



TUGAS AKHIR – ME 141501

**PEMODELAN MATEMATIK LINEAR COMPRESSOR UNTUK LISTRIK
TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN UDARA BERTEKANAN**

FELDY ARYODIANTO

NRP 04211546000009

Dosen Pembimbing:

Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc

NIP. 197903272003121001

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



TUGAS AKHIR – ME 141501

**PEMODELAN MATEMATIK LINEAR COMPRESSOR UNTUK LISTRIK
TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN UDARA BERTEKANAN**

FELDY ARYODIANTO

NRP 04211546000009

Dosen Pembimbing:

Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc

NIP. 197903272003121001

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN MATEMATIK LINEAR COMPRESSOR UNTUK LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN UDARA BERTEKANAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
Feldy Aryodianto
NRP. 0421154600009

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc ()

Surabaya,
Juli 2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN MATEMATIK LINEAR COMPRESSOR UNTUK LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN UDARA BERTEKANAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
Feldy Aryodianto
NRP. 0421154600009

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :

Dr. Eng. M. Badrus Zaman., ST., MT

NIP. 197708022008011007

Surabaya,
Juli 2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

PEMODELAN MATEMATIK LINEAR COMPRESSOR UNTUK LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN UDARA BERTEKANAN

Nama Mahasiswa : Feldy Aryodianto
NRP : 0421154600009
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : Indra Ranu Kusuma, ST, M.Sc

Abstrak

Perkembangan teknologi pada saat ini yang semakin pesat dan persediaan energi fosil mulai menipis seiringnya waktu dan kebutuhan yang semakin meningkat mendorong manusia untuk menciptakan inovasi terbaru dan mencari energi alternative yang dapat diperbaharui dan ramah lingkungan. VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy) adalah sebuah alat yang cocok dengan perairan yang memiliki kecepatan arus rata-rata 0.257-2.57 [m/s] atau 0.5-5 [knot].

Dalam penelitian ini dimaksudkan untuk mengetahui udara bertekanan yang dihasilkan oleh linear compressor dari persamaan matematis dengan inputan gaya lift yang dihasilkan dari oscillating part berfungsi sebagai penggerak awal piston pada linear compressor sehingga gaya lift tersebut dikonversikan ke piston pada sistem linear compressor agar menghasilkan suatu aliran fluida bertekanan.

Adapun variasi terhadap gaya lift, kecepatan aliran fluida pada oscillating part, dan penentuan konstanta pegas. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa kecepatan (frekuensi) mempengaruhi besaran gaya dan tekanan yang dihasilkan pada sistem linear compressor, jika frekuensi bernilai semakin besar maka sebanding dengan nilai kecepatan dan percepatan menjadi lebih besar sehingga gaya yang dihasilkan bernilai besar dan sebaliknya.

Besaran gaya sebanding lurus dengan besaran tekanan. Pada perhitungan tekanan total yang dihasilkan pada piston memenuhi syarat untuk membuka valve discharge, valve akan membuka apabila tekanan pada valve lebih kecil dari nilai tekanan pada cylinder.

Keywords : linear compressor, piston, tekanan

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

MATHEMATICAL LINEAR COMPRESSOR MODELING FOR SEA WATER FLOW POWER BUILD UPON PRESSURIZED AIR

Name : **Feldy Aryodianto**
NRP : **0421154600009**
Majors : **Marine Engineering**
Supervisor : **Indra Ranu Kusuma, ST, M.Sc**

Abstract

Nowadays, developing of technology is rapid progressively and fossil fuel is diminish sharply as time goes by and needs are increasing that makes human create new innovations and find out the alternative which is renewable and eco-friendly. Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy (VIVACE) is a suitable instrument in average current waters 0.257-2.57 [m/s] or 0.5-5 [knot].

The purpose this research is to determine pressurized air which is produced by a linear compressor from equation with lift force input produced by an oscillating part which functions as an initial piston driver in linear compressor so that lift force converted to piston in linear compressor in order produces a pressurized fluid current.

There are variety of lift force, velocity of fluid current in oscillating part, and determination of force constant. The conclusion from this research is obtained, velocity (frequency) effects forces and produced pressure on linear compressor, if frequency is higher, it is equal to velocity and acceleration which also becomes higher so the produced force is also high and otherwise.

The magnitude of force is proportional to the amount of pressure. In the calculation of the total pressure generated on the piston is eligible to open the valve discharge, the valve will open when the pressure on the valve is less than the pressure value on the cylinder.

Keywords : linear compressor, piston, pressure

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Puji dan Syukur kami panjatkan kehadiran Allah SWT atas segala karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan sebaik-baiknya. Tidak lupa Sholawat serta Salam senantiasa tercurahkan kepada junjungan kita Nabi Muhammad SAW.

Tugas Akhir merupakan salah satu mata kuliah akhir sebagai salah satu syarat kelulusan di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Oleh sebab itu, maka dalam penyelesaian tugas pamungkas ini penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu penulis sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Secara khusus penulis juga mengucapkan terima kasih kepada :

1. Orang yang paling saya sayangi yaitu bapak, mamah dan kakak yang telah memberikan support baik moral maupun material sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan sebaik-baiknya.
2. Bapak Indra Ranu Kusuma, ST, M.Sc sebagai dosen pembimbing saya yang senantiasa memberikan tuntunan dan motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Seluruh dosen dan karyawan di lingkungan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang senantiasa memberikan bantuan dalam kelancaran proses pelaksanaan Tugas Akhir ini.
4. Sahabat atau orang dalam kebaikan : Vania, Satriyo A, Ruth Siregar, Rizky Putri, niyatur, ayu pritalia, anak kontrakan anak banjir 96, yang mewarnai hari-hari penulis dengan keceriaan dan memberikan semangat tiada hentinya serta selalu mau direpotkan oleh penulis.
5. Untuk Bagus Prambudi, Triantono Taufik, Sujak, teman yang selalu mau direpotkan dan menolong selama berkuliah di ITS tercinta ini.
6. Untuk beberapa orang yang pernah meremehkan saya dan membuat saya menjadi lebih termotivasi untuk menjadi lebih baik.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Daftar isi

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan.....	2
1.5. Manfaat.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	3
2.1. Model Portable Induced Vibration.....	3
2.2. Oscillating part.....	4
2.2.1. Perhitungan dalam kondisi Steady.....	5
2.3. Linear Compressor.....	6
2.3.1. Dasar Matematika Model.....	7
2.3.2. Sistem Kerja Piston.....	8
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	19
BAB IV PEMBAHASAN.....	21
4.1. Ruang Lingkup.....	21
4.2. Analisa Perhitungan Oscillating Part.....	22
4.3. Analisa Perhitungan Linear Compressor.....	30
4.3.1. Gaya Total (Forward Stroke).....	34
4.3.2. Tekanan Total (P) Piston pada Forward Stroke.....	37
4.3.3. Gaya Total (Back Stroke).....	39
4.3.4. Tekanan Total (P) pada Back Stroke.....	42
4.3.5. Perhitungan Analisa Valve Discharge.....	44
4.4. Analisa Pada Pemodelan Matematis.....	47

4.4.1.	Analisa Perhitungan Oscillating Part	47
4.4.2.	Analisa Perhitungan Linear Compressor.....	47
BAB V Kesimpulan		51
5.1	Kesimpulan.....	51
5.2	Saran.....	51
BAB VI.....		53
DAFTAR PUSTAKA		53
LAMPIRAN 1		55
BIODATA PENULIS		59

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1. Model pembangkit Listrik tenaga vortex [1]	1
Gambar 2. 1. Model pembangkit Listrik tenaga vortex [1]	3
Gambar 2. 2. Aliran vortek melalui circular cylinder	4
Gambar 2. 3. Posisi Linear Compressor pada sistem Model pembangkit Listrik tenaga vortex	7
Gambar 2. 4. Free Body Diagram pada piston [5]	8
Gambar 2. 5. Free Body Diagram pada Forward Stroke	9
Gambar 2. 6. Free Body Diagram pada Back Stroke	10
Gambar 2. 7. Free Body Diagram pada valve discharge terbuka	11
Gambar 2. 8. Aliran massa mulai dari tahap suction dan discharge	11
Gambar 3. 1. Bagian Flowchart Metodologi Penelitian	20
Gambar 4. 1. Hubungan reynold number dengan strouhal number	25
Gambar 4. 2. Linear Compressor yang dirancang	30
Gambar 4. 3. Free Body Diagram dari Forward Stroke	31
Gambar 4. 4. Luasan pada ruang kompresi	33
Gambar 4. 5. Free Body Diagram dari Forward Stroke	34
Gambar 4. 6. Free Body Diagram dari Back Stroke	39
Gambar 4. 7. Diagram frekuensi terhadap gaya total	49
Gambar 4. 8. Diagram frekuensi terhadap gaya total	49

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Koefisien Viskositas untuk berbagai fluida	14
Tabel 2. 2. Massa jenis zat [10]	15
Tabel 4. 1. Data hasil simulasi dari CFD [3]	22
Tabel 4. 2. Data hasil Amplitudo awal	23
Tabel 4. 3. Data hasil frekuensi exitasi	24
Tabel 4. 4. Data hasil rasio frekuensi	25
Tabel 4. 5. Data hasil Amplitudo exitasi	26
Tabel 4. 6. Data hasil frekuensi angular teredam.....	28
Tabel 4. 7. Data hasil perhitungan	28
Tabel 4. 8. Respon total dengan beberapa variasi waktu	29
Tabel 4. 9. Parameter variasi Gaya lift	30
Tabel 4. 10. Tabel Total Gaya Pada Piston Forward Stroke	37
Tabel 4. 11. Tekanan total pada Forward Stroke	38
Tabel 4. 12. Tabel Gaya Total Piston Back Stroke	42
Tabel 4. 13. Tabel Tekanan Total Pada Piston Back Stroke	43
Tabel 4. 14. Tabel Gaya untuk membuka valve discharge	46
Tabel 4. 15. Tabel Perhitungan pada Oscillating Part.....	47
Tabel 4. 16. Tabel Gaya Total yang bekerja pada ruang kompresi	48
Tabel 4. 17. Tabel Hasil Perhitungan	48
Tabel 4. 18. Gaya Total yang bekerja pada ruang kompresi dan Gaya valve discharge	50

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

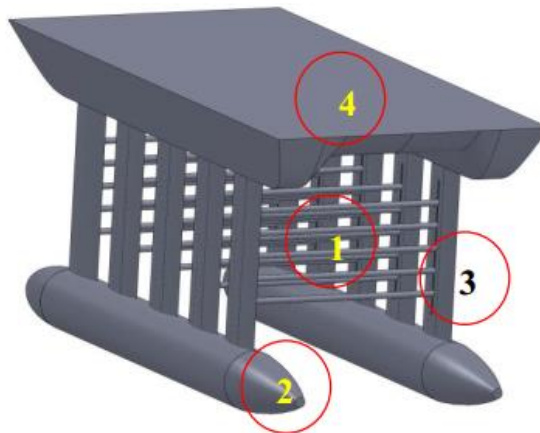
1.1. Latar Belakang

Listrik sebuah kebutuhan pokok manusia dan sebagai penunjang di segala aspek pembangunan, dan peningkatan taraf hidup. Hal ini dapat dipahami karena ketersediaan listrik seiring waktu ke waktu tidak melebihi nilai kebutuhan listrik yang terus meningkat.

Perkembangan teknologi pada saat ini yang semakin pesat dan persediaan energi fosil mulai menipis seiringnya waktu dan kebutuhan yang semakin meningkat mendorong manusia untuk menciptakan inovasi terbaru dan mencari energi alternative yang dapat diperbaharui dan ramah lingkungan. Parameter lingkungan pada simulasi disesuaikan dengan karakteristik perairan yang menjadi acuan, yakni perairan Karimata [1]. VIVACE (*Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy*) adalah sebuah alat yang cocok dengan perairan yang memiliki kecepatan arus rata-rata 0.257-2.57 [m/s] atau 0.5-5 [knot]. Dengan demikian, bahkan dari arus yang melambat seperti 0,25 m / s, VIVACE dapat mengekstrak energi dengan rasio konversi daya tinggi yang membuat arus laut / arus sungai menjadi sumber daya yang lebih mudah diakses dan ekonomis [2].

Penelitian ini dilakukan dengan cara mengkaji suatu model osilating part dari pembangkit listrik tenaga vortek. Model tersebut merupakan suatu desain perencanaan suatu pembangkit listrik tenaga arus air laut yang portable dan mampu mengapung diatas permukaan air. Analisa ditujukan terhadap fenomena getaran *vortex* yang terjadi pada osilating part yang berbentuk selinder dari komponen yang dimiliki oleh model.

Dengan mensimulasikan aliran fluida yang melalui oscillating part diteruskan hasil gaya lift ke linear compressor agar menghasilkan aliran fluida bertekanan dari linear compressor dengan pemodelan matematik, respon dinamik dan perilaku objek yang berada dalam aliran arus air dapat diprediksi, sehingga dapat digunakan gaya lift dari oscillating part untuk dikonversikan ke linear compressor untuk menghasilkan aliran udara bertekanan dan sebagai bahan pertimbangan dalam perencanaan suatu pembangkit listrik tenaga *vortex*.



Gambar 1. 1. Model pembangkit Listrik tenaga vortex [1]

1.2. Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang, penelitian ini mengkaji persamaan-persamaan matematis untuk alat konversi energi berupa udara bertekanan yang dihasilkan oleh linear compressor. Gaya lift yang dihasilkan dari oscillating part berfungsi sebagai inputan dari linear compressor sehingga gaya lift tersebut dikonversikan ke piston pada sistem linear compressor agar menghasilkan suatu aliran fluida bertekanan.

1.3. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah:

- a. Tidak memasukkan faktor proses perpindahan panas yang terjadi.
- b. Tidak memasukkan stabilitas dari konstruksi bangunan.

1.4. Tujuan

Menghitung dan menghasilkan persamaan matematis untuk linear compressor yang menghasilkan udara bertekanan untuk sistem portable listrik tenaga arus air laut.

1.5. Manfaat

Mengetahui seberapa besar nilai energi dari pemanfaatan getaran vortex untuk diteruskan ke linear compressor sebagai energi mekanik.

