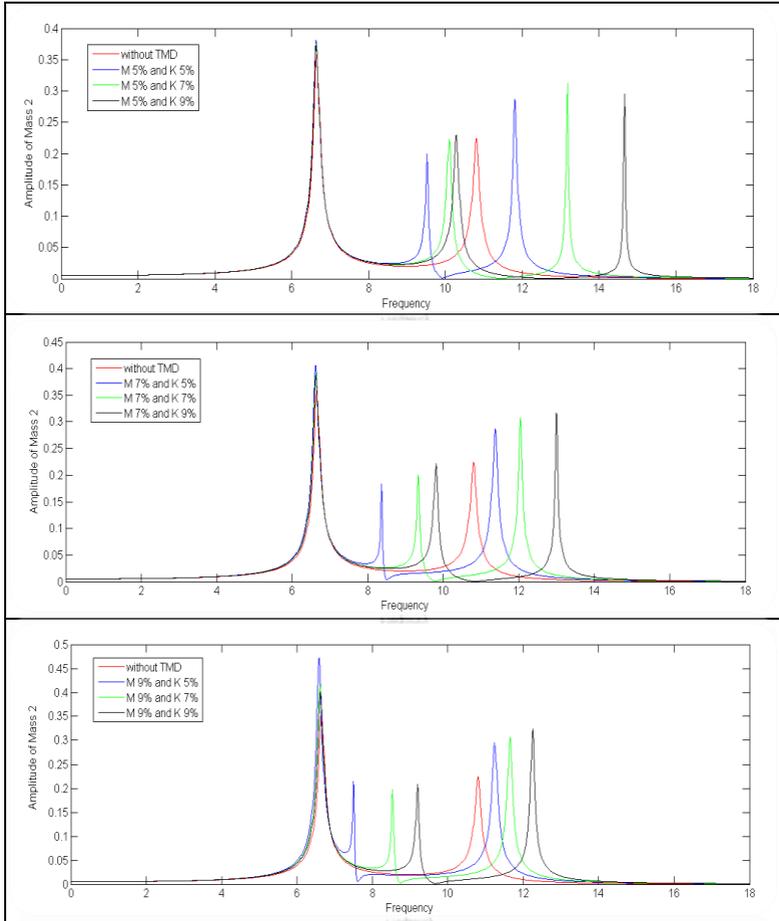
DAFTAR PUSTAKA

- [1] M.Najib Habibie, Achmad Sasmito, Roni Kurniawan. 2011. *Kajian Potensi Energi Angin di Wilayah Sulawesi dan Maluku*. Jakarta.
- [2] Jamil F. 2012. *To Study of Wind Resistant Stability of Tubular Wind Turbine Power*. Mechanical Engineering, NED University of Engineering and Technology.
- [3] Chen Junling. 2013. *Tuned Rolling-ball Damper for Vibration Control in Wind Turbines*, vol. 332, pp. 5271-5282.
- [4] Stewart G.M dan Matthew A. Lackner. 2014. *The Impact of Passive Tuned Mass Damper and Wind-Wave Misalignment on Offshore*, vol. 73, pp. 54-61.
- [5] Farshidianfar Anooshiravan dan Saeed Soheili. 2013. *Ant Colony Optimization of Tuned Mass Dampers for Earthquake Oscillations of High-rise Structures Including Soil-structure Interaction*, vol. 51, pp. 14-22.
- [6] P.J. Pritchard. 2011. *Introduction to Fluid Mechanics*. United States of America : John Wiley & Sons, Inc.
- [7] S.S.Rao. 2011. *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Miami : Pearson Education, Inc.
- [8] Sadek Fahim, dkk. 1997. *A Method of Estimating The Parameters of Tuned Mass Damper for Seismic Applications*, vol. 26, pp. 617-635.
- [9] Aly A.M. 2012. *Proposed Robust Tuned Mass Damper for Response Mitigation in buildings Exposed to Multidirectional Wind*, vol. 23, pp. 664-691.
- [10] Mahmudur Rahman, dkk. 2016. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, vol. 60, pp. 43-54.

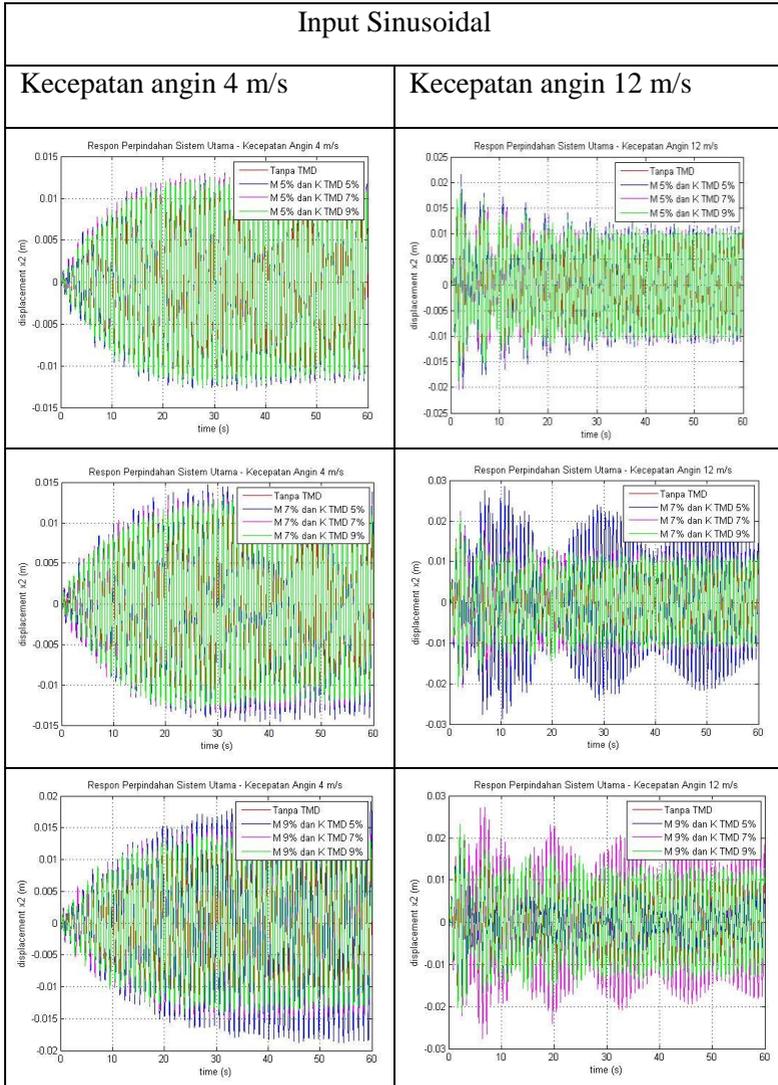
"Halaman ini sengaja dikosongkan"