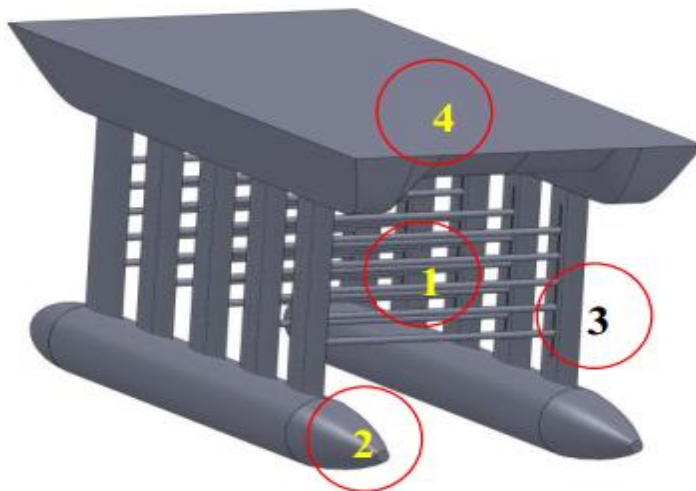
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Model Portable Induced Vibration

Perkembangan teknologi pada saat ini yang semakin pesat dan persediaan energi fosil mulai menipis seiringnya waktu dan kebutuhan yang semakin meningkat mendorong manusia untuk menciptakan inovasi terbaru dan mencari energi alternative yang dapat diperbaharui dan ramah lingkungan. *Model Portable Induced Vibration* atau VIVACE (*Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy*) adalah pemodelan pembangkit listrik bertenaga energi arus air laut. Parameter lingkungan pada simulasi disesuaikan dengan karakteristik perairan yang menjadi acuan, yakni perairan Karimata [1]. VIVACE (*Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy*) adalah sebuah alat yang cocok dengan perairan yang memiliki kecepatan arus rata-rata 0.257-2.57 [m/s] atau 0.5-5 [knot] [2].

VIVACE memiliki densitas energi yang tinggi dan tidak mengganggu sistem pelayaran, karena pada VIVACE energi kinetik yang berasal dari arus laut yang berfungsi untuk menggerakkan *oscillating part* yang berada dibawah permukaan air [2]. Oleh karena itu, VIVACE terendam dalam air laut sepanjang waktu, kecuali untuk pemeliharaan, sehingga tidak mengganggu bangunan laut lainnya. Model Portable induced Vibration dapat dilihat pada gambar 2.1[1].



Gambar 2. 1. Model pembangkit Listrik tenaga *vortex* [1]

Komponen pada sistem *Portable Induced Vibration*, diantaranya :

- Oscillating part, pada prototype ini terdapat silinder yang akan menghasilkan gaya-gaya hasil dari vortex yang mampu menghasilkan osilasi terbaik.
- Part base, komponen berfungsi sistem apung pada model Portable Induced Vibration.
- Part stick (penegar), merupakan penyangga bermacam komponen pada Portable Induced Vibration. Dalam part stick terdapat sistem linear compressor untuk

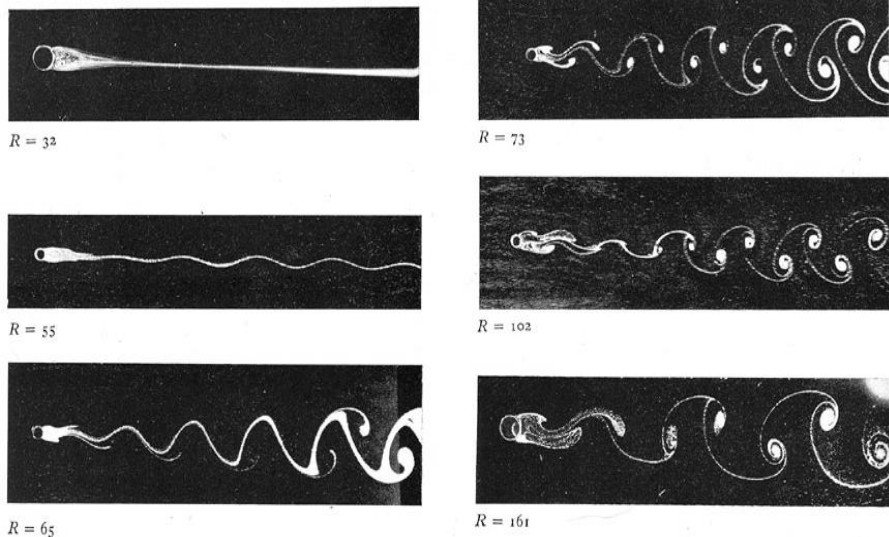
meneruskan gaya lift yang dihasilkan oleh silinder oscillating part yang selanjutnya untuk menghasilkan udara bertekanan.

- d. Part deck, komponen sebagai letak sistem generator linear.

Dari sekian komponen tersebut hanya pada sistem linear compressor pada komponen part stick. Dalam part stick terdapat sistem linear compressor untuk meneruskan gaya lift dari silinder oscillating part sebagai penghasil udara bertekanan yang selanjutnya diubah menjadi energi listrik oleh generator compressor.

2.2. Oscillating part

Vortex Induced Vibrations (VIV) adalah sebuah fenomena jika sebuah silinder berada dalam suatu aliran fluida, maka akan terjadi pelepasan vortex shedding dan berikutnya vortex tersebut akan menimbulkan gaya-gaya diantaranya gaya lift dan gaya drag yang bekerja pada silinder tersebut yang bervariasi secara periodic gaya drag akan berosilasi dengan frekuensi dua kali frekuensi vortex-shedding yang timbul, sedangkan gaya lift akan berosilasi pada frekuensi pelepasan vortexnya. Pada fenomena ini akan terjadi pada silinder berkondisi rigid dan fixed.



Gambar 2. 2. Aliran vortex melalui circular cylinder

Jika kondisi silinder tersebut adalah ditumpu yang memungkinkan bergerak fleksibel atau istilah *flexibly-mounted cylinder*, maka gaya drag dan lift dapat menghasilkan silinder bergerak dengan frekuensi tertentu. Gaya lift tersebut akan menimbulkan getaran tegak lurus arah aliran fluida (*cross-flow vibration*) dan gaya drag menggetarkan silinder dalam arah aliran fluida (*in-line vibration*). Sehingga kedua getaran dalam fenomena ini disebut getaran akibat pelepasan vortex (*Vortex Induced Vibration*).

Hasil dari percobaan ini memperlihatkan bahwa pemisahan vortex dipaksa berinteraksi dengan getaran selinder sebelum vortex terlepas dan terjadi pada frekuensi yang sama. Fenomena ini dikenal sebagai *lock-in* atau resonansi. Dalam rentang *lock-in*

tiga frekuensi saling berdekatan yaitu berturut-turut frekuensi getaran silinder, frekuensi vortex-shedding dan frekuensi alami sistem.

Pada kondisi ini pelepasan vortex serta gaya lift yang terjadi akan beresilasi serempak dengan gerakan silinder sehingga amplitudo getaran yang dihasilkan menjadi lebih besar. Gaya yang dihasilkan dari oscillating part diteruskan ke linear compressor. Parameter yang berpengaruh terhadap *vortex induced vibrations* adalah sebagai berikut [3]:

1. Reynolds number

Reynolds adalah perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskositas yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan ini berfungsi untuk menjelaskan karakteristik aliran dari suatu fluida, apakah laminar atau turbulen.

2. Reduced velocity

Reduced velocity (V_r) adalah bilangan tak berdimensi yang berfungsi untuk menentukan eksistensi *vortex shedding*. Dari harga *reduced velocity* maka dapat diketahui adanya *vortex induced vibrations* pada selinder. *Vortex induced vibrations* terjadi pada rentang *reduced velocity* antara $5 < V_r < 7$.

3. Vortex shedding frequency

Ketika suatu fluida mengalir melalui sebuah selinder atau struktur maka aliran fluida tersebut akan mengalami ketidak setabilan, ini akan menyebabkan adanya *flow separation* pada aliran dan terbentuknya suatu pusaran (*vortex*) di belakang selinder.

Pusaran tersebut akan mengakibatkan perubahan tekanan hydrodinamis selinder, sehingga akan timbul gaya-gaya yang berkerja pada selinder. Nilai dari frekuensi *vortex* tergantung dari kecepatan aliran fluida dan diameter selinder. Bila frekuensi *vortex* mendekati atau sama dengan frekuensi alami sistem maka akan terjadi fenomena resonansi pada selinder, sehingga menimbulkan getaran yang disebabkan oleh *vortex shedding*.

2.2.1. Perhitungan dalam kondisi Steady

Respon dinamis yang akan dihitung tergantung pada seberapa besar getaran yang dihasilkan oleh struktur. Pada dasarnya getaran yang dihasilkan dari struktur ada 2 macam yaitu getaran alami dan getaran paksa [1]. Persamaan yang digunakan adalah[8]:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_c + \mathbf{u}_p \tag{2.1}$$

Dengan

u = respon total

u_c = respon alami

u_p = respon paksa

Dalam hal ini Hukum Newton I dan II digunakan untuk menurunkan persamaan gerak dengan menggunakan persamaan berikut ini :

$$\Sigma F_y = 0 \text{ dan } \Sigma F_y = m \cdot \ddot{u} \quad (2.2)$$

Dengan :

ΣF_y = resultan gaya [N]

m = massa [kg]

\ddot{u} = percepatan [m/s^2]

Penurunan dari persamaan diatas akan didapat persamaan (harmonic steady state respon) untuk menghitung persamaan respon dinamis sebagai berikut [1]:

$$u = U \cos (\Omega t - \alpha) + e^{s_n t}(A_1 \cos \omega_d t + A_2 \cos \omega_d t) \quad (2.3)$$

dengan

u = total respons (m)

U = steady state respons (m)

Ω = frekuensi eksitasi (rad/s)

t = waktu (detik)

α = sudut fase (rad)

ω_d = frekuensi angular teredam (rad/s)

A_1 = konstanta riil

ω_n = frekuensi angular tak teredam (rad/s)

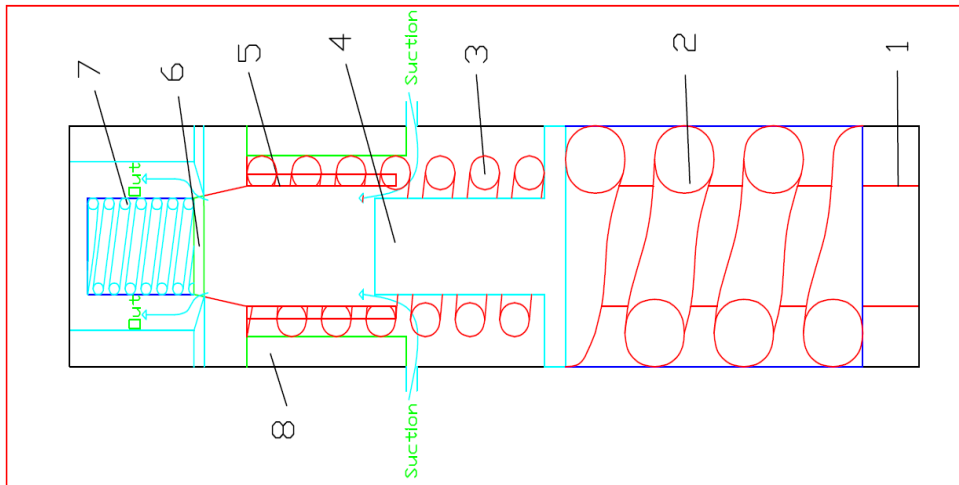
A_2 = konstanta riil

2.3. Linear Compressor

Linear compressor adalah kompresor gas dimana piston bergerak sepanjang jalur linier. Karena tidak adanya konversi putaran ke gerak linier, semua kekuatan gaya gerak linear compressor bertindak sepanjang sumbu tunggal yaitu sumbu gerak piston. Karakteristik beban dan getaran sisi yang sangat rendah membuat engine ini sangat sunyi dalam pengoperasiannya (menghasilkan kurang dari setengah suara dB jika dibandingkan dengan reciprocating compressor).

Karena mekanisme connecting rod tidak ada dalam linear compressor, kerugian gesekan minimum dan efisiensi mekanis dari kompresor maksimal. Linear compressor adalah salah satu teknologi kompresi berefisiensi tinggi yang tersedia [4].

2.3.1. Dasar Matematika Model



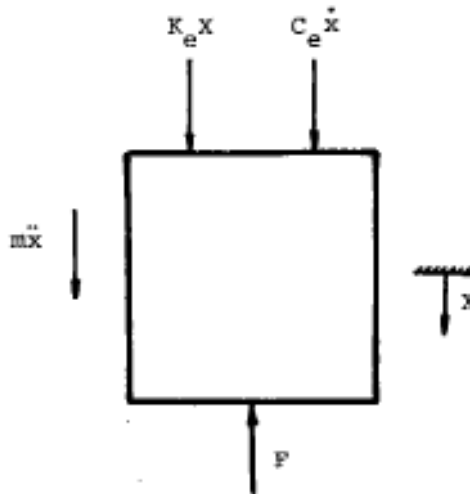
Gambar 2. 3. Posisi Linear Compressor pada sistem Model pembangkit Listrik tenaga vortex

Komponen pada Linear Compressor :

1. Cylinder Connecting Oscillating Part
Cylinder Connecting berfungsi sebagai penghubung dan penyalur gerakan lift yang dihasilkan oleh oscillating part.
2. Spring Damping
Spring damping sebagai pengaruh di dalam atau di atas sistem osilator yang memiliki efek mengurangi, membatasi atau mencegah osilasi.
3. Spring First
Spring first sebagai gaya bantuan untuk piston pada sistem kerja.
4. Piston
Piston sebagai yang gerakan naik turun untuk melakukan siklus kerja pada linear compressor, serta piston harus mampu mengkompresi udara menjadi tenaga udara bertekanan.
5. Cylinder Liner
Cylinder liner merupakan komponen yang berhubungan dengan tekanan, beban gesek sebagai akibat gerak naik turun piston.
6. Valve discharge
Valve discharge sebagai membuka dan menutup saluran buang dari ruang kompresi untuk keluar menuju saluran ke reservoir.
7. Spring valve discharge
Spring pada valve sebagai gaya kembali untuk menutup valve tersebut ketika valve membuka.
8. Block Cylinder

System kerja pada linear compressor pada sistem pembangkit listrik tenaga arus air laut adalah gerakan piston naik turun konversi dari gaya dari silinder

oscilating part agar menghasilkan aliran udara bertekanan untuk menggerakkan generator yang menghasilkan energi listrik.



Gambar 2. 4. Free Body Diagram pada piston [5]

Pada **gambar 2.4**, tenaga yang bekerja pada piston di linear compressor adalah pergerakan dari paling utama berasal dari dorongan gaya lift dari silinder oscilating part, efek dari udara, dan tambahan dari gaya pegas. Massa piston termasuk sebagian dari massa pegas dan tentu saja massa coil penggerak. Yang sangat penting adalah kenyataan bahwa pada setiap energi osilasi yang dikeluarkan pada setiap sistem yang sama dengan kerja kompresi gas dan pekerjaan yang diperlukan untuk mengatasi gesekan piston.