LAMPIRAN

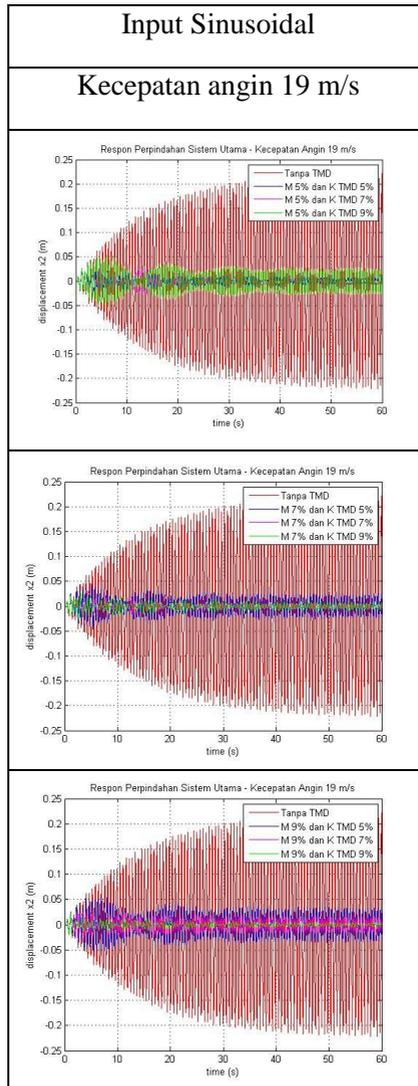
Grafik Amplitudo terhadap Frekuensi



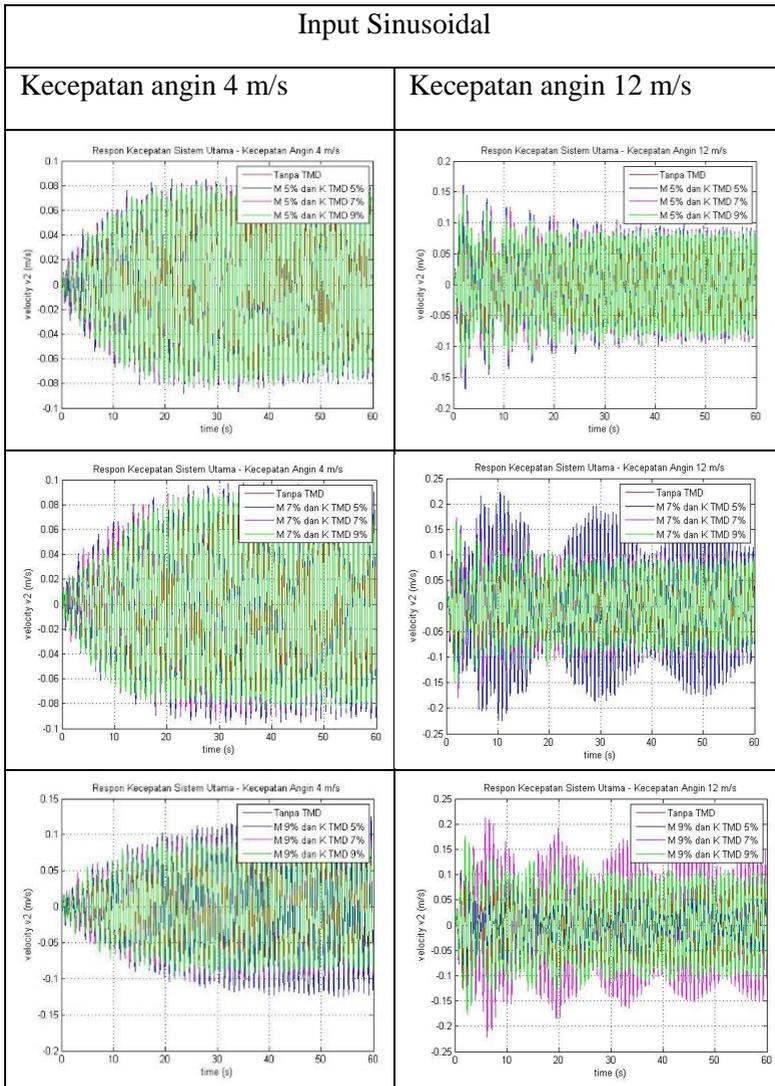
Respon Perpindahan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



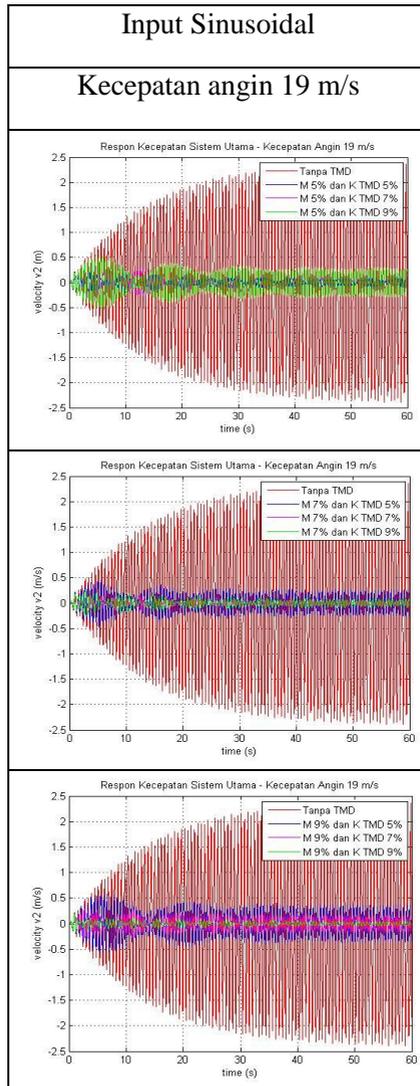
Respon Perpindahan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



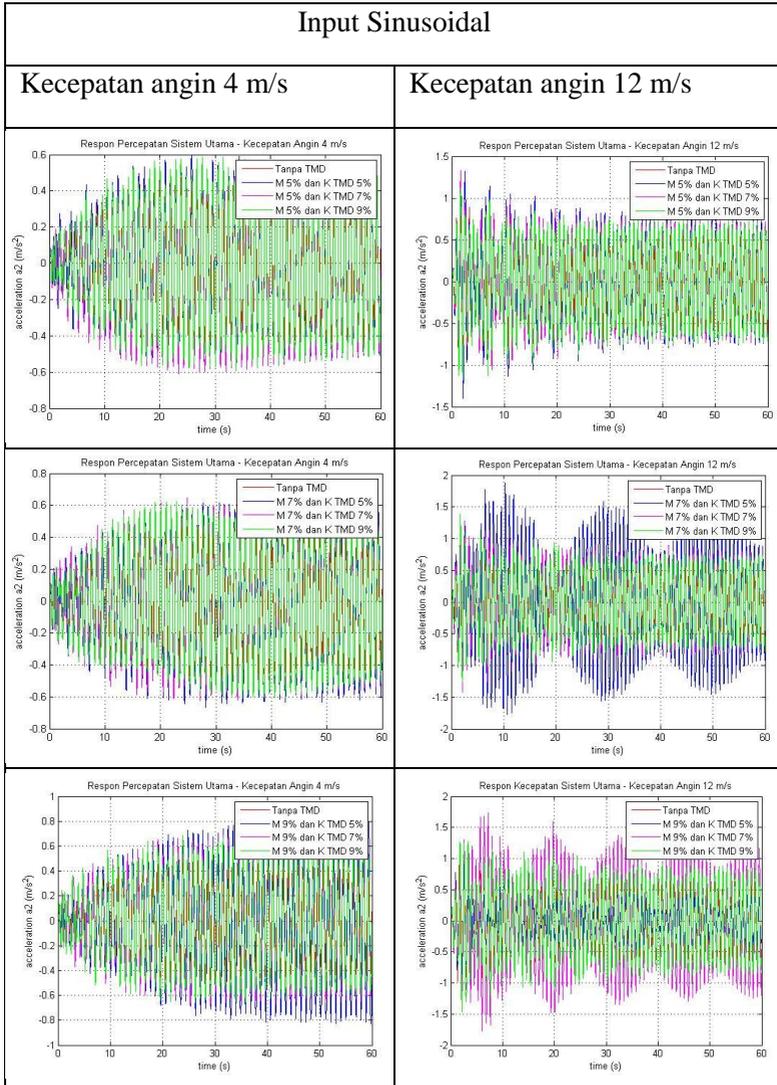
Respon Kecepatan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



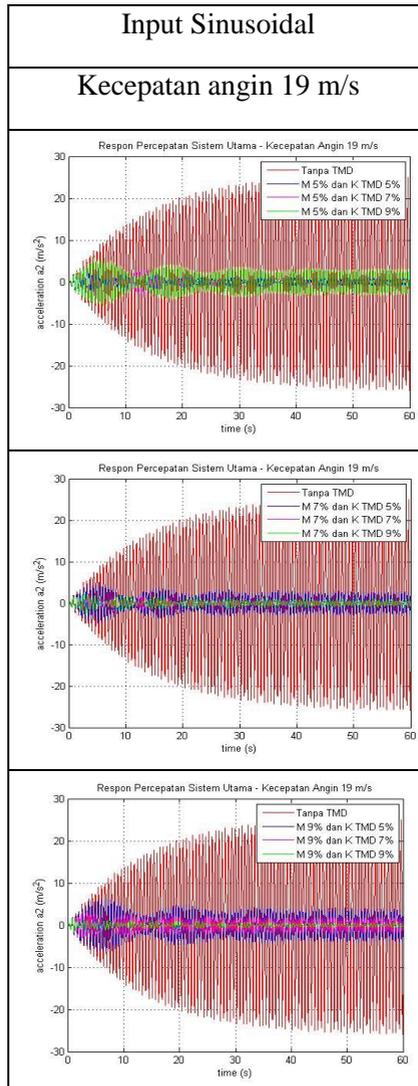
Respon Kecepatan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