Persamaan yang dibutuhkan untuk menggambarkan karakteristik kompresor linear adalah:

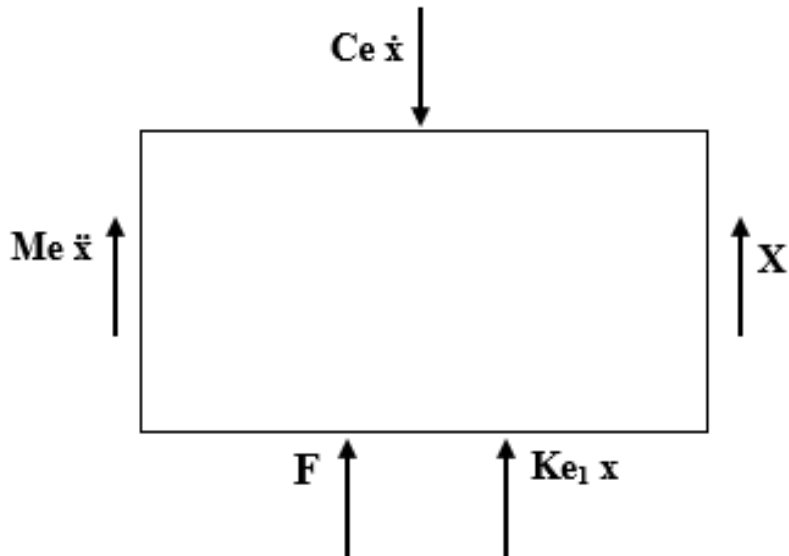
2.3.2. Sistem Kerja Piston

Berbagai istilah ini diperlakukan sebagai berikut, namun saat ini keduanya digabungkan dalam hal konstanta pegas yang setara 'Ke', konstanta redaman konstan yang setara 'Ce', dan massa pada sistem setara 'Me'. Persamaan gerak yang menghasilkan bagian mekanis dari sistem ini, oleh karena itu, diberikan oleh[9]:

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \sum F &= m \cdot a \\
 \sum F &= m \cdot \ddot{x} \\
 \sum F &= m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \\
 \left[M_e \frac{d^2x}{dt} + C_e \frac{dx}{dt} + K_e x = F \right] & \quad (2.4)
 \end{aligned}$$

1. Free Body Diagram Pada Kondisi *Forward*



Gambar 2. 5. Free Body Diagram pada Forward Stroke

Pada **Gambar 2.5**, kondisi piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA) efek gaya lift dari oscillating part disalurkan untuk mendorong piston kompresor ke arah atas untuk memampatkan udara menjadi udara bertekanan dan mengeluarkan udara hasil kompresi melalui valve discharge. Factor konstanta pegas damping yang setara 'Ke₁' mengurangi gaya piston, sedangkan viskositas udara redaman konstan yang setara 'Ce' dan massa pada sistem setara 'Me' mempengaruhi penambahan gaya dari piston ke atas.

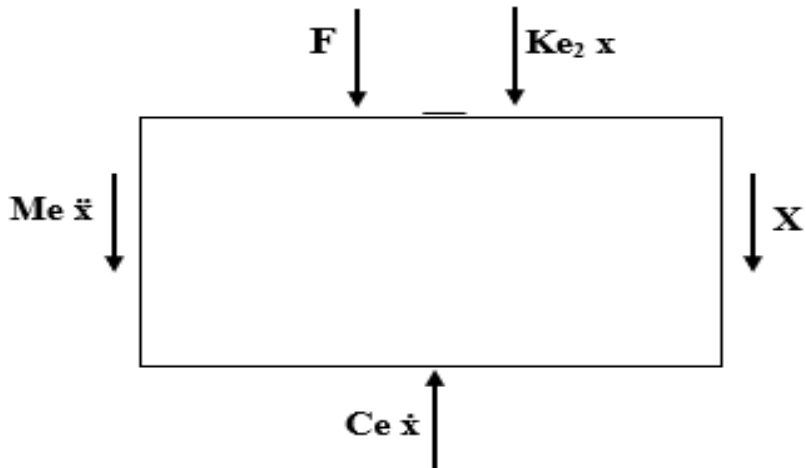
Pada langkah ini, selain itu piston berfungsi mendorong udara bertekanan keluar melalui valve discharge dari ruang kompresi menuju air receiver. Pada kondisi ini, saluran udara masuk (valve suction) di ruang kompresi tertutup sebelum titik mati atas dan katup discharge terbuka ketika piston sudah menuju titik mati atas.

$$\begin{aligned}
 F &= Me \ddot{x} \\
 F + Ke_1 x - Ce \dot{x} &= Me \ddot{x} \\
 F &= Me \ddot{x} + Ce \dot{x} - Ke_1 x
 \end{aligned}
 \tag{2.5}$$

Dimana :

- Me = Massa piston [kg]
- F = Gaya piston [N]
- Ce = Viskositas udara damping [N.s/m²]
- Ke₁ = Konstanta pegas damping [N/m]
- x = Jarak [m]
- \ddot{x} = Percepatan [m/s²]
- \dot{x} = Kecepatan [m/s]

2. Free Body Diagram Pada Kondisi *Back*



Gambar 2. 6. Free Body Diagram pada Back Stroke

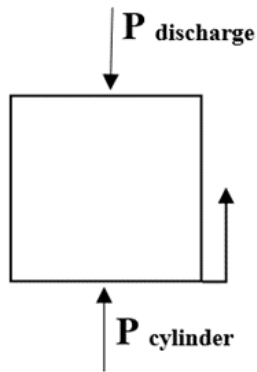
Pada **Gambar 2.6**, kondisi piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB) efek gaya lift dari oscillating part disalurkan untuk mendorong piston kompresor ke arah bawah untuk langkah pembilasan dan menghisap udara dari valve suction ke dalam ruang kompresi. Factor konstanta pegas atas yang setara 'Ke₂' mengurangi gaya piston, sedangkan viskositas udara redaman konstan yang setara 'Ce' dan massa pada sistem setara 'Me' mempengaruhi penambahan gaya dari piston ke bawah. Pada kondisi ini, saluran udara masuk (valve suction) di ruang kompresi terbuka mulai dari piston bergerak dari titik mati atas dan katup discharge tertutup.

$$\begin{aligned}
 F &= Me \ddot{x} \\
 -F - Ke_2 x + Ce \dot{x} &= - Me \ddot{x} \\
 F + Ke_2 x - Ce \dot{x} &= Me \ddot{x} \\
 F &= Me \ddot{x} + Ce \dot{x} - Ke_2 x
 \end{aligned}
 \tag{2.6}$$

Dimana :

Me	= Massa piston [kg]
F	= Gaya piston [N]
Ce	= Viskositas udara damping [N.s/m ²]
Ke ₂	= Konstanta pegas damping [N/m]
x	= Jarak [m]
\ddot{x}	= Percepatan [m/s ²]
\dot{x}	= Kecepatan [m/s]

3. Free Body Diagram Valve Discharge membuka

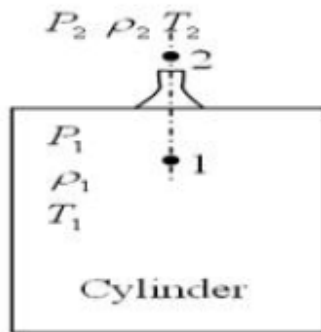


Gambar 2. 7. Free Body Diagram pada valve discharge terbuka

$P_{cylinder} > P_{discharge}$. Ketika katup pembuangan terbuka maka massa dibuang keluar dari silinder [4]. Tekanan di cylinder ($P_{cylinder}$) adalah gaya total yang dihasilkan di cylinder terhadap luasan valve discharge. Sedangkan Tekanan valve ($P_{discharge}$) adalah gaya pegas pada valve terhadap luasan valve discharge [4].

4. Estimasi laju aliran massa

Laju aliran massa melalui katup pembuangan udara bertekanan dan katup hisap agar udara masuk ke ruang silinder, dan dapat diasumsikan melalui nozzle.



Gambar 2. 8. Aliran massa mulai dari tahap suction dan discharge

Keterangan:

- P_1 = tekanan di dalam silinder [bar]
- ρ_1 = kepadatan refrigerant didalam silinder [kg/m^3]
- T_1 = Temperatur gas pendingin di dalam silinder [K]
- P_2 = tekanan di dalam silinder [bar]
- ρ_2 = kepadatan refrigerant didalam silinder [kg/m^3]
- T_2 = Temperatur gas pendingin di dalam silinder [K]

Pada sistem kerjanya, kompresor akan memenuhi kebutuhan udara bertekanan jika kedua katup tertutup, katup pembuangan terbuka atau katup hisap terbuka.

Kasus 1: Dua katup tertutup

$$\mathbf{P_{cylinder} < P_{discharge} \quad \text{dan} \quad P_{suction} < P_{cylinder}}$$

Ketika kedua katup ditutup, massa mengalir ke dan keluar dari silinder adalah nol atau massa di dalam silinder tetap konstan.

$$m_{in} = 0, m_{out} = 0$$

Kasus 2: Katup discharge terbuka

$$\mathbf{P_{cylinder} > P_{discharge}}$$

Saat katup pelepas terbuka maka massa dilempar keluar dari silinder. Kemudian,

$$\mathbf{M_{out} = \text{Gas density} * A_{\text{valve}} * \text{valve lift}} \quad (2.7)$$

Kemudian massa baru di dalam silinder tersebut adalah,

$$\mathbf{M_{cyl} = M_{cyl} - m_{out}} \quad (2.8)$$

Kasus 3: Katup suction terbuka

$$\mathbf{P_{cylinder} < P_{discharge}}$$

Bila katup hisap terbuka maka massa masuk ke dalam silinder. Kemudian,

$$\mathbf{M_{in} = \text{Gas density} * A_{\text{valve}} * \text{valve lift}} \quad (2.9)$$

Maka total massa di dalam silinder,

$$\mathbf{M_{cyl} = M_{cyl} + m_{in}} \quad (2.10)$$

5. Hukum Gerak Newton Kedua

Hukum Newton pertama menyatakan bahwa jika tidak ada gaya total yang bekerja pada sebuah benda, benda tersebut akan tetap diam, atau jika sedang bergerak, akan tetap bergerak dengan laju konstan dalam garis lurus.

Percepatan sebuah benda berbanding lurus dengan gaya total yang diberikan. Makin besar massa makin kecil percepatan, walaupun gayanya sama. Hubungan matematisnya, seperti dikemukakan Newton, adalah percepatan sebuah benda berbanding terbalik dengan massanya.

Hubungan ini ternyata berlaku secara umum dan dapat dirangkum sebagai berikut :

Percepatan sebuah benda berbanding lurus dengan gaya total yang bekerja padanya dan berbanding terbalik dengan massanya. Arah percepatan sama dengan arah gaya total yang bekerja padanya.

Ini adalah hukum gerak Newton kedua. Bentuk persamaannya dapat dituliskan.

$$a = \frac{\sum F}{m}$$

$$\sum F = m \cdot a \tag{2.11}$$

6. Gaya Pegas Elastis

Ketika sebuah getaran atau osilasi terulang sendiri, ke depan dan belakang, pada lintasan yang sama, gerakan tersebut disebut periodik. Bentuk yang paling sederhana dari gerak periodik dipresentasikan oleh sebuah benda yang berosilasi diujung pegas. Kita anggap bahwa massa pegas dapat diabaikan, dan bahwa pegas.

Semua pegas memiliki panjang alami dimana pada keadaan pegas tidak memberikan gaya pada massa dan posisi massa di titik ini disebut posisi setimbang. Jika massa dipindahkan untuk menekan pegas, pegas memberikan gaya pada massa yang bekerja dalam arah mengembalikan massa ke posisi setimbangnya; oleh sebab itu gaya tersebut “gaya pemulih”. Gaya pemulih sebanding lurus dengan simpangan x dari pegas yang direntangkan atau ditekan dari posisi setimbang.

Pegas mempunyai energi potensial ketika ditekan (atau direntangkan), karena ketika dilepaskan, ia dapat melakukan kerja pada sebuah bola. Bagi seseorang yang memegang pegas teregang atau tertekan sejauh x dari panjang normalnya (tidak teregang) dibutuhkan gaya F_p yang berbanding lurus dengan x . Yaitu,

$$F_p = k \cdot x \tag{2.12}$$

Dimana k konstan, dan disebut konstanta pegas, dan merupakan ukuran kekakuan pegas tertentu. Pegas itu sendiri memberikan gaya dengan arah yang berlawanan,

$$-F_p = k \cdot x \tag{2.13}$$

7. Tekanan Pada Fluida

Tekanan didefinisikan sebagai gaya per satuan luas, dimana gaya F dipahami bekerja tegak lurus terhadap permukaan A .

$$\text{Tekanan} = P = \frac{F}{A} \tag{2.14}$$

Dimana :

P = Tekanan total yang dihasilkan [N/m^2]

F = Gaya total yang dihasilkan piston [N]

A = Luasan total [m^2]

Satuan SI untuk tekanan adalah N/m^2 . Satuan ini mempunyai nama resmi pascal (Pa), untuk $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N}/\text{m}^2$.

Konsep tekanan terutama berguna dalam membahas fluida. Dari fakta eksperimental ternyata fluida memberikan tekanan ke semua arah. Hal ini telah dikenal oleh perenang dan penyelam yang merasakan tekanan air diseluruh bagian badan mereka.

Disetiap titik pada fluida yang diam, besarnya tekanan dari seluruh arah tetap sama. Anggaplah sebuah kubus kecil dalam suatu fluida yang karena bentuknya sangat kecil maka kita bisa mengabaikan gaya gravitasi padanya. Tekanan pada satu sisi harus sama dengan sisi dengan sisi sebaliknya. Jika hal ini terjadi, akan ada hal gaya total pada kubus dan kubus akan mulai bergerak. Jika fluida tidak mengalir, maka tekanan-tekanan harus sama.

Sifat penting lainnya dari fluida yang berada dalam keadaan diam adalah bahwa gaya yang disebabkan oleh tekanan fluida selalu bekerja tegak lurus terhadap permukaan yang bersentuhan dengannya.

8. Viskositas

Fluida yang riil memiliki gesekan internal yang besarnya tertentu yang disebut viskositas. Viskositas ada pada zat cair maupun gas, dan pada intinya merupakan gaya gesekan antara lapisan-lapisan yang bersisian pada fluida pada waktu lapisan-lapisan tersebut bergerak satu melewati yang lainnya. Pada gas, viskositas muncul dari tumbukan antar molekul.

Viskositas fluida yang berbeda dapat dinyatakan secara kuantitatif oleh *koefisien viskositas*, η (huruf kecil dari abjad Yunani eta). Nilai viskositas udara pada suhu 20^0 Celsius bernilai $0.0018 \times 10^{-3} [\text{N.s/m}^2]$ pada tabel 10-3 [10].

Koefisien Viskositas Fluida		
Fluida	Temperatur	Koefisien Viskositas (Pa.s)
Air	0	1.8×10^{-3}
	20	1.0×10^{-3}
	100	0.3×10^{-3}
Darah utuh	37	$\approx 4 \times 10^{-3}$
Plasma darah	37	$\approx 1.5 \times 10^{-3}$
Ethyl alkohol	20	1.2×10^{-3}
Oli mesin (SAE 10)	30	200×10^{-3}
Gliserin	20	1500×10^{-3}
Udara	20	0.018×10^{-3}
Hidrogen	0	0.009×10^{-3}
Uap air	100	0.013×10^{-3}

Tabel 2. 1. Koefisien Viskositas untuk berbagai fluida

9. Massa jenis (density)

Massa jenis (density), ρ , sebuah benda (ρ adalah huruf kecil dari abjad Yunani “rho”) didefinisikan sebagai massa per satuan volume:

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

$$m = V \cdot \rho \tag{2.15}$$

Dimana m adalah massa benda dan V merupakan volumenya. Massa jenis merupakan sifat khas dari suatu zat murni. Benda-benda yang terbuat dari unsur murni, seperti emas murni, bisa memiliki berbagai ukuran atau massa, tetapi massa jenis akan sama untuk seluruhnya. Pada tabel di bawah bahwa nilai massa jenis aluminium adalah $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$ dan Gas udara adalah $\rho = 1.29 \text{ kg/m}^3$ pada tabel 10-1 [10]. Satuan SI untuk massa jenis adalah kg/m^3 .

Massa Jenis Beberapa Zat	
Zat	Massa jenis ρ (kg/m^3)
Aluminium	2.7×10^3
Besi dan baja	7.8×10^3
Tembaga	8.9×10^3
Timah	11.3×10^3
Emas	19.3×10^3
Beton	2.3×10^3
Granit	2.7×10^3
Kayu (biasa)	$0.3\text{-}0.9 \times 10^3$
Gelas, umum	$2.4\text{-}2.8 \times 10^3$
Es	0.917×10^3
Tulang	$1.7\text{-}2.0 \times 10^3$
Air (4°C)	1.00×10^3
Darah, plasma	1.03×10^3
Darah, keseluruhan	1.05×10^3
Air laut	1.025×10^3
Air raksa	13.6×10^3
Alkohol, ethyl	0.79×10^3
Bensin	0.68×10^3
Udara	1.29
Helium	0.179
Karbondioksida	1.98
Air (uap) 100°C	0.598

Tabel 2. 2. Massa jenis zat [10]

10. Prinsip Pascal

Atmosfir Bumi memberikan tekanan pada semua benda yang bersentuhan dengannya, termasuk fluida lainnya. Tekanan luar yang bekerja pada fluida disalurkan ke seluruh fluida. **Prinsip Pascal** menyatakan bahwa tekanan yang diberikan pada fluida dalam suatu tempat akan menambah tekanan keseluruhan dengan besar yang sama.

$$P_{keluar} = P_{masuk}$$

$$\frac{F_{keluar}}{A_{keluar}} = \frac{F_{masuk}}{A_{masuk}}$$

$$\frac{F_{keluar}}{F_{masuk}} = \frac{A_{keluar}}{A_{masuk}} \quad (2.16)$$

11. Gerak Harmonik

Ketika sebuah getaran atau osilasi terulang sendiri, ke depan dan belakang, pada lintasan yang sama, gerakan tersebut disebut periodik. Untuk membahas gerak getaran, kita perlu mendefinisikan beberapa istilah. Jarak x massa dari titik setimbang pada setiap saat disebut simpangan. Simpangan maksimum jarak terbesar dari titik setimbang adalah **amplitude**, A . Satu siklus mengacu pada gerak bolak balik yang lengkap dari satu titik awal, kemudian kembali ke titik yang sama, katakanlah dari $x = A$ ke $x = -A$ kembali ke $x = A$. **Periode**, T , didefinisikan sebagai waktu yang dibutuhkan untuk satu siklus lengkap.

Akhirnya, **frekuensi** (f) adalah jumlah siklus lengkap per detik. Frekuensi biasanya dinyatakan dalam hertz (Hz), dimana $1 \text{ Hz} = 1$ siklus per detik. Semua sistem yang bergetar dimana gaya pemulih berbanding lurus dengan negatif simpangan dikatakan melakukan **gerak harmonik sederhana (GHS)**. Sistem seperti ini sering disebut **osilator harmonis sederhana (OHS)**.

Kecepatan sudut didefinisikan dengan analoginya terhadap kecepatan linear biasa. Setiap partikel atau titik pada benda tegar yang berotasi memiliki, pada setiap saat, kecepatan linear v dan percepatan linear a .

$$v = \omega \cdot x \quad (2.17)$$

Kita dapat menghubungkan kecepatan sudut ω dengan frekuensi rotasi, f , dimana frekuensi berarti jumlah gerak naik sejauh jarak x turun per sekon. Satu putaran berhubungan dengan sudut 2π radian dan sepanjang jarak disebut x . Berarti, secara umum, frekuensi f berhubungan dengan kecepatan sudut ω dengan cara

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

Atau

$$\omega = f \cdot 2\pi \quad (2.18)$$

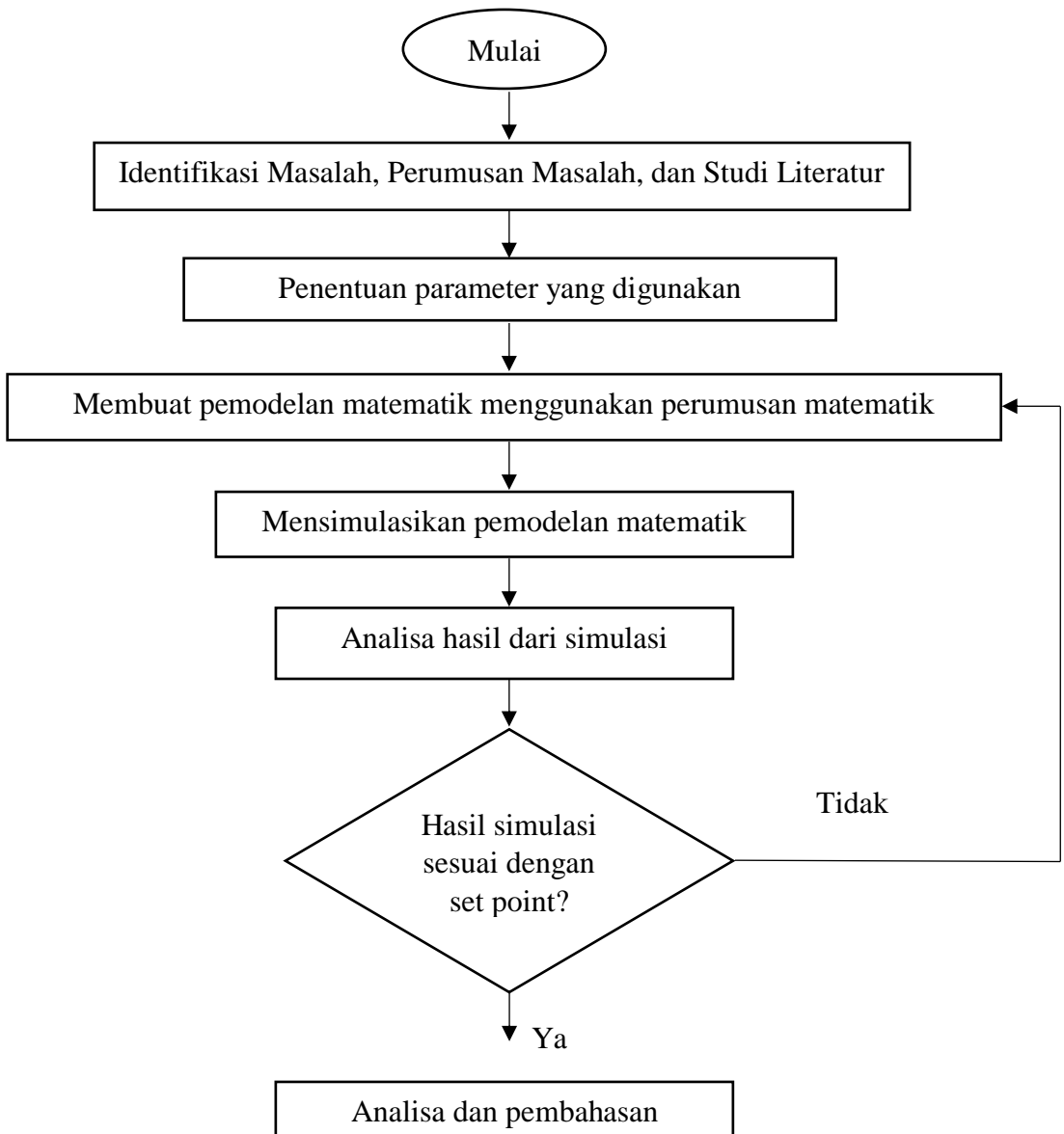
Percepatan linier muncul dari perubahan arah kecepatan, kita tuliskan kembali besaran ini dalam ω dengan menggunakan persamaan :

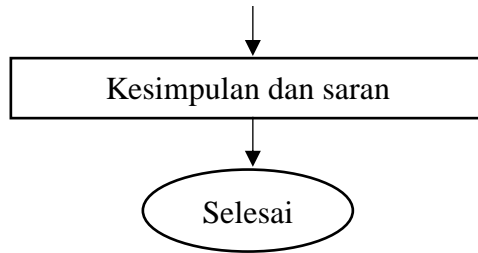
$$a = \frac{\omega^2}{x} = \omega^2 \cdot x \quad (2.19)$$

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian adalah suatu proses dalam penulisan ilmiah yang bertujuan dalam membuat kerangka dasar penyelesaian terhadap permasalahan yang diteliti dimana berisi langkah-langkah yang akan dijalankan untuk menyelesaikan penelitian tersebut. Dalam metodologi penelitian pada tugas akhir ini menggunakan metode analisa. Analisa ini dilakukan berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan dari pemodelan matematik sistem gerak linear kompresor. Berikut ini adalah flowchart yang digunakan untuk penelitian tugas akhir ini.





Gambar 3. 1. Bagian Flowchart Metodologi Penelitian

Penjelasan dari flowchart di atas sebagai berikut:

a. Identifikasi Masalah, Perumusan Masalah, dan Studi Literatur

Pada tahap awal yaitu mengidentifikasi masalah yang ada pada penelitian tersebut dan merumuskan masalah sehingga menjadi penelitian ini. Setelah mengetahui perumusan masalah langkah selanjutnya mencari studi literatur yang sesuai dengan penelitian ini.

Studi literatur adalah menyelesaikan permasalahan dengan dasar referensi teori yang relevan dan sumber-sumber kajian yang pernah dibuat sebelumnya.

b. Penentuan parameter yang digunakan

Pada tahap ini dilakukan proses penentuan parameter yang digunakan dalam proses pembuatan pemodelan matematik untuk sistem gerak linear compressor dengan desain mempunyai desain pembanding dari sumber yang sudah dikaji sebelumnya.

c. Membuat pemodelan matematik menggunakan perumusan matematik

Pada tahap ini dilakukan proses pembuatan pemodelan persamaan matematik yang akan digunakan dalam sistem linear kompresor berdasarkan sistem kompresi dan menggunakan parameter yang ditentukan.

d. Mensimulasikan pemodelan matematik menggunakan perumusan matematik

Pada tahap ini dilakukan proses simulasi untuk mengetahui hasil grafik yang dihasilkan dari pemodelan yang telah dirancang apakah hasil rumus persamaan matematik sinkron dengan dasar teori.

e. Analisa dan pembahasan

Pada tahap ini dilakukan proses analisa dari hasil simulasi yang dilakukan dan melakukan pembahasan secara matematik agar mencapai tujuan yang telah ditargetkan dalam penelitian ini.

f. Kesimpulan dan saran

Pada tahap ini adalah tahap finish dalam penelitian ini yaitu penyimpulan dari hasil penelitian yang dilakukan apakah sudah menjawab permasalahan pokok yang telah diidentifikasi dan memberi saran untuk perbaikan dalam penelitian ini.

BAB IV PEMBAHASAN

4.1. Ruang Lingkup

Sesuai perencanaan pada metodologi penelitian, mengidentifikasi parameter-parameter yang akan menjadi acuan dalam penelitian ini. Adapun parameter yang digunakan, yaitu :

1. Parameter oscillating part :

- Panjang = 4 [m]
- Diameter = 0.1 [m]
- Damping ratio = 0.268
- Konstanta pegas = 608 [Nm]
- Jarak antar silinder = 0.2-0.5 [m]
- Massa jenis silinder = 2700 [kg/m³]
- Strouhal number = 0.2
- Massa jenis fluida = 1025 [kg/m³]
- Kecepatan

Kecepatan yang diberlakukan pada percobaan untuk setiap model adalah:

$$V_1 = 0.6 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 0.8 \text{ m/s}$$

$$V_3 = 1.0 \text{ m/s}$$

$$V_4 = 1.2 \text{ m/s}$$

2. Parameter Linear Compressor :

- Diameter piston = 0.1 [m]
- Panjang stroke = 0.4 [m]
- Gaya lift = 315.56 [N] ; 316.32[N] ; 316.36[N] ; 316.40[N]
- Konstanta damping = 268 [N/m]
- Konstanta pegas = 608 [N/m]
- Frekuensi = 5 [Hz]

3. Parameter lingkungan :

- Viskositas kinematis = 1.01×10^{-5} [m²/s]
- Suhu fluida = 20° C
- Kecepatan arus = 0.6 ; 0.8 ; 1.0 ; 1.2 [m/s]
- Massa jenis udara = 1.29 [kg/m³]
- Reynold number = $4.95 - 9.9 \times 10^4$

4.2 Analisa Perhitungan Oscillating Part

No	Pemodelan	Kecepatan fluida	Lift force dari CFD	Kecepatan exitasi (v)
		(m/s)	(N)	(m/s)
1	Model I	0.60	315.561	1.061
		0.80	316.323	1.421
		1.00	316.363	1.783
		1.20	316.396	2.146

Tabel 4. 1. Data hasil simulasi dari CFD [3]

Perhitungan respon total dinamis (amplitudo) dengan memanfaatkan data gaya lift yang dihasilkan oleh oscillating part dan kecepatan exitasi. Berikut adalah perhitungan respon dinamik dengan memvariasikan kecepatan arus (0.6 [m/s] ; 0.8 [m/s] ; 1.0 [m/s] ; 1.2 [m/s]).

1. Amplitudo awal

Dimana dalam perhitungan selinder ditopang oleh dua pegas sehingga perhitungannya adalah sebagai berikut:

a. Variasi kecepatan arus 0.6 [m/s]

$$U_o = P_o/2k$$

$$= 315.56/(2 \times 608)$$

$$U_o = 0.25951 \text{ [m]}$$

b. Variasi kecepatan arus 0.8 [m/s]

$$U_o = P_o/2k$$

$$= 316.323/(2 \times 608)$$

$$U_o = 0.26013 \text{ [m]}$$

c. Variasi kecepatan arus 1.0 [m/s]

$$U_o = P_o/2k$$

$$= 316.363/(2 \times 608)$$

$$U_o = 0.26017 \text{ [m]}$$

d. Variasi kecepatan arus 1.2 [m/s]

$$U_o = P_o/2k$$

$$= 316.396/(2 \times 608)$$

$$U_o = 0.26019 \text{ [m]}$$

Dimana :

$P_o = 315.56 \text{ N} ; 316.323 \text{ N} ; 316.363 \text{ N} ; 316.396 \text{ N}$

$K = 608 \text{ N/m}$ (memakai dua pegas)

k	Kecepatan fluida	Po	Uo = Po/ 2k
(N/m)	(m/s)	(N)	(m)
608	0.6	315.561	0.25951 m
608	0.8	316.323	0.26013 m
608	1	316.363	0.26017 m
608	1.2	316.396	0.26019 m

Tabel 4. 2. Data hasil Amplitudo awal

Perhitungan amplitudo dengan P_o adalah Gaya angkat hasil dari Oscillating part dan k konstanta pegas dengan memakai dua pegas kanan dan kiri pada oscillating part).