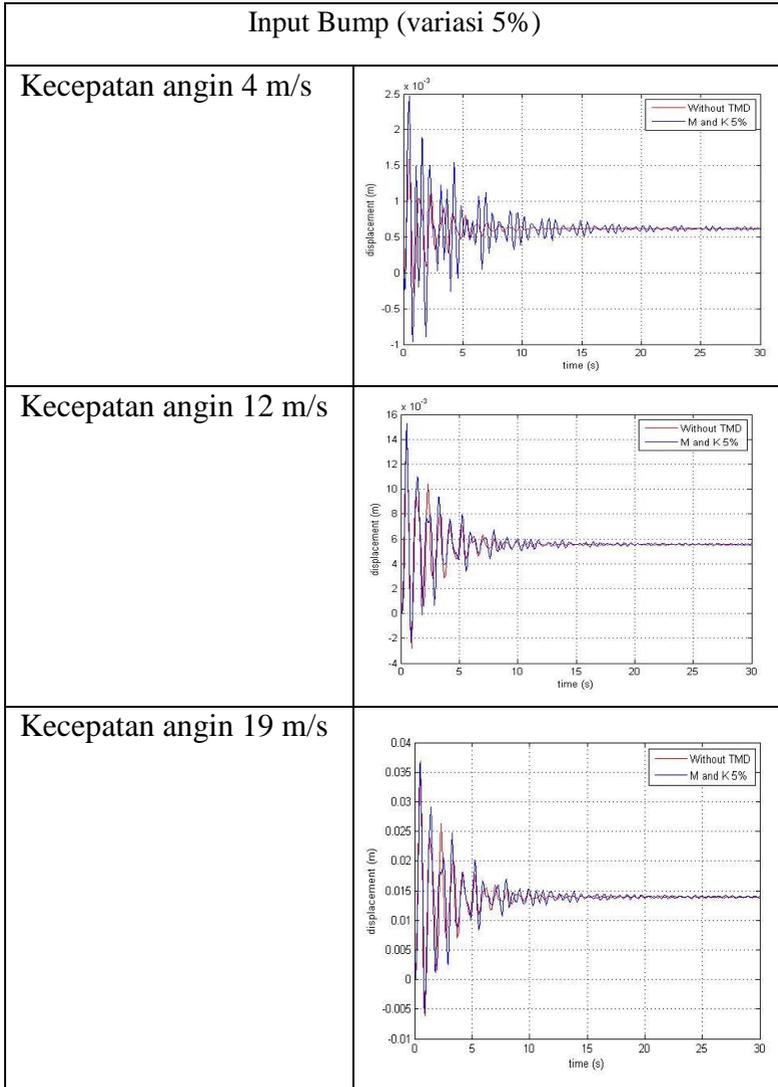
Respon Percepatan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



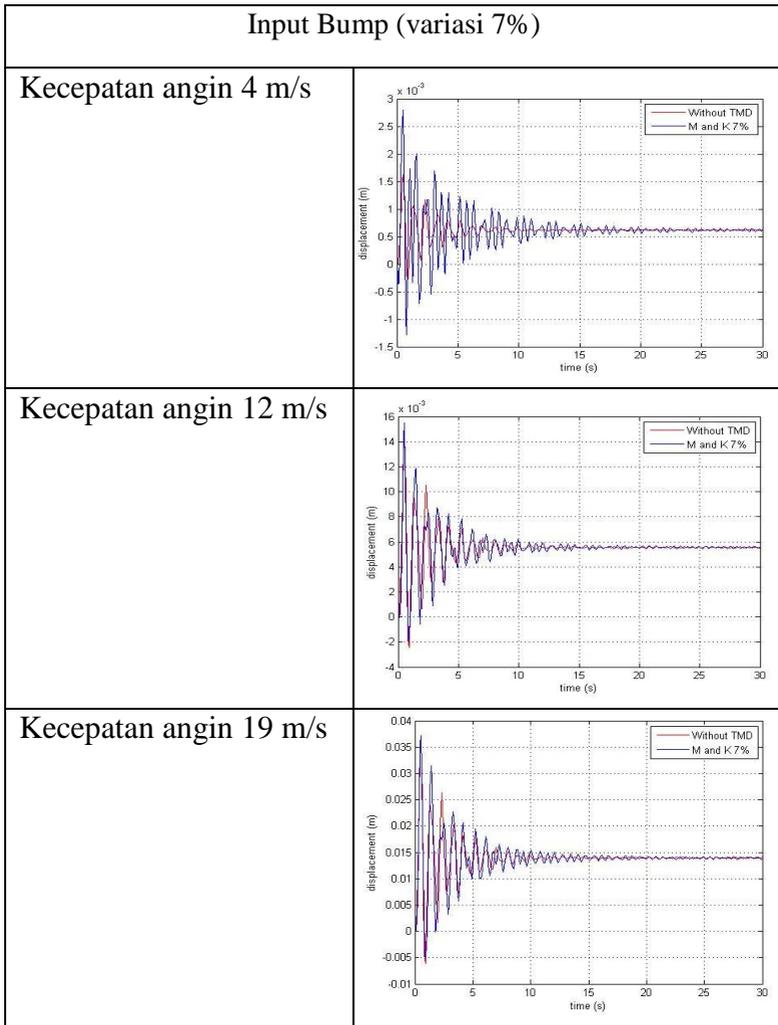
Respon Percepatan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