2. Frekuensi angular tak terendam sistem

Dibutuhkan kalkulasi Mosc (massa oscillating part) dan M_d (massa disp) terlebih dahulu untuk menghitung frekuensi angular tak terendam.

$$\begin{aligned}\omega_n &= [k/(m_{osc} + m_d)]^{1/2} \\ \omega_n &= [2 \times 608/(32.19 + 54.742)]^{0.5} \\ &= 3.740046 \text{ rad/s}\end{aligned}$$

massa displacement :

$$\begin{aligned}m_d &= \rho \times \pi \times r^2 \times L \\ &= 1025 \times 3.14 \times (0.05)^2 \times 4 \\ &= 32.19 \text{ [kg]}\end{aligned}$$

massa oscillating part :

$m_{osc} = V_{selimut} \times \rho$ bahan selinder
mengacu pada perhitungan tebal selinder maka :

$$\begin{aligned}\text{volume total selinder (Vt)} &= \pi \times r^2 \times L \\ &= 3.14 \times 0.05^2 \times 4 \\ &= 0.0314 \text{ m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{volume rongga (Vr)} &= \pi \times (r\text{-thickness})^2 \times (L - 2 \times \text{thickness}) \\ &= 3.14 \times (0.05 - 0.02)^2 \times (4 - 2 \times 0.02) \\ &= 0.0112 \text{ m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{volume selimut (vs)} &= \text{volume total} - \text{volume rongga} \\ &= 0.0314 - 0.0112 \\ &= 0.0202 \text{ m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{osc} &= V_{selimut} \times \rho \text{ bahan selinder} \\
&= 0.0202 \times 2710 \\
&= 54.742 \text{ [kg]}
\end{aligned}$$

3. Frekuensi Exitasi

- a. Variasi kecepatan arus 0.6 [m/s]
 $\Omega = Sh \times (\text{kecepatan eksitasi/diameter selinder})$
 $\Omega = 0.2 \times (1.061/0.1)$
 $= 2.122 \text{ rad/s}$
- b. Variasi kecepatan arus 0.8 [m/s]
 $\Omega = Sh \times (\text{kecepatan eksitasi/diameter selinder})$
 $\Omega = 0.2 \times (1.421/0.1)$
 $= 2.842 \text{ rad/s}$
- c. Variasi kecepatan arus 1.0 [m/s]
 $\Omega = Sh \times (\text{kecepatan eksitasi/diameter selinder})$
 $\Omega = 0.2 \times (1.783/0.1)$
 $= 3.566 \text{ rad/s}$
- d. Variasi kecepatan arus 1.2 [m/s]
 $\Omega = Sh \times (\text{kecepatan eksitasi/diameter selinder})$
 $\Omega = 0.2 \times (2.146/0.1)$
 $= 4.292 \text{ rad/s}$

Dimana :

Sh = Strouhal number

V = kecepatan eksitasi (m/s)

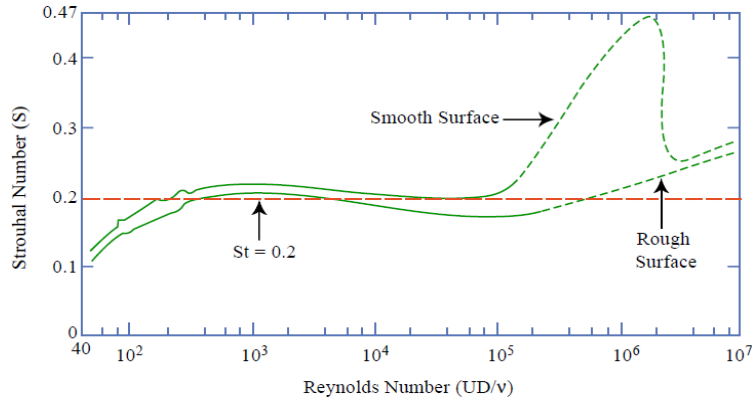
D = Diameter selinder (m)

Ω = Frekuensi eksitasi (rad/s)

Sh	v	D	Ω	
0.2	1.061	0.1	2.122	rad/s
0.2	1.421	0.1	2.842	rad/s
0.2	1.783	0.1	3.566	rad/s
0.2	2.146	0.1	4.292	rad/s

Tabel 4. 3. Data hasil frekuensi exitasi

Dalam perhitungan frekuensi exitasi variabel yang dibutuhkan adalah strouhal number, kecepatan exitasi dan diameter selinder.



Gambar 4. 1. Hubungan reynold number dengan strouhal number

Harga strouhal number diambil dengan memplotkan nilai reynold number sesuai nilai number yang bekerja dari model pada grafik.

4. Rasio Frekuensi

Rasio antar frekuensi adalah perbandingan antara frekuensi eksitasi dengan frekuensi angular tak teredam.

a. Variasi kecepatan arus 0.6 [m/s]

$$\begin{aligned} r &= \Omega / \omega_n \\ r &= 2.122 / 3.74 \\ r &= 0.5674 \end{aligned}$$

b. Variasi kecepatan arus 0.8 [m/s]

$$\begin{aligned} r &= \Omega / \omega_n \\ r &= 2.842 / 3.74 \\ r &= 0.7599 \end{aligned}$$

c. Variasi kecepatan arus 1.0 [m/s]

$$\begin{aligned} r &= \Omega / \omega_n \\ r &= 3.566 / 3.74 \\ r &= 0.9535 \end{aligned}$$

d. Variasi kecepatan arus 1.2 [m/s]

$$\begin{aligned} r &= \Omega / \omega_n \\ r &= 4.292 / 3.74 \\ r &= 1.1476 \end{aligned}$$

Ω	ω_n	r
2.122	3.74004607	0.5674
2.842	3.74004607	0.7599
3.566	3.74004607	0.9535
4.292	3.74004607	1.1476

Tabel 4. 4. Data hasil rasio frekuensi

5. Amplitudo eksitasi

a. Variasi kecepatan arus 0.6 [m/s]

$$U = \frac{U_0}{[(1-r)^2 + (2 \times \zeta \times r)^2]^2}$$

$$U = \frac{0.259507}{[(1-0.5648)^2 + (2 \times 0.268 \times 0.5648)^2]^2}$$

$$U = 1.325914 [m]$$

b. Variasi kecepatan arus 0.8 [m/s]

$$U = \frac{U_0}{[(1-r)^2 + (2 \times \zeta \times r)^2]^2}$$

$$U = \frac{0.260134}{[(1-0.7599)^2 + (2 \times 0.268 \times 0.7599)^2]^2}$$

$$U = 3.054084 [m]$$

c. Variasi kecepatan arus 1.0 [m/s]

$$U = \frac{U_0}{[(1-r)^2 + (2 \times \zeta \times r)^2]^2}$$

$$U = \frac{0.260166}{[(1-0.9535)^2 + (2 \times 0.268 \times 0.9535)^2]^2}$$

$$U = 3.696599 [m]$$

d. Variasi kecepatan arus 1.2 [m/s]

$$U = \frac{U_0}{[(1-r)^2 + (2 \times \zeta \times r)^2]^2}$$

$$U = \frac{0.260194}{[(1-1.1476)^2 + (2 \times 0.268 \times 1.1476)^2]^2}$$

$$U = 1.577610 [m]$$

r	ζ	U_0	U	
0.5674	0.268	0.2595074	1.325914	m
0.7599	0.268	0.26013405	3.054084	m
0.9535	0.268	0.26016694	3.696599	m
1.1476	0.268	0.26019408	1.577610	m

Tabel 4. 5. Data hasil Amplitudo eksitasi

6. Nilai frekuensi natural benda

$$fn = \frac{1}{2\pi} \omega n$$

$$fn = \frac{1}{2\pi} 3.74$$

$$fn = 5.871872 [rad/s]$$

7. Frekuensi angular teredam

Untuk mengetahui frekuensi angular teredam dibutuhkan adanya damping ratio ($\zeta=0.268$). Dan lalu mencari nilai sudut fase $\tan \alpha$.

$$\omega_d = \omega_n \times [1 - \zeta^2]^2$$

$$\omega_d = 3.74 \times (1 - (0.268^2))^2$$

$$\omega_d = 3.6199 \text{ rad}$$

a. sudut fase pada variasi kecepatan 0.6 [m/s] :

$$\tan \alpha = \frac{2 \zeta r}{(1 - \zeta^2)}$$

$$\tan \alpha = \frac{2 \times 0.268 \times 0.5674}{(1 - (0.268)^2)}$$

$$\tan \alpha = 0.32764$$

$$\alpha = 0.31662 \text{ [rad]}$$

b. sudut fase pada variasi kecepatan 0.8 [m/s] :

$$\tan \alpha = \frac{2 \zeta r}{(1 - \zeta^2)}$$

$$\tan \alpha = \frac{2 \times 0.268 \times 0.7599}{(1 - (0.268)^2)}$$

$$\tan \alpha = 0.43882$$

$$\alpha = 0.41352 \text{ [rad]}$$

c. sudut fase pada variasi kecepatan 1.0 [m/s] :

$$\tan \alpha = \frac{2 \zeta r}{(1 - \zeta^2)}$$

$$\tan \alpha = \frac{2 \times 0.268 \times 0.9535}{(1 - (0.268)^2)}$$

$$\tan \alpha = 0.55060$$

$$\alpha = 0.50331 \text{ [rad]}$$

d. sudut fase pada variasi kecepatan 1.2 [m/s] :

$$\tan \alpha = \frac{2 \zeta r}{(1 - \zeta^2)}$$

$$\tan \alpha = \frac{2 \times 0.268 \times 1.1476}{(1 - (0.268)^2)}$$

$$\tan \alpha = 0.66270$$

$$\alpha = 0.58525 \text{ [rad]}$$

ζ	r	$\tan \alpha$	α
0.268	0.5674	0.32764	0.31662
0.268	0.7599	0.43882	0.41352
0.268	0.9535	0.55060	0.50331
0.268	1.1476	0.66270	0.58525

Tabel 4. 6. Data hasil frekuensi angular teredam

8. Respon total

Respon total adalah respon dinamik dari silinder per detik. Perhitungan terakhir adalah mencari nilai respon total dinamis denda (u). Hasil perhitungan respon total digunakan untuk mencari nilai amplitudo per setiap detik.

Variabel	Satuan	Kecepatan arus			
		0.6	0.8	1	1.2
U_0	m	0.25951	0.26013	0.26017	0.26019
r		0.5674	0.7599	0.9535	1.1476
$\zeta * \omega_n$		1.0023	1.0023	1.0023	1.0023
ω_n	rad/s	3.74004607	3.74004607	3.74004607	3.74004607
ω_d	rad/s	3.7208	3.72075	3.72075	3.72075
U	m	1.32591	3.05408	3.69660	1.57761
f_n	rad/s	5.87187233	5.87187233	5.87187233	5.87187233
Ω	rad/s	2.122	2.842	3.566	4.292
α	rad	0.31662	0.41352	0.50331	0.58525
A_1	m	-0.1008	-0.1831	-0.2505	-0.2937
A_2	m	-0.0062	-0.0144	-0.0208	-0.0252
Re		5.3E+04	7.0E+04	8.8E+04	1.1E+05
e		2.7182828	2.7182828	2.7182828	2.7182828

Tabel 4. 7. Data hasil perhitungan

a. Respon total pada variasi kecepatan arus 0.6 [m/s] :

❖ Waktu = 1 sekon

$$u_{total} = u_p + u_c$$

$$u_{total} = U \cos(\Omega t - \alpha) + e^{\zeta \omega_n t} (A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t)$$

$$u_{total} = (0.25951 \cos(2.122 \times 1 - 0.3166) + (2.72^{1.0023}) \times (1^1) ((-0.101) \cos 3.721 \times 1 + (-0.0062) \sin 3.721 \times 1))$$

$$u_{total} = 0.18876 [m]$$

b. Respon total pada variasi kecepatan arus 0.8 [m/s] :

❖ Waktu = 1 sekon

$$u_{total} = u_p + u_c$$

$$u_{total} = U \cos(\Omega t - \alpha) + e^{\zeta \omega_n t} (A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t)$$

$$u_{total} = (0.26013 \cos(2.842 \times 1 - 0.41352) + (2.72^{1.0023}) \times (1^1) ((-0.1831) \cos 3.721 \times 1 + (-0.0144) \sin 3.721 \times 1))$$

$$u_{total} = 0.2423 [m]$$

c. Respon total pada variasi kecepatan arus 1.0 [m/s] :

❖ Waktu = 1 sekon

$$u_{total} = u_p + u_c$$

$$u_{total} = U \cos(\Omega t - \alpha) + e^{\zeta \omega_n t} (A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t)$$

$$u_{total} = (0.26017 \cos(3.566 \times 1 - 0.50331) + (2.72^{1.0023}) \times (1^1) ((-0.2502) \cos 3.721 \times 1 + (-0.0208) \sin 3.721 \times 1))$$

$$u_{total} = 0.3429 [m]$$

d. Respon total pada variasi kecepatan arus 1.2 [m/s] :

❖ Waktu = 1 sekon

$$u_{total} = u_p + u_c$$

$$u_{total} = U \cos(\Omega t - \alpha) + e^{\zeta \omega_n t} (A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t)$$

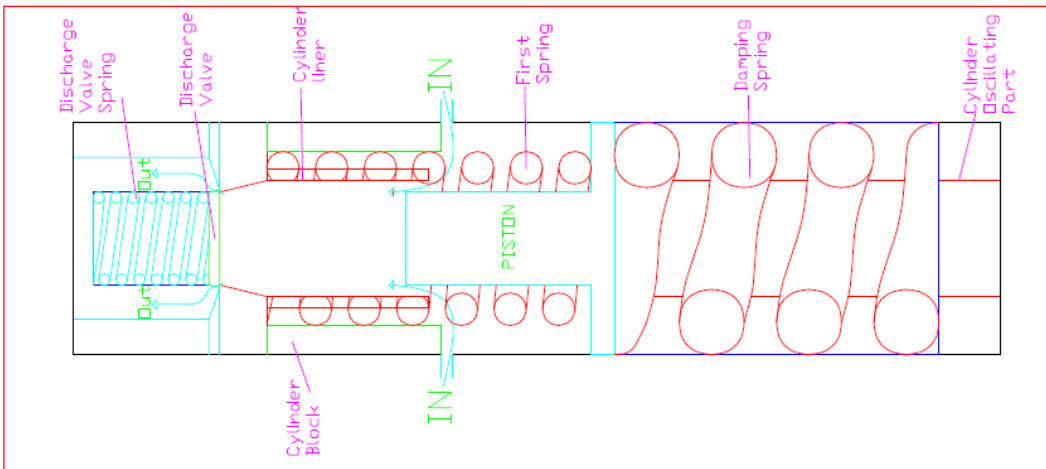
$$u_{total} = (0.26019 \cos(4.292 \times 1 - 0.58525) + (2.72^{1.0023}) \times (1^1) ((-0.2937) \cos 3.721 \times 1 + (-0.0252) \sin 3.721 \times 1))$$

$$u_{total} = 0.4875 [m]$$

waktu [s]	variasi kecepatan arus [m/s]			
	0.6	0.8	1.0	1.2
1	0.68240	0.24225	0.34288	0.48757
2	-0.30900	-0.09818	-0.08074	-0.42123
3	0.22354	-0.11058	-0.24414	0.18532
4	0.09297	0.29903	0.51717	0.32577
5	-0.42989	-0.38742	-0.63575	-0.87367
6	0.52161	0.32884	0.54512	-0.49942
7	-0.28248	-0.12617	-0.25909	-0.64190
8	-0.11211	-0.16745	-0.14167	-0.04832
9	0.37576	0.46477	0.53372	0.56841
10	-0.35468	-0.67214	-0.78979	-0.69301