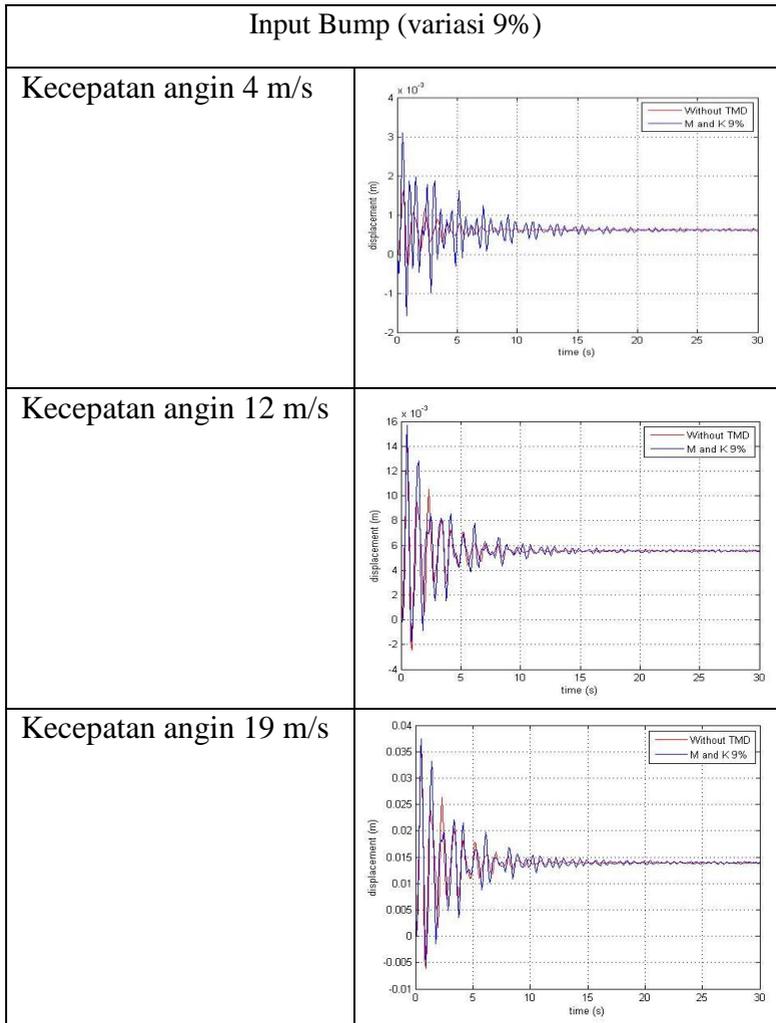
Respon Perpindahan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



Respon Perpindahan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



Respon Perpindahan Sistem Utama setelah ditambahkan TMD



BIODATA PENULIS



Amelia Tivani dilahirkan di Pekanbaru, 2 April 1995 anak yang terlahir dari orangtua, yaitu Bapak Purbadi dan Ibu Indun Juriah. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN 005 Rumbai, Pekanbaru pada tahun 2001-2007. Penulis melanjutkan pendidikan di SMP Cendana Pekanbaru pada tahun 2007-2010. Kemudian melanjutkan pendidikan di SMA Cendana Pekanbaru pada tahun 2010-2013. Penulis melanjutkan pendidikan

jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur kemitraan Yayasan Pendidikan Cendana. Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan.

Pada tahun 2014-2015 penulis aktif menjadi staff Departemen Umum di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) dan Staff BSO Keputrian di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff. Pada tahun 2015-2016, penulis aktif menjadi Sekretaris Departemen Umum HMM sekaligus staff ahli Dana Usaha di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff. Selain itu, Penulis juga aktif sebagai Grader mata kuliah Sistem Dinamis Pengendalian Otomasi dan Mekanika Getaran. Kemudian, aktif sebagai Asisten Praktikum Mekanika Fluida 1 dan 2 serta praktikum Mekanika Getaran.

Motto hidup penulis adalah “live simply” menjadikan penulis selalu mencoba lebih rendah hati terhadap apapun yang telah diperoleh dan apa yang telah dicapai. Sederhananya, boleh bahagia tapi jangan terlalu berbangga. Tidak perlu malu bila

salah dan teruslah belajar. Belajar untuk selalu sederhana dan lebih bersyukur dari hal yang kecil. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi Penulis melalui email tiv.amelia95@gmail.com.