Tabel 4. 8. Respon total dengan beberapa variasi waktu

4.3 Analisa Perhitungan Linear Compressor



Gambar 4. 2. Linear Compressor yang dirancang

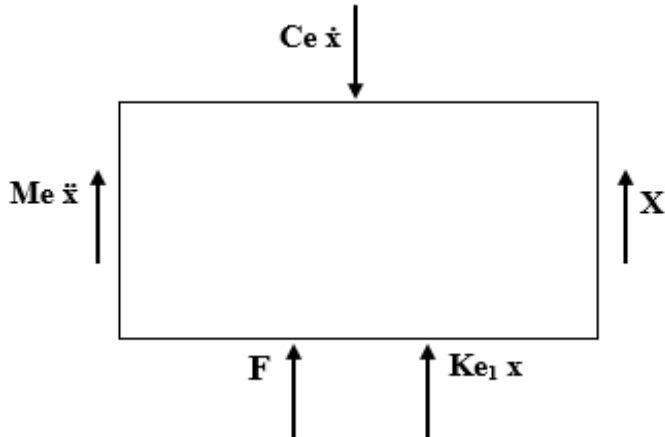
Parameter Linear Compressor :

- Diameter piston = 0.1 [m]
- Panjang stroke = 0.4 [m]
- Viskositas udara (20⁰C) = 1.8×10^{-5} [Ns/m²]
- Konstanta damping = 268 [N/m]
- Konstanta pegas = 608 [N/m]
- Frekuensi = 5 [Hz]

Nomor variasi	Kecepatan fluida di oscillating part		Lift Force dari CFD (N)	
	Value	Unit	Value	Unit
1	0.6	m/s	315.561	N
2	0.8	m/s	316.323	N
3	1	m/s	316.363	N
4	1.2	m/s	316.396	N

Tabel 4. 9. Parameter variasi Gaya lift

Berbagai istilah ini diperlakukan sebagai berikut, namun saat ini keduanya digabungkan dalam hal konstanta pegas yang setara 'Ke', viskositas udara redaman konstan yang setara 'Ce', dan Massa pada sistem setara 'Me'. Persamaan gerak yang menghasilkan bagian mekanis dari sistem ini, oleh karena itu, diberikan oleh[4]:



Gambar 4. 3. Free Body Diagram dari Forward Stroke

Pada langkah ini piston posisi dari Titik Mati Bawah menuju Titik Mati Atas bertujuan mengkompresi udara yang masuk dari Suctin manifold menuju ke atas atau valve discharge.

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$\sum F = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$F = Me \ddot{x}$$

$$F + Ke_1 x - Ce \dot{x} = Me \ddot{x}$$

$$F = Me \ddot{x} + Ce \dot{x} - Ke_1 x$$

Dimana :

Me = Massa piston [kg]

F = Gaya piston [N]

Ce = Viskositas udara damping (N.s/m²)

Ke₁ = Konstanta pegas damping (N/m)

x = Jarak (m)

\ddot{x} = Percepatan (m/s²)

\dot{x} = Kecepatan (m/s)

Sebelum melakukan perhitungan gaya total piston yang terjadi pada sistem linear compressor, terlebih dahulu mencari nilai dari massa pada piston, luasan pada ruang kompresi di sistem linear compressor, dan faktor kecepatan dan percepatan gerak piston.

1. Massa Piston

$$M = \rho \times Vs$$

Dimana :

$$\rho = 2700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$r = 0.05 \text{ [m]}$$

$$h = 0.4 \text{ [m]}$$

Volume total silinder (Vt) :

Vt = Luasan lingkaran x Stroke

$$Vt = \pi \times r^2 \times L$$

$$Vt = 3.14 \times (0.05)^2 \times 0.4$$

$$Vt = 0.00314 \text{ [m}^3\text{]}$$

Volume rongga (Vr) :

$$Vr = \pi \times (r - \text{thickness})^2 \times (L - 2 \times \text{thickness})$$

$$Vr = 3.14 \times (0.05 - 0.01)^2 \times (0.4 - 2 \times 0.01)$$

$$Vr = 0.00191 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$Vs = Vt - Vr$$

$$Vs = 0.00314 - 0.00191$$

$$Vs = 0.00123 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$Mpiston = \rho \cdot Vs$$

$$Mpiston = 2700 \times 0.00123$$

$$Mpiston = 3.3234 \text{ [kg]}$$

2. Kecepatan dan Percepatan pada piston

Dimana sebelum mencari kecepatan dan percepatan kita menentukan nilai parameter frekuensi dalam perhitungan. Dalam kompresor linier yang dikembangkan, rentang variasi frekuensi sekitar 5Hz [7].

Kecepatan :

$$\dot{x} = \omega \cdot x$$

$$\dot{x} = (2\pi f) \cdot x$$

$$\dot{x} = (2 \times 3.14 \times 5) \times 0.4$$

$$\dot{x} = 12.56 \text{ [m /s]}$$

Percepatan :

$$\ddot{x} = \omega^2 \cdot x$$

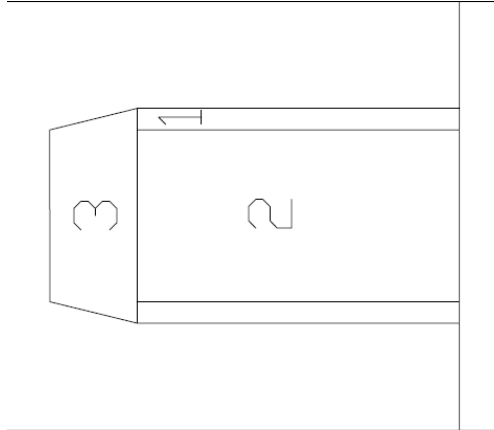
$$\ddot{x} = (2\pi f)^2 \cdot x$$

$$\ddot{x} = (2 \times 3.14 \times 5)^2 \times 0.4$$

$$\ddot{x} = 394.384 \text{ [m /s}^2\text{]}$$

3. Luasan pada ruang kompresi

Luasan pada ruang kompresi terdapat tiga luasan yang terlebih dahulu dicari nilainya sebelum melakukan perhitungan tekanan total pada ruang kompresi.



Gambar 4. 4. Luasan pada ruang kompresi

$$A_{total} = A_1 + A_2 + A_3$$

Dimana :

A_1 = luasan selisih antara luasan cylinder liner dengan piston

A_2 = luasan piston

A_3 = luasan kompresi

Luasan A_3 (Cylinder liner) :

L = Luas lingkaran

$$L = \pi r^2$$

$$L = 3.14 \times (0.0525)^2$$

$$L = 0.00865 \text{ m}^2$$

Dimana :

$$\pi = 3.14$$

$$D = 0.105 \text{ [m]}$$

Luasan A_2 (Piston) :

L = Luas lingkaran

$$L = \pi r^2$$

$$L = 3.14 \times (0.05)^2$$

$$L = 0.00785 \text{ [m}^2\text{]}$$

Dimana :

$$\pi = 3.14$$

$$D = 0.1 \text{ [m]}$$

Luasan A_1 :

$$\text{Luas } A_1 = (\text{Luas Cyl liner} - \text{Luas piston}) \times h$$

$$\text{Luas } A_1 = (0.00865 - 0.00785) \times 0.4$$

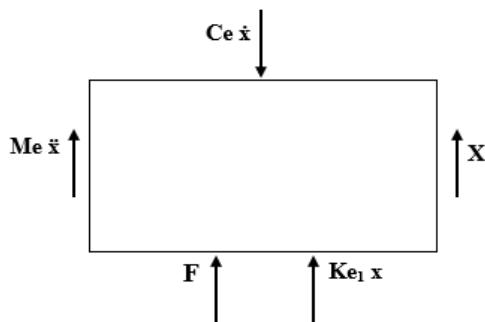
$$\text{Luas } A_1 = 0.00032 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{\text{total}} = A_1 + A_2 + A_3$$

$$A_{\text{total}} = 0.00032 + 0.00785 + 0.00865$$

$$A_{\text{total}} = 0.01683 \text{ [m}^2\text{]}$$

4.3.1. Gaya Total (Forward Stroke)



Gambar 4. 5. Free Body Diagram dari Forward Stroke

Pada langkah ini piston posisi dari Titik Mati Bawah menuju Titik Mati Atas bertujuan mengkompresi udara yang masuk dari suction manifold menuju ke atas atau valve discharge.

1. Perhitungan pada variasi satu

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_1 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_1 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10 - 5 \times 12.56) - (268 \times 0.4)$$

$$F = 1203.49 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F\ total = Fpiston + Flift}$$

$$F\ total = 1203.49 + 315.561$$

$$F\ total = 1519.05\ [N]$$

Dimana :

$$Me = 3.3234\ [kg]$$

$$F_{lift} = 315.561\ [N]$$

$$Ce = 1.8 \cdot 10^{-5}\ [N.s/m^2]$$

$$Ke_1 = 268\ [N/m]$$

$$x = 0.4\ [m]$$

$$\ddot{x} = 394.384\ [m/s^2]$$

$$\dot{x} = 12.56\ [m/s]$$

2. Perhitungan pada variasi kedua

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_1 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_1 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (268 \times 0.4)$$

$$F = 1203.49\ [N]$$

$$\mathbf{F\ total = Fpiston + Flift}$$

$$F\ total = 1203.49 + 316.323$$

$$F\ total = 1519.81\ [N]$$

Dimana :

$$Me = 3.3234\ [kg]$$

$$F_{lift} = 316.323\ [N]$$

$$Ce = 1.8 \cdot 10^{-5}\ [N.s/m^2]$$

$$Ke_1 = 268\ [N/m]$$

$$x = 0.4\ [m]$$

$$\ddot{x} = 394.384\ [m/s^2]$$

$$\dot{x} = 12.56\ [m/s]$$

3. Perhitungan pada variasi ketiga

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_1 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_1 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (268 \times 0.4)$$

$$F = 1203.49 \text{ [N]}$$

$$F \text{ total} = F_{\text{piston}} + F_{\text{lift}}$$

$$F \text{ total} = 1203.49 + 316.363$$

$$F \text{ total} = 1519.85 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$Me = 3.3234 \text{ [kg]}$$

$$F_{\text{lift}} = 316.363 \text{ [N]}$$

$$Ce = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [N.s/m}^2\text{]}$$

$$Ke_1 = 268 \text{ [N/m]}$$

$$x = 0.4 \text{ [m]}$$

$$\ddot{x} = 394.384 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\dot{x} = 12.56 \text{ [m/s]}$$

4. Perhitungan pada variasi keempat

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_1 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_1 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (268 \times 0.4)$$

$$F = 1203.49 \text{ [N]}$$

$$F_{total} = F_{piston} + F_{lift}$$

$$F_{total} = 1203.49 + 316.396$$

$$F_{total} = 1519.88 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$M_e = 3.3234 \text{ [kg]}$$

$$F_{lift} = 316.396 \text{ [N]}$$

$$C_e = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [N.s/m}^2\text{]}$$

$$K_{e1} = 268 \text{ [N/m]}$$

$$x = 0.4 \text{ [m]}$$

$$\ddot{x} = 394.384 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\dot{x} = 12.56 \text{ [m/s]}$$

Gaya total Piston pada Forward Stroke			
model	F_{piston}	F_{lift}	F_{total} = F_{piston} + F_{lift}
0.60	1203.49	315.561	1519.05 N
0.80	1203.49	316.323	1519.81 N
1.00	1203.49	316.363	1519.85 N
1.20	1203.49	316.396	1519.88 N

Tabel 4. 10. Tabel Total Gaya Pada Piston Forward Stroke

4.3.2. Tekanan Total (P) Piston pada Forward Stroke

Pada proses sistem linear compressor gaya (F) sebagai gaya total pada piston bergerak dan luasan permukaan (A) adalah luasan keseluruhan diruang kompresi.

$$P = \frac{F}{A}$$

Dimana :

P = Tekanan total yang dihasilkan [N/m²]

F = Gaya total yang dihasilkan piston [N]

A = Luasan total [m²]

1. Tekanan total pada variasi pertama :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1519.05}{0.01683}$$

$$P = 90277.23 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Dimana :

$$F = 1519.81 \text{ [N]}$$

$$A = 0.01683 \text{ [m}^2\text{]}$$

2. Tekanan total pada variasi kedua :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1519.81}{0.01683}$$

$$P = 90322.52 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Dimana :

$$F = 1519.81 \text{ [N]}$$

$$A = 0.01683 \text{ [m}^2\text{]}$$

3. Tekanan total pada variasi ketiga :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1519.85}{0.01683}$$

$$P = 90324.89 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Dimana :

$$F = 1519.81 \text{ [N]}$$

$$A = 0.01683 \text{ [m}^2\text{]}$$

4. Tekanan total pada variasi keempat :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1519.88}{0.01683}$$

$$P = 90326.85 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Dimana :

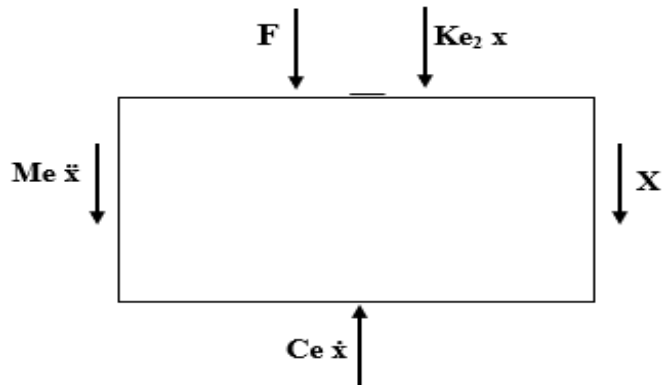
$$F = 1519.88 \text{ [N]}$$

$$A = 0.01683 \text{ [m}^2\text{]}$$

model	F_{total}	A_{total}	P_{total} Forward Stroke
0.6	1519.05	0.016826	90277.23 N/m²
0.8	1519.81	0.016826	90322.52 N/m²
1	1519.85	0.016826	90324.89 N/m²
1.2	1519.88	0.016826	90326.85 N/m²

Tabel 4. 11. Tekanan total pada Forward Stroke

4.3.3. Gaya Total (Back Stroke)



Gambar 4. 6. Free Body Diagram dari Back Stroke

Pada langkah ini piston bergerak dari Titik Mati Atas menuju Titik Mati Bawah bertujuan, pada proses ini udara dari suction masuk menuju ruang kompresi sampai piston di posisi titik mati bawah. Gaya piston dibantu oleh dari gaya pegas first dan valve discharge posisi close.

1. Perhitungan pada variasi satu

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$-F - Ke_2 \cdot x + Ce \cdot \dot{x} = -Me \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_2 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_2 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (608 \times 0.4)$$

$$F = 1072.34 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F \text{ total} = F_{piston} + Flift}$$

$$F \text{ total} = 1072.34 + 315.561$$

$$F \text{ total} = 1387.90 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} M_e &= 3.3234 \text{ [kg]} \\ F_{\text{lift}} &= 315.561 \text{ [N]} \\ C_e &= 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [N.s/m}^2\text{]} \\ K_{e_1} &= 608 \text{ [N/m]} \\ x &= 0.4 \text{ [m]} \\ \ddot{x} &= 394.384 \text{ [m/s}^2\text{]} \\ \dot{x} &= 12.56 \text{ [m/s]} \end{aligned}$$

2. Perhitungan pada variasi kedua

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$-F - K_{e_2} \cdot x + C_e \cdot \dot{x} = -M_e \cdot \ddot{x}$$

$$F + K_{e_2} \cdot x - C_e \cdot \dot{x} = M_e \cdot \ddot{x}$$

$$F = M_e \cdot \ddot{x} + C_e \cdot \dot{x} - K_{e_2} \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (608 \times 0.4)$$

$$F = 1072.34 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F \text{ total} = F_{\text{piston}} + F_{\text{lift}}}$$

$$F \text{ total} = 1072.34 + 316.323$$

$$F \text{ total} = 1388.60 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} M_e &= 3.3234 \text{ [kg]} \\ F_{\text{lift}} &= 316.323 \text{ [N]} \\ C_e &= 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [N.s/m}^2\text{]} \\ K_{e_1} &= 608 \text{ [N/m]} \\ x &= 0.4 \text{ [m]} \\ \ddot{x} &= 394.384 \text{ [m/s}^2\text{]} \\ \dot{x} &= 12.56 \text{ [m/s]} \end{aligned}$$

3. Perhitungan pada variasi ketiga

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$-F - Ke_2 \cdot x + Ce \cdot \dot{x} = -Me \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_2 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_2 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (608 \times 0.4)$$

$$F = 1072.34 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F \text{ total} = F_{\text{piston}} + F_{\text{lift}}}$$

$$F \text{ total} = 1072.34 + 316.363$$

$$F \text{ total} = 1388.70 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$Me = 3.3234 \text{ [kg]}$$

$$F_{\text{lift}} = 316.363 \text{ [N]}$$

$$Ce = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [N.s/m}^2\text{]}$$

$$Ke_1 = 608 \text{ [N/m]}$$

$$x = 0.4 \text{ [m]}$$

$$\ddot{x} = 394.384 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\dot{x} = 12.56 \text{ [m/s]}$$

4. Perhitungan pada variasi ketiga

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

$$-F - Ke_2 \cdot x + Ce \cdot \dot{x} = -Me \cdot \ddot{x}$$

$$F + Ke_2 \cdot x - Ce \cdot \dot{x} = Me \cdot \ddot{x}$$

$$F = Me \cdot \ddot{x} + Ce \cdot \dot{x} - Ke_2 \cdot x$$

$$F = (3.3357 \times 394.384) + (1.8 \times 10^{-5} \times 12.56) - (608 \times 0.4)$$

$$F = 1072.34 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F \text{ total} = F_{\text{piston}} + F_{\text{lift}}}$$

$$F \text{ total} = 1072.34 + 316.396$$

$$F \text{ total} = 1388.74 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} M_e &= 3.3234 \text{ [kg]} \\ F_{\text{lift}} &= 316.396 \text{ [N]} \\ C_e &= 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [N.s/m}^2\text{]} \\ K_{e1} &= 608 \text{ [N/m]} \\ x &= 0.4 \text{ [m]} \\ \ddot{x} &= 394.384 \text{ [m/s}^2\text{]} \\ \dot{x} &= 12.56 \text{ [m/s]} \end{aligned}$$

Gaya total Piston pada Back Stroke				
model	F_{piston}	F_{lift}	F_{total} = F_{piston} + F_{lift}	
0.6	1072.34	315.561	1387.90	N
0.8	1072.34	316.323	1388.66	N
1.0	1072.34	316.363	1388.70	N
1.2	1072.34	316.396	1388.74	N

Tabel 4. 12. Tabel Gaya Total Piston Back Stroke

4.3.4. Tekanan Total (P) pada Back Stroke

Pada proses sistem linear compressor gaya (F) sebagai gaya total pada piston bergerak dan luasan permukaan (A) adalah luasan keseluruhan diruang kompresi.

$$P = \frac{F}{A}$$

Dimana :

P = Tekanan total yang dihasilkan [N/m²]

F = Gaya total yang dihasilkan piston [N]

A = Luasan total [m²]

1. Tekanan total pada variasi pertama :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1387.90}{0.01683}$$

$$P = 82483.23 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Dimana :

$$F = 1387.90 \text{ [N]}$$

$$A = 0.01683 \text{ [m}^2\text{]}$$

2. Tekanan total pada variasi kedua :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1388.66}{0.01683}$$

$$P = 82528.51 [N/m^2]$$

Dimana :

$$F = 1388.66 [N]$$

$$A = 0.01683 [m^2]$$

3. Tekanan total pada variasi ketiga :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1388.70}{0.01683}$$

$$P = 82530.89 [N/m^2]$$

Dimana :

$$F = 1388.70 [N]$$

$$A = 0.01683 [m^2]$$

4. Tekanan total pada variasi keempat :

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{1388.74}{0.01683}$$

$$P = 82532.85 [N/m^2]$$

Dimana :

$$F = 1388.74 [N]$$

$$A = 0.01683 [m^2]$$

model	F_{total}	A_{total}	P_{total}
0.6	1387.90	0.016826	82483.23 N/m²
0.8	1388.66	0.016826	82528.51 N/m²
1	1388.70	0.016826	82530.89 N/m²
1.2	1388.74	0.016826	82532.85 N/m²

Tabel 4. 13. Tabel Tekanan Total Pada Piston Back Stroke

4.3.5. Perhitungan Analisa Valve Discharge

$$P_{valve} = P_{cylinder}$$

$$\frac{F_{valve}}{A_{valve}} = \frac{F_{total}}{A_{total}}$$

$$F_{valve} = \frac{F_{total}}{A_{total}} A_{valve}$$

Dimana :

F_{total} = Gaya total yang dihasilkan piston pada Forward Stroke [N]

A_{total} = Luasan total ruang kompresi [m²]

A_{valve} = Luasan pada valve [m²]

F_{valve} = Gaya yang dibutuhkan untuk membuka valve [N]

Dalam mencari gaya yang dibutuhkan untuk membuka valve discharge dengan persamaan prinsip pascal dengan persamaan tekanan pada valve dengan tekanan pada cylinder (tekanan total) sebagai berikut. Posisi piston pada langkah Forward Stroke.

L = Luas lingkaran

$$L = \pi r^2$$

$$L = 3.14 \times (0.05)^2$$

$$L = 0.00785 \text{ m}^2$$

Dimana :

$$\pi = 3.14$$

$$D = 0.1 \text{ m}$$

Mencari nilai luasan valve discharge terlebih dahulu sebelum perhitungan.

1. Tekanan yang bekerja pada valve discharge pada variasi pertama :

$$P_{valve} = P_{cylinder}$$

$$\frac{F_{valve}}{A_{valve}} = \frac{F_{total}}{A_{total}}$$

$$F_{valve} = \frac{F_{total}}{A_{total}} A_{valve}$$

$$F_{valve} = \frac{1519.05}{0.016826} \times 0.008655$$

$$F_{valve} = 781.32 [N]$$

Dimana :

$$F_{total} = 1519.05 [N]$$

$$A_{total} = 0.016826 [m^2]$$

$$A_{valve} = 0.008655 [m^2]$$

2. Tekanan yang bekerja pada valve discharge pada variasi kedua :

$$P_{valve} = P_{cylinder}$$

$$\frac{F_{valve}}{A_{valve}} = \frac{F_{total}}{A_{total}}$$

$$F_{valve} = \frac{F_{total}}{A_{total}} A_{valve}$$

$$F_{valve} = \frac{1519.81}{0.016826} \times 0.008655$$

$$F_{valve} = 781.71 [N]$$

Dimana :

$$F_{total} = 1519.81 [N]$$

$$A_{total} = 0.016826 [m^2]$$

$$A_{valve} = 0.008655 [m^2]$$

3. Tekanan yang bekerja pada valve discharge pada variasi ketiga :

$$P_{valve} = P_{cylinder}$$

$$\frac{F_{valve}}{A_{valve}} = \frac{F_{total}}{A_{total}}$$

$$F_{valve} = \frac{F_{total}}{A_{total}} A_{valve}$$

$$F_{valve} = \frac{1519.85}{0.016826} \times 0.008655$$

$$F_{valve} = 781.73 [N]$$

Dimana :

$$F_{total} = 1519.85 [N]$$

$$A_{total} = 0.016826 [m^2]$$

$$A_{valve} = 0.008655 [m^2]$$

4. Tekanan yang bekerja pada valve discharge pada variasi kedua :

$$P_{valve} = P_{cylinder}$$

$$\frac{F_{valve}}{A_{valve}} = \frac{F_{total}}{A_{total}}$$

$$F_{valve} = \frac{F_{total}}{A_{total}} A_{valve}$$

$$F_{valve} = \frac{1519.88}{0.016826} \times 0.008655$$

$$F_{valve} = 781.75 \text{ [N]}$$

Dimana :

$$F_{total} = 1519.88 \text{ [N]}$$

$$A_{total} = 0.016826 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{valve} = 0.008655 \text{ [m}^2\text{]}$$

F_{total}	A_{total}	A_{valve}	F_{valve}
1519.05	0.016826	0.008655	781.32 N
1519.81	0.016826	0.008655	781.71 N
1519.85	0.016826	0.008655	781.73 N
1519.88	0.016826	0.008655	781.75 N

Tabel 4. 14. Tabel Gaya untuk membuka valve discharge

4.4 Analisa Pada Pemodelan Matematis

4.4.1. Analisa Perhitungan Oscillating Part

Sesuai dengan hasil perhitungan manual yang telah di lakukan pada **tabel 4.15**, dapat diketahui bahwa untuk variasi kecepatan yang berbeda maka harga amplitudo eksitasi (U) yang dihasilkan akan berbeda dan semakin membesar ketika kecepatan arusnya lebih besar. terlihat bahwa nilai amplitudo maksimum mengalami kenaikan untuk kecepatan fluida 0.6 m/s sampai dengan 1.0 m/s. Sedangkan untuk range kecepatan fluida 1 m/s hingga 1.2 m/s amplitudo maksimum mengalami penurunan.

Variabel	Satuan	Kecepatan arus			
		0.6	0.8	1	1.2
U_0	m	0.25951	0.26013	0.26017	0.26019
r		0.5674	0.7599	0.9535	1.1476
$\zeta * \omega_n$		1.0023	1.0023	1.0023	1.0023
ω_n	rad/s	3.74004607	3.74004607	3.74004607	3.74004607
ω_d	rad/s	3.7208	3.72075	3.72075	3.72075
U	m	1.32591	3.05408	3.69660	1.57761
f_n	rad/s	5.87187233	5.87187233	5.87187233	5.87187233
Ω	rad/s	2.122	2.842	3.566	4.292
α	rad	0.31662	0.41352	0.50331	0.58525
A_1	m	-0.1008	-0.1831	-0.2505	-0.2937
A_2	m	-0.0062	-0.0144	-0.0208	-0.0252
Re		5.3E+04	7.0E+04	8.8E+04	1.1E+05
e		2.7182828	2.7182828	2.7182828	2.7182828

Tabel 4. 15. Tabel Perhitungan pada Oscillating Part

4.4.2. Analisa Perhitungan Linear Compressor

1. Gaya total yang dihasilkan pada piston di linear compressor

Hasil perhitungan manual untuk menentukan gaya total yang bekerja pada sistem linear compressor terdiri dari gaya lift hasil dari sistem pada oscillating part, koefisien pegas pada sistem, kecepatan, percepatan, viskositas fluida, dan massa piston itu sendiri.

Terjadi perbedaan nilai besaran dari gaya total piston langkah forward stroke (1519.05 ; 1519.81 ; 1519.85 ; 1519.88 N) lebih besar dari gaya total piston pada back stroke [1387.90 ; 1388.66 ; 1388.70 ; 1388.74 N), dikarenakan perbedaan faktor konstanta pegas ($Ke_2 > Ke_1$) yang bekerja yang mengurangi gaya pada piston.

Gaya total Piston pada Forward Stroke			
model	F_{piston}	F_{lift}	F_{total} = F_{piston} + F_{lift}
0.60	1203.49	315.561	1519.05 N
0.80	1203.49	316.323	1519.81 N
1.00	1203.49	316.363	1519.85 N
1.20	1203.49	316.396	1519.88 N

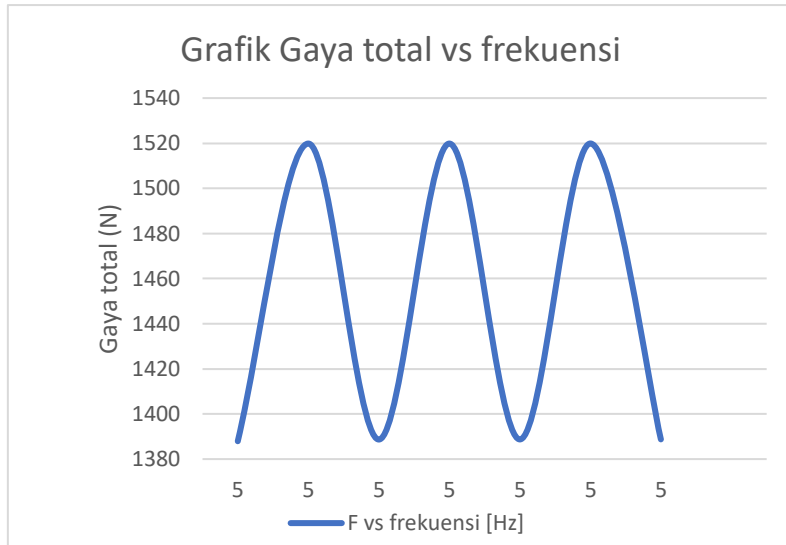
Gaya total Piston pada Back Stroke			
model	F_{piston}	F_{lift}	F_{total} = F_{piston} + F_{lift}
0.6	1072.34	315.561	1387.90 N
0.8	1072.34	316.323	1388.66 N
1.0	1072.34	316.363	1388.70 N
1.2	1072.34	316.396	1388.74 N

Tabel 4. 16. Tabel Gaya Total yang bekerja pada ruang kompresi

2. Frekuensi terhadap gaya total pada piston

Variabel	Satuan	Kecepatan arus			
		0.6	0.8	1	1.2
F_{total forward stroke}	N	1519.05	1519.81	1519.85	1519.88
F_{total back stroke}	N	1387.90	1388.66	1388.70	1388.74
A_{total forward stroke}	m ²	0.016826	0.016826	0.016826	0.016826
A_{total back stroke}	m ²	0.016826	0.016826	0.016826	0.016826
P_{total forward stroke}	N/m ²	90277.23	90322.52	90324.89	90326.85
P_{total back stroke}	N/m ²	82483.23	82528.51	82530.89	82532.85

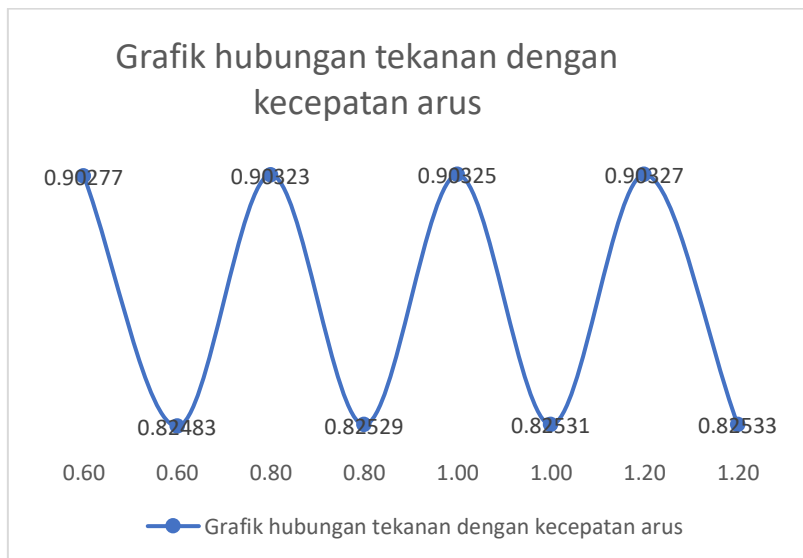
Tabel 4. 17. Tabel Hasil Perhitungan



Gambar 4. 7. Diagram frekuensi terhadap gaya total

Nilai frekuensi mempengaruhi besaran nilai kecepatan dan percepatan pada sistem kompresi, sehingga mempengaruhi besaran gaya dan tekanan total yang dihasilkan pada sistem linear compressor. Pada persamaan rumus gaya, nilai frekuensi sebanding lurus dengan kecepatan dan percepatan, jika frekuensi bernilai semakin besar sehingga gaya dan tekanan yang dihasilkan pada sistem kompresi semakin besar.

3. Tekanan terhadap variasi kecepatan arus



Gambar 4. 8. Diagram frekuensi terhadap gaya total

Pada **gambar 4.8** menjelaskan bahwa kecepatan arus (*vortex*) semakin besar yang diterima oleh oscillating part, maka gaya yang lift yang dihasilkan untuk menggerakkan piston pada linear compressor semakin besar. Sehingga tekanan udara yang di hasilkan pada sistem linear compressor semakin besar terlihat dimulai dari kecepatan 0.6 m/s dengan menghasilkan tekanan 0.90277 bar dan selalu bernilai semakin besar sampai kecepatan arus 1.2 m/s menghasilkan 0.90327 bar.

4. Gaya Valve Discharge

F_{total}	>	Fvalve	model
1519.048	>	781.3156	0.6
1519.81	>	781.7075	0.8
1519.85	>	781.7281	1
1519.883	>	781.745	1.2

Tabel 4. 18. Gaya Total yang bekerja pada ruang kompresi dan Gaya valve discharge

Sistem kerja valve discharge ketika membuka adalah ketika gaya tekanan atau kompresi piston dari titik mati bawah ke titik mati atas ($F_{cylinder}$) bernilai (1519.05 ; 1519.81 ; 1519.85 ; 1519.88 N) lebih besar dari gaya pegas valve discharge (F_{valve}) yang bernilai (781.32 ; 781.71 ; 781.73 ; 781.75 N) . ($F_{cylinder}$) lebih besar dari gaya pegas valve discharge (F_{valve}). Sehingga memenuhi ketentuan tekanan pada cylinder liner lebih besar dari tekanan pada valve discharge.

BAB V

Kesimpulan

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa yang dilakukan maka dapat diambil beberapa kesimpulan dan saran sebagai berikut

1. Dari hasil perhitungan didapatkan bahwa semakin besar kecepatan arus air laut dengan dimensi pada silinder oscillating part maka gaya angkat yang diterima oleh selinder tersebut akan lebih besar dari pada gaya angkat yang diterima oleh silinder yang kecepatan arusnya lebih kecil.
2. Besaran gaya sebanding lurus dengan besaran tekanan. Pada perhitungan tekanan total yang dihasilkan pada piston memenuhi syarat untuk membuka valve discharge, valve akan membuka apabila tekanan pada valve lebih kecil dari nilai tekanan pada cylinder.
3. Nilai frekuensi mempengaruhi besaran nilai kecepatan dan percepatan pada sistem kompresi, sehingga mempengaruhi besaran gaya dan tekanan total yang dihasilkan pada sistem linear compressor. Pada persamaan rumus gaya, nilai frekuensi sebanding lurus dengan kecepatan dan percepatan, jika frekuensi bernilai semakin besar sehingga gaya pada piston yang dihasilkan pada sistem kompresi semakin besar.
4. Menentukan besaran konstanta pegas di dalam sistem linear compressor sangat menentukan gaya yang diberikan oleh pegas itu sendiri dengan arah yang berlawanan.
5. Kecepatan arus (*vortex*) semakin besar yang diterima oleh oscillating part, maka gaya yang lift yang dihasilkan untuk menggerakkan piston pada linear compressor semakin besar. Sehingga tekanan udara yang di hasilkan pada sistem linear compressor semakin besar, dikarenakan nilai gaya sebanding lurus dengan tekanan yang dihasilkan.

5.2 Saran

1. Untuk mendapatkan hasil yang maksimal perlu adanya faktor lain, seperti penentuan desain valve suction, faktor losses yang terjadi pada sistem linear compressor, dll.
2. Penelitian lebih lanjut dapat dilakukan dengan memberikan variasi terhadap jumlah frekuensi terhadap kecepatan dan percepatan dan dimensi silinder pada piston linear compressor.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

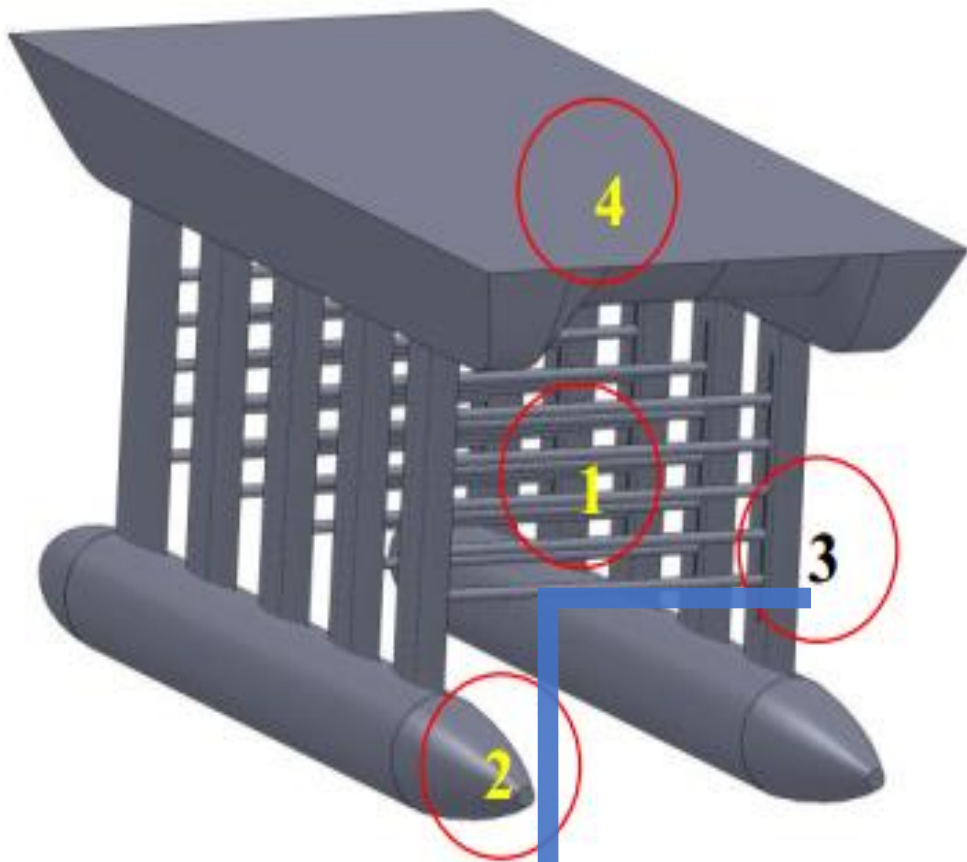
BAB VI

DAFTAR PUSTAKA

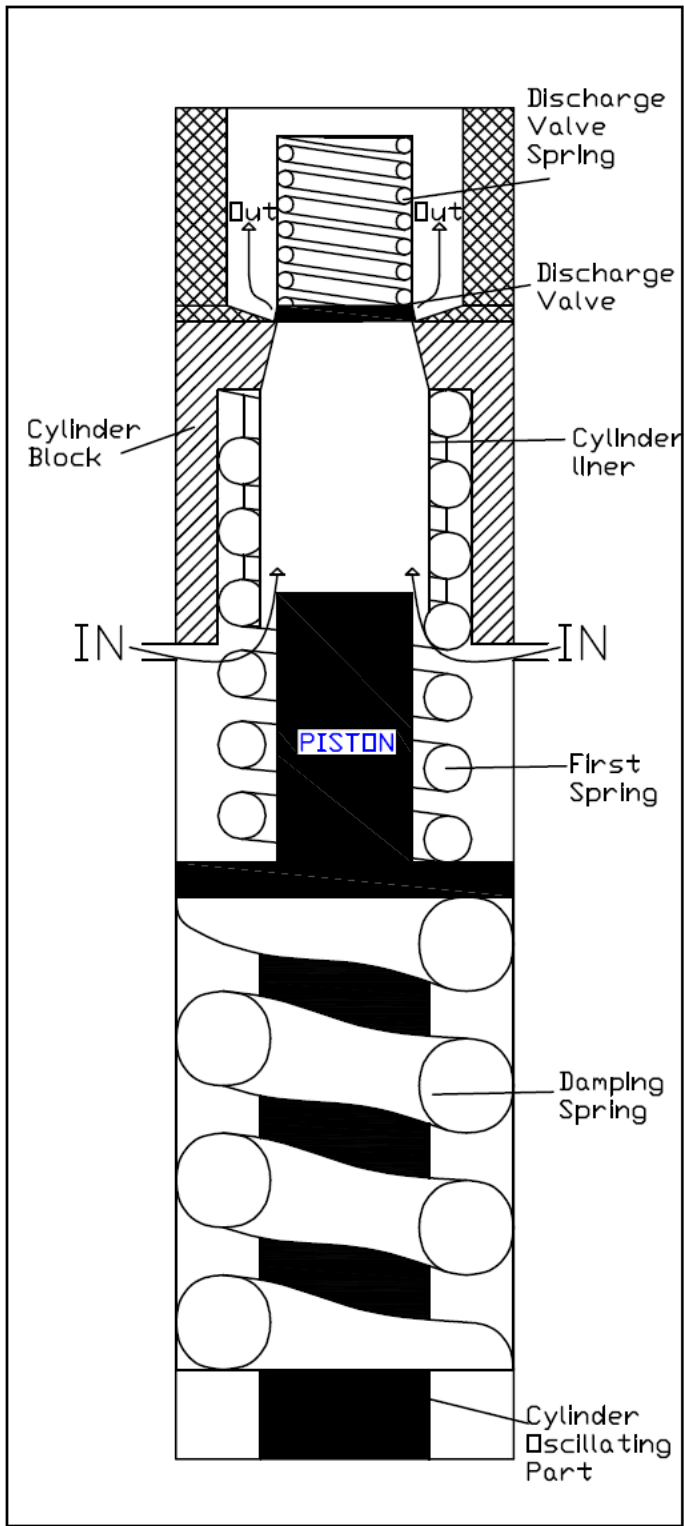
- [1] I. Ranu Kusuma, Bayu D. A., Agoes A. M., 2012, “Kajian Teknis Fenomena Getaran Vorteks pada Variasi Jumlah Oscillating Part Pembangkit Listrik Tenaga Arus Air Laut”.
- [2] Bernitsas, M. M. and Raghavan, K., 2006, “VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A New Concept In Generation Of Clean And Renewable Energy From Fluid Flow”.
- [3] Janu Harimurti, 2012, Tugas Akhir “Kajian Teknis Fenomena Getaran Vortek Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Air Laut Dengan Metode Simulasi Komputer”.
- [4] Madhura sevekari ; prof. Suneeta phadkule ; dr. Virendra bhojwani, prof. Amit jomde ; Dr. Suhas Deshmukh, 2013, "Modelling and analysis of linear compressor".
- [5] Eytan Pollok, Werner Soedel, F.J.Friedlaender, Raymond Cohen, 1978, “Mathematical Model Of An Electrodynamics Oscillating Refrigeration Compressor”.
- [6] A V Jomde, V K Bhojwani, M B Deshmukh and S P Deshmukh, “ Parametric Analysis of Linear Compressor Using Mathematical Simulator”.
- [7] Hyuk Lee, Sang Sub Jeong, Chel Woong Lee and Hyeong Kook Lee., 2004, “Linear Compressor for Air-Conditioner”.
- [8] Feng, C. C. 1968. *The Measurements of Vortex-Induced Effects in Flow Past a Stationary and Oscillating Circular and D-Section Cylinders*. M.Sc thesis. University of British Columbia.
- [9] E. Pollak, F.J. Friedlaender, W.Soedel, R. Cohen, 1978, “Mathematical Model of An Electrodynamics Oscillating Refrigeration Compressor”.
- [10] Douglas C. Giancoli, 2001, FISIKA/Edisi ke Lima Lilid 1 “PHYSICS: Principles with applications, Fifth Edition”.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN 1
DESAIN PERANCANGAN LINEAR COMPRESSOR



**Pada gambar desain
*Portable Induced
Vibration*, Lokasi Linear
Compressor terletak
pada nomor 3.**



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Tebet, Jakarta Selatan pada tanggal 17 Agustus 1993 dengan nama Feldy Aryodianto dan merupakan anak keempat dari pasangan Sartono dan Etty Hayati. Penulis menempuh jenjang mulai dari SD Negeri 01 Cibono Percontohan Jakarta , SMP Negeri 3 Jakarta, dan SMA Negeri 43 Jakarta. Setelah lulus dari bangku Sekolah Menengah Atas (SMA), penulis diterima di Prodi Teknik Alat Berat , Politeknik Negeri Jakarta pada tahun 2012. Setelah lulus D3 penulis melanjutkan S1 diterima di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui Lintas Jalus pada tahun 2016.

Selama menempuh masa studi, penulis aktif di berbagai kegiatan dan organisasi. Penulis aktif organisasi Pramuka di Kota Tua Jakarta. Selain itu, penulis juga pada masa perkuliahan melakukan kerja praktik di PT. Trakindo Utama.